

Jahrbuch
der
Schiffbautechnischen Gesellschaft



Achtundzwanzigster Band

1927

Berlin
Verlag von Julius Springer

1927

ISBN-13: 978-3-642-90167-6 e-ISBN-13: 978-3-642-92024-0
DOI: 10.1007/978-3-642-92024-0

Alle Rechte vorbehalten
Softcover reprint of the hardcover 1st edition 1927

Inhaltsverzeichnis.

Geschäftliches:	Seite
I. Mitgliederliste	3
II. Gesellschafts-Satzung	31
III. Satzung der silbernen und goldenen Denkmünze.	35
IV. Bericht über das achtundzwanzigste Geschäftsjahr 1926	36
V. Niederschrift über die geschäftliche Sitzung der siebenundzwanzigsten ordentlichen Hauptversammlung am 19. November 1926	66
VI. Unsere Toten	68
 Vorträge der XXVII. Hauptversammlung:	
VII. Die neuzeitliche Dampfturbine und ihre Anwendung für den Schiffsantrieb. Von E. A. Kraft	87
VIII. Entwicklungsmöglichkeiten des Höchstdruckdampfes im Schiffsbetrieb. Von O. H. Hartmann	127
IX. Neuere Erfahrungen im Schiffbau-Versuchswesen. Von G. Kempf	162
X. Feuerlöschvorkehrungen an Bord von Seeschiffen unter Benutzung chemischer und gasförmiger Löschmittel. Von J. Winter	193
XI. Die Kursbeständigkeit des Schiffes und ihre Bedeutung für die Schifffahrt. Von T. Schwarz	212
XII. Schifffahrts- und schiffbautechnische Eindrücke auf meiner Weltreise. Von W. Teubert	243
XIII. Versuche mit Tragflügel-Schiffsschrauben. Von F. Horn	342
XIV. Das Raumfestigkeitsproblem im Schiffbau. Von G. Wrobbel	447
 Beitrag:	
XV. Eisbergung. Von W. Kiwull	495
 Besichtigung:	
XVI. Die Siemens-Werke in Berlin-Siemensstadt. Von E. H. Schultze	519
 Anhang:	
XVII. Namenverzeichnis	552

Geschäftliches.

I. Mitgliederliste.

Schirmherr:

SEINE MAJESTÄT KAISER WILHELM II.

Ehrenvorsitzender:

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

Vorsitzender:

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

Stellvertretender Vorsitzender:

Paul Preße, Geheimer Oberbaurat, Chef der Konstruktions-Abteilung beim Reichswehrministerium (Marineleitung), Berlin.

Fachmännische Beisitzer:

Gustav Bauer, Dr.-Ing., Dr. phil., Professor,
Direktor der Vulcan-Werke, Hamburg.

Caspar Berninghaus, Dr.-Ing., Werftbesitzer,
Duisburg.

Walter Blohm, Dipl.-Ing., Persönlich haftender Gesellschafter der Kommanditgesellschaft
Blohm & Voß, Hamburg.

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

Victor Nawatzki, Vorsitzender des Aufsichts-
rates des Bremer Vulkan, Vegesack.

Beisitzer:

Arnold Amsinck, Vorsitzender des Vorstandes
der Woermann-Linie A. G. und der Deutschen
Ost-Afrika-Linie, Hamburg.

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

Eduard Gribel, Reeder, Stettin.

Philipp Heineken, Dr.-Ing., Präsident des Nord-
deutschen Lloyd, Bremen.

Geschäftsstelle: Berlin NW 6, Schumannstr. 2

Fernsprecher: Norden 926.

Drahtung: Berlin, Schifftechnik.

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

Postscheckkonto: Berlin 38 469.

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),

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

(seit 1920),

Johannes Rudloff, Dr.-Ing., Wirklicher Geheimer Oberbaurat, Professor, Berlin

(seit 1923),

Philipp Heineken, Dr. Ing., Präsident des Norddeutschen Lloyd, Bremen

(seit 1924),

Victor Nawatzki, Vorsitzender des Aufsichtsrates des Bremer Vulkan, Vegesack

(seit 1924).

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),

Hermann Frahm, Dr.-Ing., Direktor der Werft von Blohm & Voß, Hamburg

(seit 1924).

Gustav Bauer, Dr.-Ing., Dr. phil., Professor, Direktor der Vulcan-Werke, Hamburg

(seit 1925).

3. Inhaber der Silbernen Denkmünze der Schiffbautechnischen Gesellschaft:

Hermann Föttinger, Dr.-Ing., Professor an der Techn. Hochschule in Berlin

(seit 1906),

Gustav Bauer, Dr.-Ing., Dr. phil., Professor, Direktor der Vulcan-Werke, Hamburg

(seit 1916),

Karl Schaffran, Dr.-Ing., Leiter des wissenschaftlich-technischen Instituts
für Schiffsantrieb, Altona

(seit 1920).

4. Fachmitglieder.

a) Lebenslängliche Fachmitglieder:

- Allard, Erik, Ingenieur der Königl. Marineverwaltung, Stockholm, Mastersammelsgatan 6.
- Baur, G., Geheimer Baurat, Fried. Krupp A.-G., Essen-Hügel, Auf dem Hügel.
- Berghoff, Otto, Marinebaurat, Berlin C 54, Dragonerstr. 23.
- 10 Berninghaus, C., Dr.-Ing. und Werftbesitzer, Duisburg.
- van Beuningen, Frederik, Direktor der Machinefabrik en Scheepswerf, P. Smit jun., Rotterdam, Avenue Concordia 75.
- Bignami, Leopold, Schiffbau-Ingenieur, Genua, Piazza Grillo Cattaneo 6.
- Biles, Sir John H., Broadway Chambers, 40 Broadway, Westminster London, S. W. 1.
- Blohm, Rudolf, Dipl.-Ing., i. F. Blohm & Voß, Hamburg 13, Harvestehuderweg 19.
- 15 Blohm, Walther, Dipl.-Ing., pers. haftender Gesellschafter der Kommanditges. Blohm & Voß, Hamburg-Alsterdorf, Bebelallee 141.
- Bodewes, G. H., Direktor der Lobith'sche Scheepsbouw Maatschappij Lobith, Holland.
- Bodewes, Jan, Direktor der Lobith'sche Scheepsbouw Maatschappij Lobith, Holland.
- Böös, Carl C. son, Marinebaumeister, Stockholm, Jungfrugatan 6.
- Bormann, Alfr., Schiffbau-Ober-Ingenieur, Wiborg, Neitsytniemi, Pekonkatn 5 as 2.
- 20 Boschi, Luigi, Schiffbau-Ingenieur, Cantiere Navale Gio Ansaldo & Co., Sestri Ponente.
- Brodin, Olof, Dipl.-Ing., Stockholm, Kornhamnstorg 53.
- Bruhn, Johannes, Dr., Direktor von Norske Veritas, Oslo, Post Boks 82.
- Burchard, Carl, Fabrikbesitzer, Hamburg 24, Papehuderstr. 6.
- Burgerhout, Adolf, Direktor d. N. V. Burgerhout's Machinefabriken Scheepswerf, Rotterdam.
- 25 Burgerhout, Hugo, Direktor d. N. V. Burgerhout's Machinefabrik en Scheepswerf, Rotterdam.
- Cassel, Fredrik, Marinebaumeister d. R., Direktor der Ingeniörfirma Ture N. Steen Aktiebolag, Stockholm, Hjorthavägen.
- de Champs, Ch., Commodore der Königl. Schwed. Marine, Schiffbau- und Elektro-Ingenieur von der Königl. Techn. Hochschule in Stockholm, Stockholm, Johannesgatan 20.
- Claussen, Georg, Werftdirektor d. Joh. C. Tecklenborg A.-G., Geestemünde, Claussenstr. 4.
- Cornehlis, Otto, Direktor der Reiherstieg-Schiffswerfte u. Maschinenfabrik, Hamburg 9, Kl. Grasbrook.
- 30 Creutz, Carl Alfr., Schiffbau-Ingenieur, c. o. J. W. Schreiber, Wear Ever Building, New Kensington, Pens. U. S. A.
- Creutz, Claes Emil, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Bayonne, N. J. c. o. Creutz, Martin, I. P. Banks Electric Co., 4 Phönix-Ave, Waterbury, Conn. U. S. A.
- Ekström, Gunnar, Extra-Marine-Ingenieur, Stockholm, Birger Jarlsgatan 58.
- Fasse, Adolf, Technischer Direktor der Ottensener Eisenwerk A.-G., Altona-Ottensen, Brunnenstr. 111.
- Flohr, Justus, Dr.-Ing., Geheimer Baurat, Pyrmont.
- Frahm, Herm., Dr.-Ing., Direktor der Werft 35 Blohm & Voß, Hamburg, Brahmsallee 40.
- Gall, Hermann, Fabrikbesitzer, Hamburg, Agnesstraße 28 b.
- Gerlach, Walter, Marine-Oberbaurat z. D., Berlin SW 61, Wartenburgstr. 17.
- Giljam, Job, Werftdirektor, Rotterdam, West Kruiskade 26 a.
- Goecke, Marine-Oberbaurat a. D., Erlangen, Neue Str. 36.
- Goedkoop, Daniel, Werftdirektor, Amsterdam, 40 Keizergracht 729.
- Goedkoop, Heyme, Werftdirektor, Huize „de Vyf“, Laren (N. H.) Holland.
- Göbel, Ludwig, Ingenieur, Dampfschiffgesellschaft d. Vierwaldstätter Sees, Luzern, Blumenrain 11.
- Greve, Carl, Werftdirektor, Altona, Flottbecker Chaussee 165.
- Halldin, Gustaf, Marineingenieur, Karlskrona, Kungl. Flottans Varv.
- Helling, Wilhelm, Mitinhaber d. Fa. Theodor 45 Zeise, Altona-Ottensen, Friedensallee 7/9.
- Hitzler, Theodor, Werftbesitzer, Groß-Flottbek, Bismarckstr. 18.
- Howaldt, Bernh., Direkt., Flensburg, Clädenstraße 10.
- Jespersen, Theodor, Ober-Ingenieur, Oslo, Karl Johannsgade 41.
- Kahrs, Otto, Dipl.-Ing., Oslo, Kronprinsengate 9.
- Kötter, Georg, Ingenieur, Hamburg-Amerika- 50 Linie, Abtlg. Maschine, Hamburg-Kuhwärder.
- Kraft de la Saulx, Ritter Friedrich, Ober-Ingenieur der Société Cockerill, Seraing, Belgien.
- Kremer, Hermann, Schiffbau-Ingenieur, Schiffswerft Elmshorn.
- Leux, Carl, Schiffbau-Direktor, Prokurist bei F. Schichau, Elbing, Schichaustr. 10.
- Levati, Rinaldo, Schiffbau-Ingenieur, Pegli bei Genua, Via de Nicolay 10.
- Lindberg, Elis, Marinebaumeister, Karlskrona, 55 N. Kungsgatan 28 a.
- Ljungzell, Nils J. Schiffbau-Ingenieur, Professor-Vikar an der Kgl. Techn. Hochschule, Stockholm, Malmskillnadsgatan 42.
- Löfgren, Johan, Ingenieur, Karlskrona, Tegnér-liden 7.
- Lorentzen, Övind, Dipl.-Ing., Oslo, Karl Johannsgade 1.
- Lorenz-Meyer, Georg C. L., Ingenieur und Direktor, Hamburg, Kl. Fontenay 4.
- Nawatzki, V., Vorsitzender des Aufsichtsrats 60 des Bremer Vulkan, Eisenach, Liliengrund 6.
- Nordström, Hugo Frederik, Dozent a. d. Königl. technischen Hochschule, Stockholm, Brävallagatan 12—14
- Penning, Charles, Werftdirektor, Amsterdam, Plantage Franschelaan 13 a.
- Pingel, Johannes, Marinebaurat, Rüstringen, Schulstr. 100.

- Posse, Lage, Marinebaumeister, Karlskrona, Ronnebygatan 26.
- 65 Rinesi, Giovanni, Generaldirektor von G. Ansaldo & Co., Genua, via Garibaldi 2.
- Rodiek, Otto, beratender Ingenieur, Kiel, Klopstockstr. 7.
- v. Roeszler, Ernst, Direktor d. ung. Fluß- u. Seeschiffahrt A.-G., Budapest VII, Damjanichgasse 36, 2. Hof Nr. 1.
- Ruthof, Josef, Werftbesitzer, i. Fa. Christof Ruthof, Wiesbaden, Wilhelmstr. 17.
- Sachsenberg, Georg, Kommerzienrat, Dessau, Albrechtstr. 126.
- 70 Salberg, Jan Hendrik Cornelis, Direktor d. Nederlandsche Maatschappij, Amsterdam, Noord.
- Schalin, Hilding, Konsultierender Ingenieur, Gothenburg, v. Hamngatan 2.
- Schütte, Joh., Dr.-Ing. Geh. Regierungsrat u. Professor, Berlin-Lichterfelde-Ost, Annastr. 1a.
- Shige mitsu, Atsumu, Dir. d. Teishinsho, Schiffbau-Versuchsanstalt, Mercantile Marinebureau, Ministry of Communication, Tokio, Japan.
- Spetzler, Carl Ferd., Dipl.-Ing., Leiter d. Betriebswerkstätten d. Flottmannwerke, Cassel, Parkstr. 41 I.
- Steinike, Karl, Baurat, Schiffbau-Direktor a. D., 75 Darmstadt, Herdweg 89.
- Topp, C., Baurat, Stralsund, Knieperdamm 4.
- Wilton, B., Werftbesitzer, Rotterdam-Westkousdyk.
- Wilton, J. Henry, Werftdirektor, Rotterdam.
- Wrobbel, Gustav, Dr. Ing., Dozent für Schiffbau u. Staatswissenschaften an den Techn. Staatslehranstalten zu Hamburg, Hamburg, Bellevue 2.
- Zetzmann, Ernst, Schiffbau-Ingenieur, Wandsbek, Ernst-Albert-Str. 18.
- 80 Ziese, Rud. A., Ingenieur, Rittergut Tornow bei Bottschow i. d. Mark.
- Zoelly-Veillon, H., Ingenieur, Vorstandsmitglied und technischer Direktor bei Escher, Wyß & Cie., Zürich.

b) Ordnungsmäßige Fachmitglieder:

- Abel, Paul, Ing., Düsseldorf, Konkordiastr. 58.
- Abel, Wilh., Schiffbau-Ingenieur, Professor an d. technischen Staatslehranstalten, Hamburg 22, Finkenau 26.
- 85 Achenbach, Friedrich W., Dr.-Ing., Berlin W 50, Culmbacher Str. 3.
- Ackermann, Max, Oberingenieur, Hamburg 30, Husumer Str. 14.
- Adolf, Einar, Schiff- u. Maschinenbau-Direktor, Kopenhagen, Orlogsværftet.
- Ahlers, Ludwig, Schiffbau-Direktor und Vorstandsmitglied der Gebr. Sachsenberg A.-G., Roßlau a. E., Stutzer Str. 5/6.
- Ahlrot, Georg, Schiff- und Maschinenbau-Direktor, Malmö, Kockums Mek. Verkstads A.B.
- 90 Ahn udt, Marine-Schiffbaudirektor a. W. Neubabelsberg, Steinstückenstr. 23.
- Ahsbahs, Otto, Marinebaurat, Groß-Flottbek, Voßstr. 5.
- Albrecht, J., Dr.-Ing., Schiffsvermessungs-Direktor, Hamburg 39, Gryphusstr. 11.
- Allardt, Julius, Marinebaurat, Hamburg, Carolinenstr. 6.
- Alverdes, Max, Zivilingenieur, Inhaber des Eilenburger Motoren-Werkes, Hamburg 13, Rothenbaumchaussee 19.
- 95 Ambronn, Victor, Dipl.-Ing., Obering. d. Bremer Vulkan, Vegesack, Weserstr. 71/72.
- Amann, Hermann, Maschinen-Oberingenieur, Hamburg 30, Gneisenastr. 5.
- Andresen, Heinrich, Schiffbau-Ingenieur, Kommanditär der Werft H. C. Stülcken Sohn, Hamburg 25, Oben-Borgfelde 3.
- Apitzsch, Fritz, Dipl.-Ing., Leipzig, Kaiser-Wilhelm-Str. 47 III.
- Appel, Paul, Dipl.-Ing., Oberingenieur der Nordsee-Werke Hamburg, Cursolsmannstr. 4.
- 100 Arera, Hans, Oberingenieur und Bevollm. der F. Caesar Wollheim, Schiffswerft u. Maschinenfabrik, Deutsch-Lissa b. Breslau, Marienstr. 12.
- Arnold, Karl, Oberregierungsrat, Berlin-Steglitz, Arndtstr. 35.
- Artus, Oberregierungsbaurat, Altona-Othmarschen, Beselerplatz 10.
- Baath, Kurt, Dipl.-Ing., Oberingenieur und Prokurist d. Howaldtwerke, Kiel-Wellingdorf, Hansens Privatstraße 6.
- Baetke, Friedrich, Schiffbau-Ingenieur, Direktor der Schiffswerft und Maschinenfabrik Theodor Hitzler, Hamburg 25, Oben-Borgfelde 25.
- Baisch, Ludwig, Oberingenieur, Kiel, v. d. 105 Goltz-Allee 17.
- Bandtke, Hugo, Dipl.-Ing., Schiffb.-Betriebsing. der Vulcan-Werke, Stettin, Kronenhofstr. 24.
- Barth, Hans, Dipl.-Ing., Leiter der techn. Abt. der Fa. H. Diederichsen, Kiel, Eisenbahndamm 12.
- Bartsch, Hermann, Ingenieur, Patent- und techn. Büro, Breslau 1, Junkernstr. 33/35.
- Bauer, G., Dr. Ing., Dr. phil., Professor, Maschinenbau-Direktor der Stettiner Maschinenbau-A.-G. Vulcan, Hamburg, Mittelweg 82.
- Bauer, M. H., Direktor, Friedrichshagen b. Berlin, Hahns Mühle 7. 110
- Bauer, O., Oberingenieur der Flensburger Schiffbau-Gesellschaft, Flensburg, Neustadt 36.
- Bauer, V. J., Direktor der Flensburger Schiffbau-Gesellschaft, Flensburg, Neustadt 49.
- Bausch, Fritz, Dipl.-Ing., Schiffbau-Zivilingenieur, Köln-Riehl, Mühlheimer Schiffsbrücke.
- Becker, Richard, Maschinenbau-Direktor Deutsche Werke A.-G., Hamburg, Rotenbaumchaussee 47.
- Becker, Max, Marinebaurat, Direktor der 115 Helix-Maschinenbau G. m. b. H., Berlin-Lichterfelde-West, Kommandantenstr. 18.
- Beeck, Otto, Ing., Stettin, Mühlenstr. 12 III.
- Behn, Theodor, Dipl.-Ing., Stettin, Moltkestraße 20.
- Behrmann, Georg, Oberingenieur, Kiel, Winterbeker Weg 23.
- Benjamin, Ludwig, Zivil-Ingenieur, Hamburg 24, Ackermannstr. 34.
- Berendt, Hermann, Dipl.-Ing., Oberingenieur bei 120 Blohm & Voß, Hamburg 25, Claus Grothstr. 6.
- Berling, G., Dr.-Ing., Geh. Marinebaurat, Cöln-Mülheim, Genovevastr. 94.

- Berndt, Rechnungsrat, Ministerial-Amtmann, Groß-Lichterfelde, Augustastr. 39 II.
- Berndt, Bruno, Ingenieur, Kiel, Holstenstr. 48/50.
- Beschoren, K., Dipl.-Ing., Regensburg, Vonder-Tann-Str. 20.
- 125 Betzhold, Dr.-Ing., Oberregierungsbaurat, Groß-Lichterfelde-West, Steglitzer Str. 19.
- Biedermann, Dipl.-Ing., Direktor des Nord-deutschen Lloyd, Bremen, Donandstr. 14.
- Biese, Max, Besichtiger d. Germ. Lloyd, Bremerhaven, Bürgermeister-Smidt-Str. 114.
- Birkner, Ernst, Dipl.-Ing., Köln-Riehl, Stammheimerstr. 125.
- Blaum, Rudolf, Reg.-Baumeister a. D., Direktor der Atlas-Werke, A.-G., Bremen.
- 180 Blechschmidt, Oberregierungsbaurat, Potsdam, Moltkestr. 7.
- Bleicken, B., Dipl.-Ing. Oberingenieur, Hamburg-Fuhlsbüttel, Farnstr. 31.
- Block, Hch., Zivil-Ingenieur, Hamburg 13, Magdalenenstr. 53.
- Blohm, Eduard, Ingenieur, Hamburg, Werderstraße 29.
- Blohm, M. C. H., Ingenieur, Hamburg, Isestr. 111.
- 135 Blume, Herm., Betriebs-Oberingenieur, Dresden-Trachau, Cottbuser Str. 37.
- Bocchi, Guido, Schiffbau-Ingenieur, Sestri Ponente, Via Ugo Foscolo 5.
- Bockhacker, Eugen, Geheimer Oberbaurat, Berlin-Wilmersdorf, Hohenzollerndamm 201.
- Boeckholt, H., Marinebaurat a. D., Bremen 13, Seewenjestr. 245.
- vom Bögel, Wilhelm, Oberingenieur der Gutehoffnungshütte, Leiter d. Rheinwerft Walsum, Walsum-Niederrhein, Acherstr. 91.
- 140 Böhme, Herm., Direktor d. American Transportation and Trading Corporation, New York, Niederlassung Berlin, Berlin-Friedenau, Hauptstraße 70.
- Bohnstedt, Max, Professor, Oberstudiendirektor der Staatlichen höheren Schiff- u. Maschinenbauschule zu Kiel, Knooper Weg 56.
- v. Bohuszewicz, Oskar, Marinebaurat a. D., Direktor u. Vorstandsmitglied der Düsseldorfer Maschinenb.-A.-G. vorm. J. Losenhausen, Düsseldorf, Kaiserswerther Str. 272.
- Böning, Otto, Schiffbau-Ingenieur, Bremen, Contrescarpe 166.
- Borchers, Heinr., Oberingenieur, Elbing, Äußerer Mühlendamm 3.
- 145 Börnsen, Heinr., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Hamburg, Nissenstr. 14.
- Boyens, Friedrich, Ingenieur, Elbing, Bismarckstraße 6 III.
- Bramigk, Schiffbau-Ingenieur, Roßlau a. E.
- Brandes, Marinebaurat, Wilhelmshaven, Parkstraße 20 II.
- Brandt, Paul, Dipl.-Ing., Königsberg i. Pr., Krugstr. 1.
- 150 Breitländer, Wilh., Schiffsmaschinenbau-Oberingenieur u. Prokurist der Akt.-Ges. Neptun, Rostock, Schröderstr. 39.
- Brennhaus, Curt, Dipl.-Ing., Oberingenieur i. Normen-Ausschuß d. deutsch. Industrie, Berlin-Grünwald, Friedrichsruher Str. 32.
- Breuer, C., Ingenieur, Hamburg-Kl.-Flottbek, Wilhelmstr. 8.
- Brinkmann, G., Wirklicher Geheimer Oberbaurat, Berlin-Schöneberg, Wartburgstraße 19.
- Brodersen, Wilhelm, Marinebaurat a. D., Dessau, Albrechtstr. 11.
- Broistedt, G., Obering., Wismar, Am Torney 11. 155
- Bröking, Fritz, Marinebaurat, Berlin-Wilmersdorf, Kaiserallee 169.
- Brose, Walter, Ingenieur, Leiter d. Konstruktionsbureaus f. Ölmasch., Vulcan-Werke, Hamburg 21, Schenkendorfstr. 1 III.
- Bross, Walter, Dipl.-Ing., Obering. d. Thyssen & Co. Masch.-Fabr. Mülheim, Ruhr, Mellingerstr. 70.
- Bruckwilder, Wilh., Dipl.-Ing., Vorstand des Zweigbüro Köln der Elektrotechnischen Fabrik Rheydt, Max Schorch & Co. A.-G., Köln a. Rh., Titusstr. 26.
- Bub, H., Schiffbau-Ingenieur, Bremer Vulkan, 160 Vegesack, Hafenstr. 9.
- Buchsbaum, Georg, Schiffbau-Oberingenieur u. Prokurist des Germ. Lloyd, Berlin-Friedenau, Niedstr. 14.
- Burckhardt, Marinebaurat, Wilhelmshaven, Prinz-Heinrich-Str. 47.
- Bürkner, H., Dr.-Ing., Geheimer Oberbaurat, Gr.-Lichterfelde-Ost, Mittelstr. 1.
- Busch, H. E., Ingenieur, Hamburg, Dammtorstr. 14.
- Buschberg, E., Geheimer Baurat u. vortragender 165 Rat i. d. Marineleitung, Berlin-Schöneberg, Martin-Luther-Str. 58.
- Büscher, Hans, Schiffbau-Oberingenieur, Geestemünde, Mittelstr. 19.
- Buse, Dietrich, Dipl.-Ing. beim Bremer Vulkan, Vegesack, Weserstr. 43.
- Büsing, R., Maschinenbau-Direktor der Stettiner Oder-Werke A.-G., Stettin, Gießereistr. 17.
- Buttermann, Ingenieur, Direktor d. German Lloyd, Berlin-Grünwald, Hohenzollern-damm 111.
- Cantiény, Georg, Dipl.-Ing., Direktor der 170 Kohlenscheidungs-ges. m. b. H., Berlin-Südende, Langestr. 5.
- Claussen, Carl, Ingenieur, Bremen, Stolberger Straße 19.
- Cleppin, Max, Marinebaurat a. D., Oberlehrer u. Professor an den Technischen Staatslehranstalten in Hamburg 26, Lohhof 9 II.
- Collin, Max, Marine-Oberbaurat, Danzig-Langfuhr, Hermannshofer Weg 16.
- Commentz, Carl, Dr.-Ing., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 8, Gröninger Str. 1.
- Conradi, Carl, Marineingenieur, Oslo, Prinsens 175 Gade 2b.
- Cordes, Gottfried, Ingenieur, Lübeck, Hafensstraße 20 III.
- Cordes, Tönjes, Oberingenieur, i. Fa. Stülcken & Sohn, Hamburg-Steinwärder.
- Cossutta, Ferruccio, Ingenieur, Triest, Stabilimento Tecnico Triestino.
- Coulmann, Wilhelm, Marinebaurat a. D., Hamburg, Wandsbecker Chaussee 76.
- Crosock, Heinrich, Dipl.-Ing., Charlottenburg, 180 Suarezstr. 5.
- Dahlby, Gustav, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Bergsunds Verkstad, Stockholm.
- Dammann, Friedrich, Schiffbauingenieur, Hamburg-Langhorn, Langhornener Chaussee 197.
- 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 185 Schäferkamp 28 II.

- Delfs, Otto, Schiffbau-Oberingenieur, Tönning, Neustr. 18.
- Demai, Anton, Direktor des Stabilimento Tecnico Triestino, Triest, Lazzaretto vecchio 38.
- Demnitz, Gustav, Dipl.-Ing., Kiel, Moltkestr. 5.
- Dengel, Roderich, Marinebaurat a. D., Kiel, Feldstr. 148.
- 190 Dentler, Heinr., Ober-Ingenieur d. Atlas-Werke A.-G., Zweigbureau Stettin, Birkenallee 9.
- Deters, K., Direktor, i. Fa. H. Stinnes, Hamburg, Hamburger Hof.
- Dieckhoff, Hans, Prof., Vorstandsmitglied der Woermann-Linie u. der deutschen Ost-Afrika-Linie, Hamburg, Gr. Reichenstr. 27.
- Dietrich, A., Schiffbaudirektor a. D., Braunfels, Kreis Wetzlar, Fürst-Ferdinand-Straße.
- Dietze, E., Schiffbau-Ingenieur, Blumenthal (Hannover), Schloß Wätjen.
- 195 Dittmer, Georg, Oberingenieur u. Maschinen-Inspektor, Hamburg-Gr.-Borstel, Borsteler Chaussee 184.
- Dix, Joh., Geheimer Baurat u. Ministerialrat, Berlin-Wilmersdorf, Bregenzer Straße 6.
- Dohr, Matth., Dipl.-Ing., Baurat, Leiter des Hamburger Staatsbaggereiwesens, Kl. Flottbeck, Friedrichstr. 18.
- Dohrmann, H., Schiffbau-Direktor der A.-G. Neptun, Rostock, Friedrichstr. 32.
- von Dojmi, Hans, Ober-Ingenieur, Bremen, Am Wall 143/144.
- 200 Domke, R., Ober-Marinebaurat, Wilhelmshaven, Hollmannstr. 13.
- Donau, Zivil-Ing., Bremen, Rosenkranz 35.
- Dörr, W. E., Dipl.-Ing., Direktor, Friedrichshafen, Luftschiffwerft.
- v. Dorsten, Wilhelm, Ober-Ing., Schiffs- und Maschinen-Inspektor des Germanischen Lloyd, Mannheim-Feudenheim, Schützenstr. 24.
- Drakenberg, Jean, Konsultierender Ingenieur, Stockholm, Krarabergsgatan 21.
- 205 Dressel, Carl, Dr. phil., Dipl.-Ing. des Schiffbau-faches, Pankow, Hartwigstr. 110.
- Dreyer, E. Max, Zivilingenieur für Schiff- und Maschinenbau, Hamburg, Steinhöft 3.
- Dreyer, Fr., Schiffbau-Oberingenieur, Hamburg, Petkumstr. 19.
- Dreyer, Karl, Elektroingenieur der Firma F. Schichau, Elbing, Arndtstr. 3.
- van Driel, Abraham, Schiffbau-Ingenieur der staatlichen niederländischen Schifffahrts-Inspektion, Voorburg beim Haag, Rusthoflaan 24.
- 210 Drösel, Regierungsbaurat, Berlin-Lankwitz, Ziethenstr. 32.
- Dyckhoff, Otto, Dipl.-Ing., Vorstand der Hansa-Lloyd-Werke A.-G., Hannover-Linden, Hano-mag.
- Eckolt, Wilh., Marinebaurat, Danzig, Danziger Werft.
- Eggers, Julius, Dr.-Ing., Sachverständiger für Schiff- u. Schiffsmaschinenbau, Hamburg 1., Glockengießerwall 2.
- Ehrenberg, Ober-Marinebaurat, Berlin W 15, Württemberger Straße 31/32.
- 215 Ehrlich, Alexander, Schiffbau-Ingenieur, Stettin-Grabow, Gustav-Adolf-Str. 11.
- Eichholz, Ernst, Ingenieur der Firma Rhein-haflag, Köln-Deutz, Gotenring 2 I.
- Eichhorn, Oscar, Geh. Marinebaurat a. D., Danzig-Langfuhr, Hauptstr. 7 II.
- v. Eidlitz, Cornél, Dipl.-Ing., Chef der techn. Abt. d. „Adria“, S. A. di Navigazione Marittima, Fiume.
- Eigendorff, G., Schiffbau-Ingenieur und Be-sichtiger des Germanischen Lloyd, Brake i. Oldenburg.
- Elste, R., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 19, 220 Bismarckstr. 1.
- Elze, Theodor, Schiffbau-Ingenieur, i. Fa. Irmer & Elze, Bad Oeynhausen.
- Engberding, Dietrich, Marinebaurat, Berlin-Schöneberg, Grunewaldstr. 59.
- Engehausen, W., Betriebs-Ingenieur, Bremen, Großgöschenstr. 25.
- Erbach, R., Dr.-Ing., Betriebs-Direktor der Deutschen Werke A.-G., Werft, Kiel, Königs-weg 4.
- Erdmann, Paul, Ing., Maschinenbesichtiger d. 225 Germanischen Lloyd, Rostock, Friedrichstr. 7.
- Erhardt, Julius, Dipl.-Ing., Direktor d. Fa. Ganz & Co., Danubius A. G., Budapest X, Kőbányai utca 31.
- von Essen, W. W., Ingenieur, Hamburg-Groß-Flottbek, Fritz-Reuter-Str. 9.
- Esser, Matthias, Direktor des Bremer Vulkan, Vegesack, Weserstr. 77a.
- Evers, F., Schiffbaudirektor bei Nüske & Co., Stettin, Königsplatz 14.
- Falbe, E., Dipl.-Ing., Blankenese, Goethestr. 10. 230
- Fechter, Georg, Zivilingenieur, Königsberg i. Pr., Kaiserstr. 21.
- Fechter, Erich, Dipl.-Ing., Stellvertretender Direktor der Union-Gießerei, Königsberg i. Pr., Arndstr. 4.
- Feilcke, Fritz, Dipl.-Ing., Stellvertretender Direktor der Vulcanwerke, Hamburg 30, Moltke-str. 47.
- Ferdinand, Ludwig, Dipl.-Ing., Oberinspektor d. Fa. Ganz & Co., Danubius A. G., Budapest, V., Vaci ut 204.
- Fesenfeld, Wilh., Studienrat und Dipl.-Ing., 235 Bremerhaven, Bürgermeister-Smidt-Str. 75.
- Fichtner, Rudolf, Dipl.-Ing., Ober-Ingenieur u. Prokurist b. Danneberg & Quandt, Berlin NW 52, Lüneburger Str. 9.
- Fischer, Ernst, Schiffbau-Oberingenieur, Chef des Kriegsschiffbaubüros der Fried. Krupp A.-G. Germania-Werft, Kiel, Düsternbrook 56.
- Fischer, Karl, Dipl.-Ing., Schiffsmaschinenbau-Oberingenieur, Danziger Werft, Danzig.
- Fischer, G. R., Dipl.-Ing., Major d. kgl. ungar. Honved-Ingenieurstabes, Wilmersdorf, Kaiser-allee 157.
- Fischer, Willi, Ingenieur, Altona a. d. Elbe, 240 Philosophenweg 25.
- Flamm, Osw., Dr.-Ing., Geheimer Regierungs-rat, Professor an der Technischen Hoch-schule, Nikolassee bei Berlin, Sudetenstr. 47.
- Flettner, Anton, Direktor, Berlin W 30, Neue Bayreuther Str. 7.
- Fliege, Gust., Direktor, Bergedorf, Moltke-str. 5.
- Flügel, Gustav, Professor, Dr.-Ing., Technische Hochschule, Danzig-Langfuhr, Hauptstr. 131.
- Flood, H. C., Ingenieur und Direktor der Bergens 245 Mechaniske Verkstad, Bergen (Norwegen).
- Fock, John, Oberingenieur und Direktor der Reiherstiegwerft, Abtlg. Heinrich Brandenburg, Hamburg 9.
- Foerster, Ernst, Dr.-Ing., Hamburg, Alster-damm 25.

- Forner, Georg, Dr.-Ing., Privatdozent an der Technischen Hochschule, Berlin NW 21, Dortmunder Str. 13.
- Forthmann, Willy, Ingenieur, Hamburg, Martinistr. 19.
- 250 Föttinger, Hermann, Dr.-Ing., Professor, Berlin-Wilmersdorf, Berliner Str. 65.
- Frankenstein, Georg, Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Pölitzer Str. 80.
- Fregin, Fritz, Dipl.-Ing., Prokurist d. Vulcan-Werke, Stettin, Mühlenstr. 9.
- Freundlich, Erich, Dipl.-Ing., Düsseldorf-Oberkassel, Sonderburger Str. 24.
- Freytag, Emanuel, Ingenieur, Hamburg 9, Neustädter Neuerweg 20.
- 255 Friederichs, K., Geheimer Rechnungsrat, Neufinkenkrug, Kaiser-Wilhelm-Str. 49.
- Fritz, Walter, Direktor d. E. Wilke A.-G. Holzbearbeitungsmaschinen und Werkzeugfabrik, Berlin N 54, Fehrbelliner Str. 14.
- Frohnert, Adolf, Obergeringenieur, Hamburg 23, Ritterstr. 38.
- Fromm, Rudolf, Ober-Regierungsbaurat, Berlin-Zehlendorf, Irmgardstr. 35.
- Fromm, Walther, Ingenieur, Hamburg, Glockengießer-Wall 2 (Wallhof).
- 260 Gaede, Heinrich, Schiffbau-Ingenieur, Werft Saatsee bei Rendsburg.
- Garweg, Arthur, Dipl.-Ing., Hamburg 19, Bismarckstr. 31.
- Gebauer, Alex., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Werft von F. Schichau, Elbing, Am Lustgarten 14.
- Gebers, Fr., Dr.-Ing., Direktor der Schiffbau-technischen Versuchsanstalt, Wien XX, Brigittenauer Lände 256.
- Gehlhaar, Franz, Oberregierungsrat, Mitglied d. Schiffs-Vermessungs-Amtes, Berlin-Lichterfelde, Steinäckerstr. 10.
- 265 Gemberg, Walter, Dipl.-Ing., Rotterdam, Beukeldyk 62b (Heimat: Kiel, Königsweg 38).
- Gerloff, Friedrich, Schiffbau-Direktor der G. Seebeck A. G., Geestemünde, Bismarckstraße 22.
- Gerner, Fr., Betriebs-Ober-Ingenieur der Fried. Krupp A.-G., Germaniawerft, Kiel, Hassee, Schleswiger Str. 45.
- Gerisch, Arthur, Betriebsingenieur bei Blohm & Voß, Hamburg-Kl.-Borstel, Wellingbütteler Landstr. 22.
- Gerosa, Victor, Dipl.-Ing., Obergeringenieur der Werft Gusto, Firma A. F. Smulders, Schiedam, Plein Endragt 13a.
- 270 Giebeler, H., Schiffbau-Betriebsingenieur, Kiel-Gaarden, Werftstr. 125.
- Giese, Alfred, Dipl.-Ing., Hamburg 22, Finkenau 6.
- Giese, Ernst, Geheimer und Ober-Regierungsrat, Stettin, Birkenallee 34.
- Gnutzmann, J., Schiffbau-Direktor, Danzig, Schichau-Werft.
- Goedecken, Ernst, Dipl.-Ing. des Schiffbau-faches, Hamburg-Groß-Borstel, Klotzenmoor 1.
- 275 Goos, Emil, Chef des Maschinenwesens der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg 37, Isestraße 111.
- Gorgel, Alfred, Dipl.-Ing., Mannheim, Medicusstraße 2.
- Grabow, C., Geheimer Marinebaurat, Rittergutsbesitzer, Rittergut Rarvin bei Görke, Kreis Cammin, Pommern.
- Grabowski, E., Schiffbau-Ingenieur, Professor, Bremen, Friedrich-Wilhelm-Str. 35.
- Graemer, L., Direktor und Vorstandsmitglied der Schiffswerft Nüscke & Co., A.-G., Stettin, Karkutschstr. 1.
- Graf, August, Ingenieur, Hamburg 13, Rutschbahn 27. 280
- Grambow, Adolf, Ingenieur, Schiffs- und Maschinenbesichtiger d. Germ. Lloyd, Vaterstetten bei München, Luitpoldring 56.
- Grauert, M., Geheimer Oberbaurat, Berlin-Steglitz, Humboldtstr. 14.
- Grimm, Max, Dipl.-Ing., Regierungsrat im Reichswehrministerium, Marineleitung, Charlottenburg 9, Eichenallee 33.
- Gromoll, Johannes, Betriebsdirektor der Norddeutschen Union-Werke, Tönning, Am Hafen 36.
- Gronwald, Paul, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 24, Mühlendamm 30. 285
- Grosset, Paul, Ingenieur, Inhaber der Werkzeug-Masch.-Fabr. Grosset & Co., Altona-Elbe, Turnstr. 42.
- Groth, W., Ingenieur, Hamburg 21, Petkumstr. 3.
- Grotzian, H., Schiffbau-Ingenieur, Professor an den Techn. Staatslehranstalten zu Hamburg, Hamburg-Ohlsdorf, Fuhlsbütteler Str. 589.
- Grundt, Erich, Geheimer Baurat, Berlin W 30, Maaßenstr. 17.
- Grunert, Kurt, Betriebs-Ingenieur, Wilhelms-hafen, Königstr. 88. 290
- Gummelt, Carl H., Schiffbau-Ingenieur, Wesermünde-Geestemünde, Schillerstr. 26.
- Gundlach, Emil, Techn. Direktor der Schiffswerft u. Maschinenfabrik vorm. Janssen & Schmilinsky A.-G., Hamburg, Gr.-Flottbek bei Hamburg, Brahmstr. 1.
- Gunning, Maximilian, Ingenieur der Marine, Hellevoetsluis, Holland, Rijkswerf.
- Günther, Friedr., Ing., Bremen, Geestemünder Straße 4.
- Gütschow, Wilhelm, Dr.-Ing. Germanischer Lloyd, Berlin W 30, Barbarossastr. 16. 295
- Haack, Otto, Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Am Königstor 8.
- Habermann, Egon, Technischer Direktor der Hessischen Automobilges. A.-G., Darmstadt, Eichbergstr. 16.
- Haensgen, Oscar, Maschinenbau-Obergeringenieur u. Prokurist der Flensburger Schiffbau-Ges., Flensburg, Marienholweg 17.
- Haertel, Siegfried, Schiffbau-Dipl.-Ing., Berlin, Charlottenburg, Schaumburg-Allee 10.
- Haesloop, Reinhard, Schiffbau-Ingenieur, Bremen, A.-G. „Weser“, Blumenthal i. H., Kaffeestr. 12. 300
- Hagemann, H. Paul, Schiffbau-Ingenieur und Betriebsleiter der Deutschen Werke, Kiel, Holtenauer Str. 146.
- Hahn, Paul L., Zivil-Ingenieur, Sachverständiger für Schiffsmaschinen- und Kesselbau, Cassel-Wilhelmshöhe, Wilhelmshöhe Allee 271.
- Haimann, G., Dr.-Ing., Spandau, Zeppelinstraße 46 II.
- Hammar, Hugo G., Schiffbau-Obergeringenieur, Göteborgs Nya Verkstad A. B., Göteborg.
- Hammer, Felix, Dipl.-Ing., Rendsburg, Herrenstraße 19. 305
- Hantelmann, Kurt, Dipl.-Ing., Studienrat an der Seemaschinen- u. Schiffingenieurschule, Flensburg, Stuhns-Allee.

- Häpke, Gustav, Dipl.-Ing., Regierungsrat beim Reichsausschuß f. d. Wiederaufbau d. Handelsflotte, Berlin W 30, Luitpoldstraße 38.
- Hardebeck, Walter, Marinebaurat, Lockstedt bei Hamburg, Werderstr. 23.
- Hartmann, C., Baudirektor, Vorstand des Aufsichtsamtes für Dampfkessel- und Maschinen, Hamburg, Juratenweg 4.
- 310 Harun, Mustava, Dr.-Ing., Friedenau, Offenbacher Str. 2.
- Has, Ludwig, Marinebaurat, Rüstringen i. O., Birkenweg 14.
- Hass, Hans, Dipl.-Ing., Dozent und Professor, Bergedorf, Hohler Weg 28.
- Hechtel, H., Direktor der Schiffswerft Gebr. Sachsenberg A.-G., Köln-Deutz.
- Hector, D. A., Oberingenieur der Finnboda Varf, Stockholm.
- 315 Hedemann, Wilh., Dipl.-Ing., Schiffsmaschinenbau-Ing., Bremen, Isarstr. 86.
- Hedén, A. Ernst, Schiffbau-Direktor, Göteborg, Mek. Verkstad.
- Heidtmann, H., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 21, Hofweg 64.
- Hein, Hermann, Dipl.-Ing., Direktor der A.-G. Weser, Bremen, Holbeinstr. 14.
- Hein, Paul, Oberingenieur, Hamburg, Bismarckstraße 80.
- 320 Heinemann, Richard, Zivilingenieur, Hamburg 9, Kamerunweg 9.
- Heinemann, Rudolf, Dipl.-Ing., Oberingenieur u. Prokurist der Schiffs- u. Maschinenfabrik (vorm. Janssen & Schmilinsky) A.-G., Hamburg, Isestr. 50.
- Heinen, Joh., Ingenieur und Fabrikbesitzer, Lichtenberg bei Berlin, Herzbergstr. 24/25.
- Heise, Wilh., Oberingenieur u. Bürochef der A. G. „Weser“, Bremen, Lübecker Str. 32.
- Heitmann, Ludwig, Ober-Ingenieur, Hamburg 19, Am Weiher 23.
- 325 Heldt, Adolf, Marinebaurat, Kiel, Esmarchstr. 53 I.
- Hellemans, Thomas Nikolaus, Schiffbau-Ingenieur, Muntok auf Banka (Niederl. Indien).
- Helmig, G., Schiffbau-Ingenieur, Lübben, N.-L., Bergstr. 3a.
- Hermann, A., Regierungsbaurat, Hamburg-Hochkamp, Schanzenstr. 30.
- Hennig, Albert, Dipl.-Ing., Kiel, Düvelsbeker Weg 29.
- 330 Henning, J. R., Schiffbau-Ingenieur, Berlin NW 6, Luisenplatz 12 III.
- Hering, Geh. Konstr.-Sekretär, Berlin-Zehlendorf, Hauptstr. 60/62.
- Hermanuz, Alfred, Dipl.-Ing., Cassel, Wilhelmshöher Allee 197.
- Herner, Heinrich, Dr. phil., Dipl.-Ing., Professor an der höheren Schiff- und Maschinenbauschule, Kiel, Sophienblatt 66.
- Hey, Erich, Marinebaurat, Berlin W 15, Fasanenstraße 58.
- 335 Heydemann, Rudolf, Dipl.-Ing., Stettin, Friedrich-Carl-Str. 43.
- Hildebrandt, Hermann, Schiffbau-Direktor, in Fa. Hermann Johs. Hildebrandt. Bauingenieur-Büro, Bremen, Holler Allee 1.
- Hildebrandt, Max, Schiffsmaschinenbau-Oberingenieur, Stettin, Pöltzer Str. 96.
- Hilgendorff, Erich, Schiffbau-Oberingenieur, Berlin W 57, Bülowstr. 57.
- Hillebrand, Friedrich, Dipl.-Ing., Geestemünde, Ludwigstr. 8.
- Hillmann, Bernhard, Schiffbaubetriebs-Oberingenieur, Joh. C. Tecklenberg A.-G., Bremerhaven, Bürgermeister-Smid-Straße 27.
- Hinrichsen, Erich, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 22, Finkenau 27.
- Hinrichsen, Henning, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Werft von F. Schichau, Elbing.
- Hirsch, Alfred, Direktor, Berlin-Dahlem, Thiel-Allee 11.
- Hoch, Johannes, Direktor der Ottenser Maschinenfabrik, Altona - Ottensen, Friedensallee 42.
- Hochstein, Ludwig, Oberingenieur, Wandsbek 345 b. Hamburg, Waldstr. 7.
- Hofer, Kurt, Dr.-Ing., Oberingenieur u. Prokurist d. Germanischen Lloyd, Berlin-Schmargendorf, Spandauer Str. 31.
- Hoefs, Fritz, Maschinenbau-Direktor bei G. Seebeck, A.-G., Bremerhaven, Am Deich 27.
- Hölzermann, Fr., Geheimer Marinebaurat a. D., Potsdam, Roonstr. 7.
- Hoff, Wilh., Dr.-Ing., o. Professor an der Technischen Hochschule zu Berlin. Vorstand der Deutschen Versuchsanstalt für Luftfahrt. E. V. Berlin-Adlershof, Flugplatz.
- Hoffmann, Carl, Direktor, Lübeck, Jürgen 350 Wullenweberstr. 24.
- Hoffmann, W., Betriebsingenieur der Werft von Blohm & Voß, Hamburg-Eimsbüttel, Marktplatz 4.
- Hohn, Theodor, Oberingenieur der Tugchi-Hochschule, Woosum bei Shanghai, China.
- Hollitscher, Wilhelm, Ingenieur, Techn. Direktor d. I. Donau-Dampfschiffahrt-Ges., Wien III, Arenbergring 15.
- Holm, Paul, kgl. Direktor d. Maschinenunterrichts, Kopenhagen, K, Kvaestehusgade 3.
- Holthusen, Wilhelm, Ziv.-Ing. für das Schiffs- u. Maschinenbauwesen, Hamburg, Hirtenstr. 12.
- 355 Holzhausen, Kurt, Dipl.-Ing., Rhein-Metall-Lauchhammer A.-G., Abtlg. Eisenbau, Berlin NW 87, Wullenweberstr. 12.
- Hoppenberg, Ernst, Ingenieur d. Felten & Guillaume-Carlswerkes A. G., Cöln-Mülheim, Kielerstr. 31.
- Horn, Fritz, Dr.-Ing., Professor, Oberingenieur, Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau, Berlin NW 23, Schleuseninsel im Tiergarten.
- Hornbeck, Albert, Ingenieur, Hamburg 23, Hasselbrookstr. 62 II.
- Hosemann, Paul, Dipl.-Ing., Elbing, Westpr., 360 Bismarckstr. 5.
- Howaldt, Gerhard, Schiffbau-Ingenieur, Stralsund, Schiffswerft von Georg Schuldt, Werftstraße 7a.
- Howaldt, Georg, Ingenieur, Hamburg I., Mönckebergstr. 7 II.
- Hoyer, Niels, Schiffbau-Ingenieur, Linz, Donau, Schubertstr. 21.
- Hüllmann, H., Dr.-Ing., Professor, Geh. Oberbaurat, Berlin W 15, Württembergische Str. 31 bis 32 II.
- 365 Hundt, Paul, Maschinenbau-Ingenieur b. Joh. C. Tecklenberg A.-G., Geestemünde, Georgstr. 54.
- Ibsen, Julius, Dipl.-Ing., Hamburg - Schiffbek, Horner Str. 6.
- Icheln, Karl, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 19, Oevelgöner Str. 32.
- Ilgenstein, Ernst, Oberregierungsbaurat, Charlottenburg, Knesebeckstr. 2.

- Im mich, Werner, Dr.-Ing., Marinebaurat a. D., Betriebsdirektor der Werke Kiel A.-G., Kiel, Feldstr. 116 I.
- 370 Isakson, Albert, Schiffbau-Oberingenieur, Inspektor des Brit. Lloyd, Stockholm, Bredgränd 2.
- Jaborg, Georg, Ministerialrat, Berlin-Wilmersdorf, Wittelsbacherstr. 27.
- Jacob, Carl, Dipl.-Ing., Betriebs-Ingenieur bei Blohm & Voß, Hamburg 24, Birkenau 4.
- Jacob, Oskar, Oberingenieur, Stettin, Grünstr. 6.
- Jacobsen, J., Ingenieur, Bergedorf b. Hamburg, Möörkenweg 22.
- 375 Jahn, Gottlieb, Dipl.-Ing., Kiel, Niemannsweg 30.
- Jahn, Joh., Dr., Oberreg.-Rat, Bremen, Technische Staatslehranstalten.
- Janssen, Diedr., Oberingenieur, Bremerhaven, Bogenstr. 11.
- Jappe, Fr., Betriebs-Ingenieur, Hamburg 30, Hoheluftchaussee 31.
- Johannsen, F., Schiffbau-Ingenieur, Kiel-Wellingdorf, Wehdenweg 20.
- 380 Johns, H. E., Ingenieur, Hamburg, Steinhöft 11.
- de Jong, Jan, Schiffbau-Ing., A.-G. „Weser“, Bremen, Wernigeroder Str. 1.
- Jordan, Desiderius, ungar. Eisenbahn- u. Schiffahrts-Inspektor, Leiter der Schiffahrts-Sektion der ungar. General-Inspektion für Eisenb. u. Schiffahrt, Budapest II, Főutca 59.
- Jourdan, Johannes, Ingenieur der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg 30, Moltkestr. 47.
- Judaschke, Franz, Zivil-Ingenieur, Hamburg 39, Sierichstr. 170.
- 385 Jülicher, Ad., Schiffbau-Ingenieur und Inspektor des Germ. Lloyd, Bremen, Rutenstr. 29.
- Just, Curt, Obermarinebaurat, Zehlendorf-West, Beerenstr. 20.
- Justus, Ph. Thr., Ingenieur und Direktor der Atlas-Werke A.-G., Bremen
- Kaerger, Alfred, Patent-Ingenieur, Groß-Flottbek bei Hamburg, Lindenstr. 7.
- Kalderach, J. F. A., Oberingenieur, Hamburg 37, Eppendorfer Baum 9.
- 390 Kampffmeyer, Th., Dipl.-Ing., Direktor a. D., Marinebaurat, Rüstringen i. O., Birkenweg 18.
- Kappel, Henry, Oberingenieur, Cassel-Wilhelmshöhe, Landgraf-Karl-Str. 27.
- Karstens, Paul, Ober-Ingenieur, Altona-Bahrenfeld, Friedhofstr. 15.
- Kasten, Max, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg-Langenhorn, Heinfelderstr. 18.
- Katzschke, William, Baurat, Betriebsdirektor d. Deutschen Werke Kiel, Akt.-Ges. Berlin W 9, Bellevuestr. 12a.
- 395 Kaye, Georg, Regierungsrat a. D., Junker-Luftverkehr A.-G., Dessau-Ziebigk, Junkerswerke.
- Keiller, James, Oberingenieur, Kabinettskammerherr S. M. d. Königs von Schweden, Göteborg, Kungsportsavenyen 4.
- Kell, W., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Stettin, Steinstr. 3.
- Kelling, Erich, Dipl.-Ing., Hamburg 21, Richterstraße 24.
- Kellner, Arno, Dipl.-Ing., Hamburg 13, Schlankreihe 33.
- 400 Kempf, Günther, Dr.-Ing., Hamburg 33, Schlicksweg 21.
- Kertscher, Rudolf, Marinebaurat a. D., Direktor d. Gesellschaft für Teerverwertung, Duisburg-Meiderich, Bahnhofstr. 101.
- Keuffel, Aug., Direktor der Act.-Ges. „Weser“, Bremen, Schwachhauser Heerstr. 69.
- Kienappel, Karl, Ober-Ingenieur, Elbing, Schiffbauplatz 1.
- Kiene, Robert, Schiffbau-Dipl.-Ing., Stettin, Kronenhofstr. 11.
- Kiep, Nicolaus, Dipl.-Ing., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur b. d. Firma C. Illies & Co., Hamburg, Mönckebergstr. 8. 405
- Kiepke, Ernst, Maschinen-Ingenieur, Stettin-Bredow, Derfflingerstr. 4.
- Killat, Marine-Oberingenieur, Berlin-Wilmersdorf, Laubacher Straße 37.
- Killinger, Hans, Direktor der A.-G. „Neptun“, Rostock, Neptunwerft.
- Kirberg, Friedrich, Ingenieur, Ministerial-Amtmann, Berlin-Steglitz, Ringstr. 57 I.
- Klagemann, Johannes, Maschinenbaudirektor a. D., Düsseldorf, Harleßstr. 6. 410
- Klatte, Johs., Werftbesitzer i. Fa. J. H. N. Wichhorst, Hamburg, Leinpfad 60.
- Klaus, Heinrich, Besichtiger des Germanischen Lloyd, Berlin-Steglitz, Friedrichruher Str. 3 I.
- Klawitter, Fritz, Ingenieur u. Werftbesitzer, Danzig, i. Fa. J. W. Klawitter, Danzig, Brabank 1 b.
- Kleen, J., Oberingenieur, Hamburg, Pappelallee 46 I.
- Klein, Marcel, Dr.-Ing., Privatdozent, Wien XVIII, Währinger Gürtel 9. 415
- Klemann, Friedrich, Dr.-Ing., Marinebaurat a. D., Berlin-Wilmersdorf, Kaiserplatz 16.
- Klewitz, Max, Ingenieur, Gebr. Sachsenberg A.-G., Roßlau a. E., Steutzerstr. 5-6.
- Kliemchen, Franz, Dipl.-Ing., Oberingenieur der Dampfschiffahrtsgesellschaft „Neptun“, Bremen, Häfen 60/63.
- von Klitzing, Philipp, Zivilingenieur, Hamburg, An der Alster 8.
- Klock, Chr., Direktor, Hamburg, Blumenau 140. 420
- Kluge, Hans, Dipl.-Ing., Professor a. d. Technischen Hochschule Karlsruhe, Mathysstr. 40.
- Kluge, Otto, Marine-Oberbaurat für Schiffbau, Wilhelmshaven, Viktoriastr. 21.
- Knauer, W., Vorstandsmitglied des Bremer Vulkan, Vegesack, Gerh.-Rohlf-Str. 17.
- Knierer, Clemens, Zivilingenieur für Schiff- u. Maschinenbau, Hamburg 11, Bohnenstr. 4 I.
- Knipping, Paul, Dr.-Ing., Technischer Leiter der Werft Nobiskrug G. m. b. H., Rendsburg, Grothstr. 5. 425
- Knoop, Ulrich, Dipl.-Ing. des Schiffbaufaches, Berlin-Lankwitz, Charlottenstr. 46.
- Knörlein, Michael, Dipl.-Ing., Oberingenieur der Fa. Weise Söhne, Halle a. S., L.-Wuchererstr. 87.
- Knorr, Paul, Studienrat u. Professor an der staatl. höheren Maschinenbauschule, Stettin, Kaiser-Wilhelm-Str. 13.
- Koch, Carly, Direktor von A. Borsig, Berlin-Tegel; Hamburg 1, Hochmannplatz 2.
- Koch, Erich, Dipl.-Ing., Berlin-Charlottenburg, Neue Kantstr. 25. 430
- Koch, Hans, Marinebaurat, Potsdam, Vermessung der Märkischen Wasserstraßen, Neue Königstraße 31.
- Koch, Joh., Direktor, Neumühlen-Dietrichsdorf b. Kiel, Kirchenstr. 5.
- Koch, Rud. Ernst, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Hansastr. 67.
- Koch, W., Dipl.-Ing., Inspektor der Roland-Linie, A.-G., Bremen.

- 435 Koch, W., Ing., Schiffswerft Henry Koch A.-G., Lübeck, Kaiser-Friedrich-Str. 25.
 Koehnhorn, Regierungsbaurat, Berlin NW 87, Levetzowstr. 21.
 Köhler, Albert, Ober-Marinebaurat, Wilhelmshaven, Kubanstr. 9.
 Köhler, Alfred, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Claudiusstr. 23.
 Kolbe, Chr., Werftbesitzer, Wellingdorf bei Kiel.
 440 Kolk mann, J., Schiffsmaschinenbau-Oberingenieur, Elbing, Hohezinnstr. 12.
 Kölln, Friedr., Dipl.-Ing., Hamburg 24, Eilenau 9.
 König, Rob., Schiffbau-Betriebsingenieur, Schiffbau-Maschinenbaugesellschaft A.-G., Mannheim.
 Konow, K., Geheimer Oberbaurat, Charlottenburg, Witzlebenstr. 33.
 Körber, Theodor, Dipl.-Ing., Haarlem, Rozenhagenplein 10.
 445 Koschmider, G., Dipl.-Ing., Abtlgs.-Vorst. d. Vulcan-Werke, Stettin-Bredow, Haackstr. 8.
 Köser, I., Ingenieur, i. Fa. I. H. N. Wichhorst, Blankenese bei Hamburg, Strandweg 60.
 Köster, Georg, Schiffbau-Direktor, Lübeck, Zwinglistr. 8.
 Kraeft, Otto, Schiffbau-Ingenieur, Bederkesa, Hannover, Landhaus Hellahohn.
 Kraft, Ernest, A., Dr.-Ing., Professor a. d. Techn. Hochschule, Berlin, Direktor d. AEG, Turbinenfabrik, Charlottenburg 4, Bismarckstr. 99.
 450 Krainer, Paul, Ordentl. Professor a. d. Techn. Hochschule Berlin - Halensee, Kurfürstendamm 136.
 Kramer, L., Direktor d. Vertretungsges. m. b. H. der Germania-Werft, Hamburg 36, Neuer Wall 75.
 Krause, Hans, Marine-Schiffbaurat, Brandenburg, Steinstr. 27.
 Krawutschke, Reinhard, Schiffbau-Ingenieur, Berlin-Steglitz, Lindenstr. 12.
 Krebs, Hans, Marinebaurat, Berlin-Steglitz, Am Stadtpark 1.
 455 Krell, Otto, Dr., Professor, Direktor d. Siemens-Schuckertwerke, Berlin-Dahlem, Kronbergerstraße 26.
 Kretschmer, Herbert, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Hochallee 31.
 Kretschmar, F., Schiffbau-Ingenieur, Zürich, Rotbuchstr. 36.
 Krey, Hans, Dr.-Ing., Dr. Regierungs- und Oberbaurat, Berlin W 23, Schleuseninsel im Tiergarten.
 Krohn, Heinrich, Zivilingenieur, Neu-Rahlstedt b. Hamburg, Am Gehölz 17.
 460 Krüger, Gustav, Ingenieur bei Blohm & Voß, Hamburg 19, Eppendorfer Weg 109.
 Krüger, Hans, Marinebaumeister a. D., Direktor d. J. Frerichs & Co. A. G., Osterholz-Scharmbeck.
 Kruse, Ludwig, Werftdirektor, Zarkau b. Glogau.
 Kucharski, Walther, Ingenieur der Vulcanwerke, Hamburg, Gryphusstr. 9.
 Küchler, Paul, Marinebaurat, Kiel, Feldstr. 85.
 465 Kuck, Franz, Marine-Oberbaurat, Kiel, Feldstraße 134.
 Kuehn, Richard, Schiffbau-Ingenieur, Blumenthal (Hannover), Lange Str., Villa Magdalena.
 Kühnke, Regierungsbaurat, stellvertretender Direktor der A. G. „Weser“. Bremen, Bultauptstr. 21.
 Kuhlmann, A., Direktor der Kubatz-Werften, Hamburg, Fuhsbüttel, Maienweg 283.
 Kuhsen, Carl, Schiffbau-Ingenieur, Odense, Skibhusvej 226.
 Kurgas, Erich, Dipl.-Ing., Ober-Ingenieur der A.-G. „Weser“, Düsseldorf, Bremer Str. 35.
 Kutzner, Reg.-Baurat, Breslau, Ernststr. 10.
 Laas, Walter, Professor, Direktor des Germanischen Lloyd, Berlin-Wilmersdorf, Lauenburger Straße 2.
 Laible, Friedrich, Ingenieur, Elbing, Altstädtische Wallstr. 13.
 Lange, Alfred, Dipl.-Ing., Schiffbau-Betriebsingenieur, Hamburg 30, Moltkestr. 47 part.
 Lange, Claus, Obering., Gebr. Sulzer, Mannheim, 475 Lameystr. 18.
 Lange, Heinrich, Schiffbau-Ingenieur, Blankenese b. Altona, Friedrichstr. 10.
 Lange, Johs., Dipl.-Ing., Regierungsrat, Charlottenburg, Röntgenstr. 14.
 Langhans, Ernst, Dipl.-Ing., Hamburg 21, Uhlenhorsterweg 50 II.
 Lankow, E., Ingenieur, Elbing, Äuß. Mühlen-damm 20.
 Laudahn, Wilhelm, Ministerialrat, Berlin- 480 Lankwitz, Meyer-Waldeck-Straße 2.
 Lauster, Immanuel, Dr.-Ing., Direktor der M. A. N., Augsburg, Frölichstr. 14.
 Läzer, Max, Schiffbau-Ing., Kiel, Lornsenstr. 50.
 Lechner, E., Marinebaurat, Generaldirektor, Köln-Bayenthal, Oberländer Ufer 118.
 Lehmann, Karl, Dipl.-Ing., Werftdirektor, Plauen, Vogtland, Antonstr. 1.
 Leisner, Ad., Schiffbau-Ingenieur, Berlin W 50, 485 Spichernstr. 15.
 Lemcke, Paul, Chefkonstrukteur, Ingenieur, Hamburg, Abendrothsweg 55.
 Lempelius, Ove, Dipl.-Ing., Oberingenieur der Flensburger Schiffb.-Ges., Flensburg, Bauerlandstr. 1.
 Leucke, Otto, Dr. phil., Dipl.-Ing., Direktor der Vereinigten Elbe-Norderwerft A.-G., Hamburg, Beim Andreasbrunnen 4.
 Leux, Ferdinand, Boots- und Yachtwerft, Frankfurt a. M.-Niederrad.
 Levin, Friedr., Marinebaurat, Kiel, Forstweg 32.
 490 Leymann, Hermann, Dipl.-Ing., Stralsund, Mönchstr. 10.
 Lienau, Otto, Professor, Dipl.-Ing., Oliva bei Danzig, Cöllner Landstr. 16.
 Lilie, Arthur, Oberingenieur u. Bevollmächtigter von F. Schichau, Danzig, Schichauwerft.
 Lincke, Barnim, Dipl.-Ing., Züllichow, Pommern, Schloßstr. 18.
 Lindemann, Ehrich, Schiffbau-Ingenieur, Lü- 495 beck, Victoriast. 8.
 Lindenau, Paul, Werftbesitzer, Schiffswerft, Memel-Süderhuk, Festungstr. 4.
 Linder, Ernst, Direktor, Stettin, Neu-Westend, Hans-Sachsen-Weg 4.
 Lindfors, A. H., Ingenieur, Alingsås b. Gothenburg, Schweden, Strand 3.
 Linker, B. G., Zivilingenieur, Vertreter von Krupp, Hamburg, Trostbrücke 2.
 Lipowczak, Valentin, Oberingenieur, Wismar, 500 Lindenstr. 12.
 Lippold, Fr., Schiffbau-Oberingenieur, Hamburg, Schröderstr. 17.
 Loesdau, Kurt, Marinebaurat a. D., Bremen, Rembertistr. 90.
 Löflund, Walter, Marinebaurat, Kiel, Holtenauer Straße 73.
 Löfvén, Erik Elias, Marinebaumeister, Gothenburg, Karl Gustavgatan 15.

- 505 Lorenzen, L., Ingenieur bei Blohm & Voß, Hamburg 36, Fehlandstr. 46/48.
 Lösche, Joh., Marine-Oberbaurat, Altona/Elbe, Philosophenweg 5.
 Lottmann, Marine-Oberbaurat, Wilhelmshaven, Parkstr. 27.
 Luchsinger, Emil, Dipl.-Ing., Hamburg 1, Ra-
 boisen 72.
 Ludasi, Viktor, Dipl.-Ing., Oberingenieur der
 Ganz & Co., Danubius A. G., Budapest,
 X. Kőbanyai ut 31.
 510 Ludwig, Emil, Ingenieur, Hamburg 13, Grindel-
 hof 56.
 Ludwig, Friedrich, Ingenieur u. Fabrikbesitzer,
 Bremen, Parkallee 199a.
 Ludwig, Karl, Dipl.-Ing. Direktor a. D., Ham-
 burg 37, Hansastr. 65.
 Lühring, F. W., Mitinhaber d. Fa. C. Lühring,
 Schiffswerft, Kirchhammelwarden a. d. Weser.
 Lürssen, Otto, Ingenieur, Aumund-Vegesack,
 Bootswerft.
 515 Machule, Joh., Oberingenieur, Charlottenburg,
 Kantstr. 72.
 Mades, Rudolf, Dr.-Ing., Direktor d. Helix-
 Maschinenbau G. m. b. H., Berlin-Schöneberg,
 Kaiser-Friedrich-Str. 6.
 Maeder, Fritz, Dipl.-Ing., Regierungsrat,
 Spandau, Johannes-Stift, Körnerhaus.
 Mahler, Heinrich, Dipl.-Ing., Vorstandsmitglied
 im Ravené-Konzern, Berlin-Charlottenburg,
 Kaiser-Friedrich-Str. 47.
 Mainzer, Bruno, Techn. Leiter d. Reederei
 Paulsen & Ivers, Konsul der Republik Argen-
 tinien, Kiel, Martensdamm 26.
 520 Malisius, Paul, Marine-Oberbaurat, Bauaufsicht
 der Marineleitung, Kiel, Feldstr. 144a.
 Mangold, Walther, Marinebaurat a. D., Danzig-
 Langfuhr, Johannisall 22.
 Martins, Ludwig, Schiffbau-Ingenieur und
 Schiffsbesichtiger des Germ. Lloyd, Kiel,
 Wilhelminenstr. 14b.
 Matthaei, Wilhelm, O., Dr.-Ing., Berlin-Char-
 lottenburg, Galvanistr. 7.
 Matthias, Franz, Dr.-Ing., Hamburg, Ra-
 boisen 40.
 525 Matthiessen, Paul, Zivilingenieur, Blankenese,
 Süldorferweg 50.
 Matzkait, Edgar, Dipl.-Ing., Direktor der
 Schiffswerft u. Maschinenfabrik d. Rigaer
 Börsenkomitees, Riga, Basteiboulevard 6, W 5.
 Mau, Wilhelm, Dipl.-Ing., Obering. u. Prokurist
 des Travewerk d. Gebr. Goedhart A.-G., Lübeck-
 Siems, Kirchweg 5.
 Mecha u, Wilhelm, Schiffbau-Ingenieur, Buenos-
 Aires, A d. Mayo 548.
 Medelius, Oskar Th., Betriebs-Ingenieur, Göte-
 borg, Mek. Verkstad.
 530 Meienreis, Walther, Regierungsrat, Berlin-
 Friedenau, Wiesbadener Str. 4.
 Meier, B., Schiffbau-Ingenieur, Fried. Krupp
 A.-G. Germaniawerft, Kiel-Elmschenhagen,
 Kiefkampstr. 6.
 Meier, Bruno, Schiffbau-Oberingenieur d. Vulcan-
 Werke Hamburg, Blankenese, Wedeler
 Chaussee 81.
 Meinke, Hugo, Schiffsmaschinenbau-Ing., Odense
 Shibhussij 226, Dänemark.
 Meisner, Erich, Marinebaurat a. D., Charlotten-
 burg, Hardenbergstr. 13.
 535 Menadier, Marinebaurat, Hamburg-Alt-Rahl-
 stedt, Ohlendorferstr. 17.
 Mendelssohn, Franz, Marinebaurat, Danzig-
 Langfuhr, Gr. Allee 38.
 Menke, Hermann, Ingenieur, Hamburg 37,
 Isestr. 29.
 Mennicken, E., Rechnungsrat, Berlin-Steglitz,
 Stubenrauchplatz 3.
 Methling, Marine-Oberbaurat, Ministerialrat,
 Steglitz, Sedanstr. 12.
 Meyer, Alfred, Maschinen-Ing., Kopenhagen, 540
 Humlebacksgade 8.
 Meyer, C., Dipl.-Ing., Hamburg 23, Land-
 wehr 75.
 Meyer, Erich, Dr.-Ing., Elbing, Bismarckstr. 15.
 Meyer, F., Schiffbau-Oberingenieur, Danzig,
 Schichau-Werft, Hansaplatz 2 b.
 Meyer, Franz Jos., Schiffbau-Ingenieur, Werft-
 besitzer, Papenburg.
 Meyer, H., Dr.-Ing., Dipl.-Ing., Hamburg-Langen-
 horn, Heinfelder Str. 19. 545
 Meyer, Hans, Techn. Direktor d. Schinag,
 Bremen, Domshof 26/30.
 Michael, Alfred, Oberingenieur der Atlaswerke,
 Bremen, Mathildenstr. 9.
 Michaeli, Erich, Marinebaumeister, Bitterfeld,
 Parsivalstr. 64a.
 Michelbach, Jos., Schiffsmaschinenbau-Inge-
 nieur, Hamburg, Mönckebergstr. 17.
 Mierzinsky, Hermann, Dipl.-Ing., Direktor der 550
 A. B. Flygindustri Malmö (Schweden) Villa
 Sonekulla, Limhamnsvägn.
 Misch, Ernst, Oberingenieur des Germanischen
 Lloyd, Berlin-Groß-Lichterfelde-West, Karl-
 straße 32.
 Mladiáta, A. Johannes, Marine-Schiffbau-
 Oberingenieur, Budapest VIII, Márva utva 56.
 Mohr, Hans, Dr., Marinebaurat, Altona, Flott-
 beker Chaussee 176.
 Mölle, Rechnungsrat, Nowawes, Heinestr. 9.
 Möllen berg, E., Dipl.-Ing., Schiffbau-Ingenieur, 555
 Bremen, Georg-Gröning-Str. 193.
 Möller, J., Schiffbaumeister, Rostock, Friedrich-
 Franz-Str. 36.
 Molsen, Jan, Ingenieur, Direktor der Hafен-
 dampfschiffahrt-A.-G., Hamburg 39, Eppen-
 dorferstieg 8.
 Momber, Bruno, Dipl.-Ing., Maschinenbau-
 direktor i. Fa. Alfred Kubatz, Wilhelmshaven-
 Rüstingen, Göckerstr. 70.
 Monhemius, S. F., jr. Oberingenieur der Kgl.
 Niederländischen Marine, Helder.
 Mötting, Emil B., Zivilingenieur für Schiff- 560
 fahrt u. Schiffbau, Bremen, Contrescarpe 186.
 Mrazek, Jaroslav, Schiffbau-Ingenieur, Triest 10,
 Stabilimento Tecnico. Triestino 10.
 Mugler, Julius, Marine-Oberbaurat, Berlin W 30,
 Berchtesgadener Str. 12.
 Müller, A. C. Th., Dr.-Ing., Oberingenieur und
 Prokurist der Firma F. Schichau, Elbing.
 Müller, Carl, Stellvertretender Direktor u. Pro-
 kurist des Germanischen Lloyd, Berlin-Grune-
 wald, Hubertus-Allee 3.
 Müller, Emil, Chefingenieur d. Joh. C. Tecklen- 565
 borg A.-G., Geestemünde, Borriesstr. 16.
 Müller, Ernst, Professor, Diplom-Schiffbau-
 Ingenieur, Technische Staatslehranstalten, Bre-
 men, Rheinstr. 6 pt.
 Müller, F. H. W., Schiffbau-Ingenieur, Be-
 sichtiger des Germ. Lloyd, Geestemünde, Am
 Deich 18.
 Müller, Hermann, Schiffbau-Oberingenieur u.
 Direktor, Potsdam, Neue Königstr. 49.

- Müller, Max, Zivilingenieur i. F. Paul Matthiesen u. Max Müller, Hamburg, Hamburger Dockbau-
büro, Trostbrücke 2.
- 570 Müller, Paul, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur,
Rüstringen i. O., Schulstr. 58.
- Müller, Paul Friedrich Carl, Obergeringenieur und
Chef der Abtlg. Maschine d. Hamburg-Süd-
amerikan. Dampfschiffahrts-Ges., Wandsbek-
Marienthal, Löwenstr. 5 a.
- Müller, Rich., Geh. Oberbaurat, Abteilungschef
im Reichswehrministerium a. D., Berlin-
Wilmersdorf, Spessartstraße 13.
- Mundt, Robert, Direktor der Bayerischen
Schiffbau-Ges. m. b. H. Erlenbach a. Main,
Bayern.
- Mustelin, Bruno, Dipl.-Ing., Sandvikens Skepps-
döcker, Helsingfors, Finnland.
- 575 Nagel, Joh. Theod., Schiffsmaschinenbau-Inge-
nieur, Hamburg, Wagnerstr. 48.
- Naglo, Fritz, Dipl.-Ing., Inhaber der „Naglo-
Werft“, Berlin-Spandau, Post Pichelsdorf.
- Neeff, Fritz, Dipl.-Ing. u. Prokurist der A.-G.
„Weser“, Bremen, Orleansstr. 42.
- Neesen, Marinebaurat i. Fa. Pohl & Vent,
G. m. b. H., Altona-Othmarschen, Margareten-
straße 17.
- Neß, Artur, Ingenieur, Hamburg 22, Hamburger
Straße 164.
- 580 Neugebohrn, Carl, Dr.-Ing., Bergedorf, Roon-
straße 9.
- Neumann, Bernhard, Schiffbau-Ingenieur, Val-
divia, Casilla de Correo 124 (Chile).
- Neumann, Walter, Schiffbau-Ingenieur, Dessau,
Steinstr. 28.
- Nielsen, Johannes, Schiffbau-Ingenieur, Kiel,
Klopstockstr. 11.
- Nilsson, Nils Gustaf, Chef des Kgl. Kommers-
kollegiums, Fahrzeugabteilung, Stockholm.
- 585 Noack, Ulr., Schiffbau-Dipl.-Ing., Technische
Staatslehranstalten, Bremen, Friedrich Wilhelm-
Straße 49.
- Nüßlein, Georg, Dipl.-Ing. u. Prokurist d. A.-G.
Weser, Bremen, Waller Heerstr. 33.
- Oberländer, Paul, Dipl.-Ing., Regierungsrat,
Zehlendorf-West, Am Heidehof 3.
- Oeding, Gustav, Oberinspektor u. Prokurist des
Nordd. Lloyd, Techn. Betrieb, Bremerhaven,
Bürgermeister-Smidt-Str. 150.
- Oelkers, Otto, Schiffbau-Ingenieur, Mitinhaber
der Schiffswerft J. Oelkers, Hamburg, Finken-
au 1.
- 590 Oertz, Max, Dr.-Ing., Konstrukteur, Hamburg,
An der Alster 84.
- Oesten, Karl, Stellvertretender Schiffbau-Direk-
tor der Fr. Krupp A.-G., Germania-Werft, Kiel,
Niemannsweg 96.
- Oestmann, C. H., Ober-Ingenieur, Elbing,
Königsberger Str. 16.
- Oestman, Erik, Schiffbau-Ingenieur, Stock-
holm, Slußplan 5.
- Ofterdinger, Ernst, Technischer Direktor der
deutschen Levantelinie, Dockenhuden bei
Blankenese (Elbe), Weddigenstr. 3.
- 595 Ohlerich, Heinrich, Dipl.-Ing., Hamburg 19,
Osterstr. 100 bei Dücker.
- Oppers, Emanuel, Reg.-Baum., Schiffbau-Ober-
ingenieur der Norderwerft A.-G., Hamburg-
Gr.-Borstel, Moorweg 44
- Orbanowski, K., Generaldirektor der Amstra,
Wannsee, Kl. Seestr. 19.
- Ornell, Niels J., Oberlehrer f. Schiffbau in Bergens
Tekn. Skole, Bergen, Harald Haarfagersgade 4.
- Ortlepp, Max W., Schiffbau-Ingenieur, Elbing,
Bismarckstr. 7.
- Ott, Julius, Technischer Direktor d. Schweizer
Schleppschiffahrtsgenossenschaft, Basel. 600
- Otto, Walther, Regierungsbaurat, Berlin-Dahlem,
Lentze-Allee 16.
- Overbeck, Paul, Stellv. Direktor der A.-G.
„Weser“, Bremen, Schönhausenstr. 8.
- Overhoff, Walter, Dr.-Ing. Generaldirektor d.
Schiffswerft Linz, Wien I, Wollzeile 12.
- Paa tzsch, Gustav, Betriebs-Ingenieur, Hamburg,
Finkenwärder.
- Paech, Hermann, Marinebaurat, Hamburg-Gr. 605
Flottbek, Bismarckstr. 1.
- Paysen, Hans, Ing. und Bürochef der Vulcan
Werke, Stettin-Bredow, Haackstr. 7 I.
- Peltzer, Franz Ferdinand, Dipl.-Ing., Ober-
ingenieur u. Prokurist d. Ehrhardt & Sehmer
A.-G., Saarbrücken 2, Trierer Str. 83.
- Peters, A., Regierungsbaurat, Danzig-Langfuhr,
Hochschulenweg 6.
- Peters, Franz, stellvertr. Direktor, Speyer a. Rh.,
Landauer Str. 10.
- Peters, Karl, Betriebs-Ingenieur, Kiel, Lornsen-
straße 48. 610
- Petersen, Ernst, Ingenieur, Hamburg 37,
Klosterallee 63.
- Petersen, Fr. Alb., Ingenieur, Maschinen-Bes-
ichtigter des Germ. Lloyd, Dorfmark - Han-
nover.
- Petersen, Hans, Dipl.-Ing., Regierungsbau-
meister, Mitinhaber d. Fa. Zipperling, Keßler
& Co., Hamburg 24, Hartvicusstr. 19.
- Petersen, Lorenz, Zivil-Ingenieur, Mitinhaber
der Firma Hein & Petersen, Ingenieur-Bureau,
Hamburg 13, Heinrich-Barth-Str. 29.
- Petersen, Otto, Marine-Oberbaurat a. D., i. F. 615
Ludwig Dürr, Ingenieurbüro G. m. b. H., Ieking
bei München.
- Peuss, Franz, Werftdirektor, Elsfleth, Friedrich-
August-Str. 15.
- Pfeiffer, Adolf, Ingenieur, Berlin NW 87,
Hansa-Ufer 2 II.
- Pichon, Walter, Dipl.-Ing., Hamburg-Uhlen-
horst, Averhoffstr. 24.
- v. Plato, Felix, Ingenieur, Reval, Tatarenstr. 53.
- Plehn, Gerhard, Geheimer Marinebaurat, Danzig, 620
Große Allee 44.
- Pogatschnig, Jos., Schiffbau-Obergeringenieur
Vertreter der Werft und Maschinenfabrik Caesar
Wollheim, Breslau, Dresden-Blasewitz, Tolke-
witzer Str. 17.
- Pohl, A., Ingenieur, Altona-Othmarschen,
Moltkestr. 75.
- Pollnow, J., Ober-Ing. d. Mineralölwerke A.-G.,
Hamburg P. 30, Eidelstedterweg 24 I.
- Pophanken, Dietrich, Oberbaurat, Maschinen-
bau-Direktor, Mitglied d. Direktoriums d.
Marinewerft Bornhöved i. Holstein.
- Pophanken, Erich, Dr.-Ing., Berlin-Wilmers- 625
dorf, Deidesheimerstr. 8, b. Gellert.
- Popp, Michael, Dipl.-Ing., Hamburg 23, Rückert-
straße 52.
- Poppe, Carl, Obergeringenieur der A.-G. „Weser“,
Zivil-Ingenieur, Bremen, Margarethenstr. 10c.
- Prachtl, Guido, Dipl.-Ing., Obergeringenieur d.
Adlerwerke A.-G., Frankfurt a. M., Franz-
Lenbach-Str. 4 ptr.

- Preße, Paul, Geheimer Oberbaurat, Chef der Konstruktionsabteilung beim Reichswehrministerium (Marineleitung), Berlin-Wilmersdorf, Konstanzer Str. 56.
- 630 Preuß, A. F. W., Direktor u. Vorstandsmitglied der Stettiner Oderwerke, Stettin, Gießereistr. 17.
- Probst, Martin, Dr.-Ing., Hamburg, Innocentiastr. 49.
- Pröll, Arthur, Dr.-Ing., Professor an der Technischen Hochschule, Hannover, Militärstr. 18.
- v. Radinger, Carl Edler, Ing., Geschäftsführer der Westdeutschen Celluloidwerke, Düsseldorf-Oberkassel, Kaiser Wilhelm-Ring 12.
- Rappard, Jhr. C. van, Direktor van's Rijkskerf, Hellevoetsluis.
- 635 Rappard, M. Jhr. ir., Schiffbau-Direktor d. Kgl. Niederländischen Marine, s'Gravenhage, Ministerie van Marine.
- Rasmussen, A. H. M., Direktor im Kgl. Dänischen Handels- u. Schiffahrtsministerium, Kopenhagen, K. Skt. Anna Plads 18.
- Rasmussen, Henry, Yacht-Konstrukteur, Mitinhaber der Firma Abeking & Rasmussen, Lemwerder a. d. Weser, Vegesack, Bremerstraße 30.
- Rath, Carl, Ingenieur, Berlin-Steglitz, Schloßstraße 17.
- Rauert, Otto, Dipl.-Ing., Hamburg 25, Oberborgfelde 15.
- 640 Rechea, Miguel, Ingeniero Naval, Madrid, Mariana Pincdo 5.
- Rehder, M., Dr.-Ing., Danzig-Langfuhr, Hauptstraße 1a.
- Reichert, Gustav, Dipl.-Ing., Kiel, Kleiststr. 27.
- Reitzner, Paul, Schiffbau-Ingenieur, Mödling b. Wien, An der goldenen Stiege 7.
- Rembold, Viktor, Dr.-Ing., Professor a. d. Techn. Hochschule, Danzig-Langfuhr, Hohenfriedberger Weg 5.
- 645 Renner, Felix, Dipl.-Ing., Chef-Ingenieur bei Schlubach, Thieme & Co., Hamburg, Reinbeck b. Hamburg, Rilleweg.
- Richter, Otto, Schiffbau-Obering. der Deutschen Werke Kiel A.-G., Kiel, Reventlow-Allee 6.
- Riechers, Carl, Oberingenieur u. Betriebsleiter d. Maschinenbau-Abtlg. der Firma F. Schichau, Elbing, Brandenburger Str. 1.
- Rieck, John, Dipl.-Ing., Hamburg 19, v. d. Tannstraße 7.
- Riecke, Marinebaurat, Rüstringen i. O., Hegelstraße 18.
- 650 Riemeyer, Marine-Baurat z. D., Bremen, Schwachhauser Heerstr. 63.
- Rieseler, Hermann, Oberingenieur d. Fa. H. Maihak A.-G., Hamburg 39, Dorotheenstr. 46.
- Riess, O., Dr. phil., Geheimer Regierungsrat, Neubrandenburg, Adolf-Friedrich-Str. 13.
- Rindfleisch, Max, Werftdirektor, Wesermünde, Lehe, Hafenstr. 139.
- Roehrig, Hellmuth, Dipl.-Ing., Direktor d. Gas- u. Wasserwerkes, Barmen, Victoriast. 27.
- 655 Roellig, Martin, Marinebaurat, Berlin-Wilmersdorf, Uhländstr. 86.
- Roeser, Kurt, Dr.-Ing., Oberingenieur der Fried. Krupp A.-G., Essen-Rellinghausen, Hagelkreuz 26.
- Roesler, Leonhard, Ministerialrat u. Binnenschiffahrts-Inspektor im Bundesministerium für Verkehrswesen, Wien XVIII/3, Hockegasse 84.
- Roester, Hermann, Schiffbau-Diplom-Ingenieur, Vegesack-Bremen, Bremer Str. 45.
- Rohlffs, Carl, Ingenieur, Altona a. d. Elbe, Eggerallee 17.
- Rohlffs, Willy, Ingenieur, Neu-Rahlstedt, Kaiser-Friedrich-Str. 11. 660
- v. Rohr, Joachim, Regierungsbaumeister, Stettin, Roßmarktstr. 6.
- Romberg, Friedrich, Dr., Geheimer Regierungsrat, Professor a. d. Techn. Hochschule zu Berlin, Nikolassee b. Berlin, Teutoniastraße 20.
- Rose, Konrad, Oberingenieur, Dresden-N. 6, Kurfürstenstr. 18.
- Rosenberg, Conr., Direktor, Bremerhaven, Bürgermeister-Smidt-Str. 60.
- Rosenberg, Eduard, Ingenieur, Bremerhaven, 665 Kaiserstr. 3.
- Rosenberg, Max, Amtl. Schiffs- u. Maschinenbesichtiger, Bremerhaven, Bogenstr. 19.
- Rosenstiel, Rud., Direktor der Schiffswerft von Blohm & Voß, Hochkamp b. Klein-Flottbek, Bahnstr. 10.
- Roth, C., Maschinenbaudirektor, Oberingenieur, Elbing, Altstadt. Wallstr. 10.
- Rother, Eugen, Oberingenieur, Mannheim-Ostheim, Kaiserring 20.
- Rücker, Wilhelm, Dipl.-Ing., Prokurist d. Fa. 670 F. Schichau, Elbing, Schichau-Werft.
- Rudloff, Johs., Dr.-Ing., Wirkl. Geheimer Oberbaurat und Professor, Berlin-Halensee, Joachim-Friedrich-Str. 32.
- Ruprecht, Ernst, Dipl.-Ing., Stettin, Arndtstr. 12 III.
- Sachsenberg, Ewald, Dr.-Ing., Professor d. Techn. Hochschule, Dresden-A. 24, Helmholtzstraße 5.
- Sauberlich, Th., Vorstandsmitglied und technischer Direktor der Adlerwerke, vorm. Heinr. Kleyer, A.-G., Frankfurt a. M., Forsthausstraße 107a.
- Sartorius, Rechnungsrat, Nowawes, Heinestraße 7. 675
- Schaefer, Karl, Ingenieur, Oliva bei Danzig, Kronprinzen-Allee 42.
- Schäfer, Dietrich, Dr.-Ing., Baurat, Ministerialrat im Reichsschatzministerium, Berlin-Steglitz, Friedrichstr. 7.
- Schäfer, Paul, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur u. Bürochef d. Joh. C. Tecklenborg A.-G., Langen Nr. 141, Bez. Bremen.
- Schaffran, Karl, Dr.-Ing., Leiter des wissenschaftlich-technischen Instituts für Schiffsantrieb Altona (Elbe), Bergstr. 265.
- Scharlibbe, Ludwig, Dipl.-Ing. Direktor bei 680 Borsig, Berlin-Tegel, Veitstr. 21.
- Schätzle, Jos. H., Oberingenieur, Hamburg, i. Fa. Blohm & Voß.
- Schellenberger, F. J., Direktor d. Bayerischen Schiffbau-Ges. m. b. H. vorm. Anton Schellenberger, Erlenbach a. Main.
- Scherbarth, Franz, Dipl.-Ing., Stettin, Grabower Str. 12.
- Scheunemann, Georg, Schiffbau-Betriebsingenieur, Stettin, Derfflingerstr. 20.
- Scheurich, Th., Oberregierungsbaurat u. Direktor, Kiel, Werftstraße 118. 685
- Schilling, Paul, Dipl.-Ing., Berlin-Tempelhof, Hohenzollern-Korso 38 I.
- Schilling, Walter, Dr.-Ing., Erfurt, Herrenberg 22.
- Schirmer, C., Geheimer Marinebaurat, Wilhelmshaven, Montsstr. 4.

- Schirmer, Georg, Marinebaurat, Wilhelmshaven, Parkstr. 34 II.
- 690 Schirokauer, Felix, Dipl.-Ing., Germanischer Lloyd, Berlin NW 40, Alsenstr. 12.
- Schlichting, Ministerialrat im Reichswehrministerium (Marineleitung), Berlin-Zehlendorf-West, Riemeisterstr. 15.
- Schlueter, Fr., Marinebaurat a. D., Berlin W 15, Umlandstr. 43.
- Schmedding, Ad., Marinebaurat, Alt-Rahlstedt b. Hamburg, Waldstr. 50.
- Schmeißer, Marinebaurat, Berlin-Schöneberg, Wexstr. 63.
- 695 Schmidt, Eugen, Oberregierungsbaurat, Kiel, Holtenuer Str. 65.
- Schmidt, G., Wilhelm, Dr.-Ing., Schriftleiter beim V. d. I., Berlin-Friedenau, Feurigstraße 2.
- Schmidt, Harry, Geheimer Marinebaurat, Berlin, Groß-Lichterfelde-West, Berner Str. 15.
- Schmidt, Heinrich, Ministerialrat im Reichswehrministerium, Marineleitung, Berlin-Charlottenburg, Soldauallee 15.
- Schmidt, Rudolf, Dr.-Ing., Inhaber d. Firma Steup & Dr. Schmidt, Bremen, Wachmannstraße 53.
- 700 Schmiedeberg, Wilhelm, Ingenieur, Stettin-Grabow, Gießereistr. 25.
- Schnadel, Georg, Dr.-Ing., Assistent a. d. Techn. Hochschule, Danzig-Langfuhr, Friedenssteg 10.
- Schnapauff, Wilh., Professor, Rostock, Friedrich-Franz-Str. 2.
- Schneider, Edgar, Oberingenieur, Rheinschiffahrts-G. m. b. H. Mannheim, Mollstr. 30.
- Schneider, F., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 8, Holzbrücke 8.
- 705 Schneider, Rudolf, Dipl.-Ing., Betriebs-Ing. d. Vulkan-Werke, Hamburg 21, Osterbeckstr. 9.
- Schnitger, Lübke, Obering. u. Prokurist der A.-G. Weser, Bremen, Hohenzollernstr. 7.
- Scholz, Wm., Dr.-Ing., Schiff- u. Maschinenbaudirektor, Vorstandsmitglied der Deutschen Werft A.-G., Kleinflottbek bei Hamburg.
- Schoeneich, Hugo, Dr.-Ing., Oberregierungsrat, Mitglied d. Reichsversicherungsamts, Spandau, Feldstr. 49.
- Schoening, Hermann, Fabrikbesitzer, Berlin-Frohnau, Franziskanerweg 23/24.
- 710 Schoerner, Yngve, Marinebauinspektor, Karlskrona, Schweden.
- Schotte, Friedrich, Marinebaurat, Berlin W 50, Nürnberger Platz 3.
- Schowalter, Johannes, Dipl.-Ing., Berlin-Wilmersdorf, Deidesheimer Str. 22.
- Schriever, L., Ingenieur auf Dampfer „Columbus“, Bremerhaven.
- Schröder, Hans, Zivilingenieur für Schiffbau, Yacht-Konstrukteur, Berlin-Spandau, Ruhlebener Str. 16.
- 715 Schröder, Hermann, Dipl.-Ing., Danzig-Langfuhr, Am Johannisberg 1.
- Schröder, Paul, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 19, Emilienstr. 55.
- Schroeder, Richard, Betriebsingenieur der Schichau-Werft, Danzig, Große Allee 36.
- Schubert, E., Schiffbau-Ing., Hamburg 19, Eichenstr. 19.
- Schulthes, K., Marinebaurat a. D., Vertreter der Fried. Krupp A.-G., Berlin-Lichterfelde, Bernerstr. 18.
- Schultz, Alwin, Schiffsmaschinenbau-Oberingenieur, Prokurist, der Joh. C. Tecklenborg, Akt.-Ges., Schiffswerft und Maschinenfabrik, Bremerhaven-Geestemünde.
- Schultz, Heinrich, Dr.-Ing., Ober-Ing. bei 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-Schiffbaudirektor, 725 Wilhelmshaven, Adalbertstr. 6.
- Schulz, Richard, Dipl.-Ing., Regierungsrat, Jena, Schützenstr. 3.
- Schulze, Fr. Franz, Werftdirektor der 1. priv. Donau-Dampfschiffahrts-Gesellschaft, Budapest III, hajógyár.
- Schürer, Friedrich, Marinebaurat a. D., Buenos Aires, Göttingen, Friedländer-Weg 56.
- Schwartz, L., Dr.-Ing., Direktor der Stettiner Maschinenbau-Akt.-Ges. Vulcan, Hamburg, 13, Schlankreye 35 ptr. r.
- Schwarz, Tjard, Geheimer Marinebaurat a. D., 730 Wandsbek, Freesenstr. 15.
- Schwerdtfeger, Schiffbau-Direktor bei J. W. Klawitter, Danzig-Langfuhr, Große Allee 36.
- Schwerin, Otto, Marine-Ingenieur beim Reichskommissar für den Wiederaufbau der zerstörten Gebiete, Berlin-Friedenau, Kaiserallee 108.
- Seide, Otto, Ingenieur, Bremen, Oldesloer Str. 8.
- Severin, C., Oberingenieur, Breslau, Friedrich-Wilhelm-Str. 8.
- Sieg, Georg, Marinebaurat, Regierungsbaurat 735 a. W., Stettin, Barnimstraße 16c.
- Siemann, Dr.-Ing., Oberlehrer a. d. techn. Staatl. Lehranstalten, Bremen, Isarstr. 69.
- Sievert, Joh., Schiffbau-Ingenieur, Steglitz, Lindenstr. 12.
- Simon, Otto, Dipl.-Ing., Direktor der Gewerkschaft Elise II, Halle, Königstr. 87.
- Smith, Danchert, Dr.-Ing., Oslo, Gabelsgatan 21.
- Smitt, Erik, Schiffbau-Ingenieur, Gothenburg, 740 Vasagatan 4.
- Sodemann, Rudolf, Zivil-Ing. und Expert, Hamburg 36, Neuer Jungfernstieg 16a.
- Sokol, Franz, Direktor, Skoda-Werke, Pilsen, Tschecho-Slowakei.
- Sombeck, C., Stellvertretender Direktor des Germanischen Lloyd, Hamburg Jordanstraße 51.
- Sommer, Aloys, Schiffbau-Dipl.-Ing., Bremen, Lindenhofstr. 44.
- Spiess, Marinebaurat a. D. u. Handlungsbevollmächtigter d. A.-G. Weser, Bremen, Fitgerstr. 25. 745
- Spruth, Hans, Dipl.-Ing., Fabrikdirektor a. D., Berlin-Lankwitz, Kaulbachstr. 45.
- Stach, Erich, Marinebaurat, Berlin-Steglitz, Sedanstr. 20 a.
- Stammel, Paul, Ingenieur, Hamburg 11, Bohnenstraße 4.
- Stauch, Adolf, Dr.-Ing., Oberingenieur und Direktor in der Zentralverwaltung der Siemens-Schuckert-Werke, G. m. b. H., Berlin-Charlottenburg, Kaiserdamm 113.
- Stegmann, Erich, Schiffbau-Ingenieur bei 750 F. Schichau, Elbing, Talstr. 13.

- Steinbach, Erich, Ingenieur, Altona-Othmarschen, Moltkestr. 172.
- Steinbeck, Friedr., Ingenieur, Rostock, Georgstraße 14.
- Steinberg, Fritz, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Collaustr. 5.
- von den Steinen, Carl, Dr.-Ing., Marinebaurat, Bergedorf bei Hamburg, Grüner Weg 2.
- 755 Steiner, F., Techn. Direktor d. Schiffs- u. Maschinenbau-A.-G., Mannheim, Reimershofstr. 11.
- Stellter, Fr., Schiffbau-Ing., Kiel, Kaistr. 24.
- Stern, Fritz, Schiffbau-Ingenieur, Emden, Bentinkweg 2.
- Stockhusen, Schiffbau-Oberingenieur, Neumühlen-Dietrichsdorf b. Kiel, Augustenstr. 10.
- Strache, A., Marine-Oberbaurat, Hermsdorf, Sächsische Schweiz.
- 780 Strebel, Carlos, Oberingenieur, Leiter d. Hamburg. Zweigbüros der Atlaswerke, Hamburg 29, Armgardstr. 28.
- Strehlow, Bernhard, Schiffbau-Dipl.-Ing., Nr. 9 Schinotani, Sumacho, Kobe, Japan b. Ad.: Dipl.-Ing. H. Wohlfarth, Stolp, Henkelstr. 4.
- Strelow, Waldo, Dr.-Ing., Schiffs- und Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Hamburg, Flemingstraße 4.
- van der Struyf, J., Oberingenieur der Kgl. Niederländischen Marine, Haag, Laan van N. Oost-Indie 222.
- Süchting, Wilhelm, Dipl.-Ing., Oberingenieur, Hamburg, Blohm & Voß, Sierichstr. 70.
- 785 Süß, Georg, Konstr.-Ingenieur bei A. Borsig, Berlin-Tegel, Buddestr. 19.
- Süss, Peter Ludwig, Betriebsingenieur der Vulcan-Werke, Stettin-Bredow, Vulcanstr. 1.
- Süssenguth, H., Marine-Oberbaurat, Danzig-Langfuhr, Kastanienweg 8.
- Süssenguth, W., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Werft von F. Schichau, Elbing, Sonnenstr. 68.
- Sütterlin, Georg, Oberingenieur der Werft von Blohm & Voß, Hamburg-Blankenese, Schillerstraße 42.
- 770 Techel, H., Dr.-Ing., Oberingenieur der Fried. Krupp A.-G., Germaniawerft, Den Haag, Hofzichtlaan 24.
- Techow, Alfred, Marinebaurat a. D., Wattenbeck, Post Bordesholm, Holstein.
- Telfer, Edmund, Assistant Naval Architect, The Monitor Shipping Corporation, New-Castle on Tyne, 5 St. Nicholas Buildings.
- Teubert, Wilhelm, Dr.-Ing., Regierungs- u. Baurat, Mannheim, Hebelstr. 13.
- Teucher, J. S., Dipl.-Ing., Oberingenieur, Vertreter d. Fried. Krupp A.-G., Gußstahlfabrik Essen u. Stahlwerk Annen, Bremen, Rembrandtstraße 18.
- 775 Thierry, Julius, Dipl.-Ing. i. Firma Fischer & Kricke, Hamburg, Mansteinstr. 3.
- Thilo, Adolf, Zivilingenieur, Riga (Lettland), Kl. Sandstr. 12.
- Thye, Bruno, Dipl.-Ing., Berlin-Wilmersdorf, Kaiserallee 27.
- Tillmann, Max, Dr.-Ing., Hamburg 42, Eilenau 13.
- Totz, Richard, Direktor, Professor der 1. priv. Donau-Dampfschiff.-Ges. und Mar.-Ober-Ing. d. R. Wien XVIII, Gersthofstr. 126.
- 780 Toussaint, Heinr., Oberwerftdirektor der Reichswerft Kiel, Gaarden Wertstr. 124.
- Tradt, M., Dipl.-Ing., Schiffbaudirektor der Howaldt-Werke, Kiel, Düsternbrook 132.
- Trautwein, William, Vereidigter Sachverständ. f. Schiffe u. Schiffsm., Duisburg-Ruhrort, Harmoniestr. 11.
- Trümmeler, Fritz, Inhaber d. Fa. W. & F. Trümmeler, Spezialfabrik für Schiffsausrüstungen usw., Mülheim a. Rh., Delbrücker Str. 25.
- Türk, Richard, Oberingenieur der Vereinigungsges. Rhein. Braunkohlenbergwerke, Abtlg. Schifffahrt, Wesseling, Bez. Cöln, Römerstr. 27/29.
- Uhlig, Alfred, Direktor der Hamburger Elbe-Schiffswerft A.-G., Hamburg, Haynstr. 33. 785
- Ulfers, Otto, Marinebaurat, Wilhelmshaven, Prinz-Heinrich-Str. 41.
- Ullmann, Th., Dipl.-Ing., Elektrizitätswerk, Mitau, Gräbnerstr. 17, Postfach 103.
- Ulrichs, Carl, Dipl.-Ing., Bremen, Waller Heerstraße 48.
- Unger, Johannes, Schiffbau-Ingenieur, Bremen, Freiberger Str. 42.
- v. Viebahn, Friedrich Wilhelm, Dr.-Ing., Daimler Benz Akt.-Ges., Verkaufsstelle Hamburg, Alsterdamm 16/19. 790
- Vogel, Hans, Oberingenieur, Kobe, 110 Kitanocho 4 cheme.
- Voges, Hans, Oberingenieur, Stettin, Kronenhofstraße 6.
- Vogt, Paul, Werftdirektor a. D., Bremen, Fitzerstr. 38.
- Vollmer, Franz, Schiffbau-Betriebsingenieur der Stettiner Oderwerke, Stettin, Kronenhofstr. 8.
- Vollrath, Willibald, Dipl.-Ing., Bremen, Taschenburgstr. 27. 795
- Vos, Bernard, Dipl.-Ing., Chef-Betriebsleiter d. Schiffsbaues beim Etablissement Feyenoord. Rotterdam, Mathenesserlaan 19b.
- Voß, Karl, Ingenieur, Warnemünde, Blücherstr. 7.
- Vossnack, Ernst, Professor a. d. Technischen Hochschule, Delft, Holland.
- Vrede, Anton, Dipl.-Ing., Bochum i. Westfalen, Marktplatz 2 II bei Altgör.
- Wach, Hans, Dr.-Ing., Werft-Direktor, b. Joh. C. Tecklenborg A.-G., Lehe i. H., Wurfterstr. 106. 800
- Waechter, Franz, Schiffbau-Ingenieur und Sachverständiger der Danziger Handelskammer, Danzig, Kohlenmarkt 9.
- Wagner, Rud., Dr. phil., Schiffsmaschinen-Oberingenieur, Hamburg, Bismarckstr. 105.
- Wahl, Gustav, Schiffbau-Oberingenieur, Kiel, Feldstr. 90.
- Walcher, Ernst, Marinebaurat, Kiel, Kirchenstr. 3.
- Waldmann, Ernst, Dr.-Ing., Hamburg 39, Sierichstraße 30. 805
- Wälde, Rudolf, Dipl.-Ing., Hamburg, Vulkanwerke, Sierichstr. 160.
- Walter, J. M., Ingenieur und Direktor, Saarau, Schlesien, Schloß.
- Walter, M., Dr.-Ing., Schiffbau-Direktor, Bremen, Lothringer Str. 47.
- Wandel, Fritz, Ingenieur, i. Fa. F. Schichau, Elbing, Friedrich-Wilhelm-Platz 16.
- Wandesleben, Dipl.-Ing., Essen-Ruhr, Zweigertstr. 2. 810
- Wanner, E., Direktor der Dampfschiff Gesellschaft des Vierwaldstättersees, Luzern, Güterstraße 2 (Schweiz).
- Weber, Heinrich, Dipl.-Ing., Marinebaurat i. R., Warnemünde, Diedrichshagen Chaussee 29.

- Weber, Moritz, Dr., Professor an der Technischen Hochschule zu Berlin, Nikolasee, Lückhofstr. 19.
- Weber, Norbert, Ing., Oberinspektor d. D. D. G. G., Korneuburg, Werfte, Nied. Österreich.
- 815 Wehber, Friedr., Zivilingenieur, Kiel, Ringstr. 55.
- Weichardt, Marinebaurat Bremen, Bürgermeister-Smidt-Str. 59.
- Weidehoff, Georg, Dr.-Ing., Oberingenieur der A. E. G. Turbinenfabrik, Berlin NW 87, Agricolastr. 7.
- Weir, William, Lord, i. F. Messrs. G. & J. Weir, Ltd. Cathcart, Glasgow.
- Weitbrecht, Dr.-Ing., stellvertr. Direktor, Stettin-Bredow, Vulcanwerft.
- 820 Wellmann, Max, Ingenieur, Altona-Elbe, Langenfelderstr. 45.
- Wels, Wilhelm, Ingenieur, Inhaber der Wels-Werft, Kiel, Dänische Str. 17.
- Wendenburg, H., Baurat, Bremen, Hohenlohestraße 11a.
- Wermser, Felix, Regierungsbaurat, Rendsburg, Saatsee.
- Werneke, Paul, Oberingenieur u. Bevollmächtigter der Motoren-Werke Mannheim, vorm. Benz & Co., Verkaufsbüro, Hamburg, Lutterothstraße 5.
- 825 Werner, Franz, Dr.-Ing., Professor d. Techn. Hochschule Zoppot, Frautziusstr. 44.
- Westphal, Gustav, Schiffbau-Ingenieur, Fried. Krupp A.-G., Germaniawerft, Kiel, Bellmannstraße 15.
- Wichmann, Fritz, Marinebaurat, Kiel, Feldstraße 144a.
- Wiebe, Ed., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Werft von F. Schichau, Elbing, Sonnenstr. 67.
- Wiebe, Th., Schiffsmaschinen-Ingenieur, Büroleiter für Handelsschiffsmaschinenbau, Mannheim, Lannyrstr. 18 II.
- 830 Wiegand, V., Ober-Ingenieur, Danzig-Langfuhr, Falkweg 9.
- Wiegel, Richard, Ober-Marinebaurat, Wilhelmshaven, Adalbertstr. 28.
- Wiemann, Paul, Ingenieur und Werftbesitzer, Brandenburg a. H.
- Wiesinger, W., Geheimer Marinebaurat, Berlin-Charlottenburg 8, Kaiserdamm 74.
- Wiesinger, W., Marinebaurat a. D., Direktor der Frerichs & Co. A.-G., Einswarden i. O.
- 835 Wigankow, Franz, Fabrikant, Charlottenburg, Kaiserdamm 30.
- Wilson, Arthur, Schiffbau-Oberingenieur, Stettin, Dürerweg 35.
- Winter, Johann, Oberingenieur, Hamburg, Zippelhaus 18, Seberufsgenossenschaft.
- Winter, M., Oberingenieur, Klein-Flottbeck b. Altona, Wilhelmstr. 7.
- Wippert, C., Direktor d. techn. Betriebes des Norddeutschen Lloyd, Hamburg, Wagnerstraße 103.
- Wischer, Herbert, Regierungsbaurat, Berlin-Zehlendorf-West, Georgenstr. 9.
- 840 Witt, Friedrich, Oberingenieur, Hamburg 19, Bismarckstr. 52.
- Wittmann, Wilhelm, Marine- u. Regierungsbaurat, Berlin-Steglitz, Siemensstr. 7.
- Wolfram, Siegfried, Dipl.-Ing., Obering. b. Bremer Vulkan, Vegesack, Weserstr. 65.
- Wölke, Hermann, Oberingenieur u. Prokurist der „Weser“-Handelsgesellschaft, Bremen, Delmestraße 83.
- 845 Wolter, Friedr., Dr.-Ing., Hamburg 20, Loehrsweg 2a.
- Worsoe, Wilh., Ingenieur, Germaniawerft, Kiel, Lerchenstr. 7.
- Wurm, Erich, Marinebaurat, Wilhelmshaven, Adalbertstr. 32.
- Wustrau, H., Marinebaurat a. D., Berlin-Wilmersdorf, Westphälische Str. 82.
- Zeitz, Direktor, Hamburg 39, Flemingstr. 8.
- 850 Zelle, Otto, Technischer Direktor, Astilleros, Grao de Valencia, Spanien, Calle Grabador Esteve 14.
- Zeyss, Georg Edgar, Dr.-Ing., Direktor der Gesellsch. für Schiffsausrüstung und Davitbau, Hamburg 23, Eilbektal 2.
- Zickerow, Karl, Schiffbau-Oberingenieur bei der Lübecker Maschinenbau-Ges., Lübeck, Schönbekener Str. 24.
- Ziegelasch, Dipl.-Ing., Direktor der Union Naval de Levante S. A. Madrid, Zurbarán 22.
- Ziehl, Emil, Direktor, Berlin-Weißensee, Große Seestr. 5.
- 855 Zimmermann, Erich, Dr.-Ing., Marinebaurat a. D., Bremen, Georgstr. 64.
- Zimnic, Josef Oscar, Marine-Oberingenieur, Wiener-Neustadt, Mühlgasse 11.
- Zöpf, Th., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Kiel-Wellingdorf, Gabelsbergerstr. 35.
- Züblin, Carl, Dipl.-Ing., Aachen, Theaterplatz 17 I.

5. Mitglieder.

a) Lebenslängliche Mitglieder:

- Andreae, Enno, Gesellschafter u. Geschäftsführer der deutschen Bitnamel Gesellschaft m. b. H., Hamburg, Wandsbeker Chaussee 18.
- 860 Arndt, Alfred, Dipl.-Ing., Berlin W35, Kurfürstenstr. 53.
- 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.
- Benson, Arthur, Direktor, Hässleholm, Schweden.
- 865 Bergmann, Siegmund, Dr.-Ing., Geh. Baurat, Generaldirektor der Bergmann-Elekt.-Werke, Berlin N 65, Oudenarder Str. 23/32.
- Böninger, Carl F., Direktor der S. K. F. Norma, G. m. b. H., Berlin-Grünwald, Menzelstraße 13/15.
- v. Borsig, Ernst, Kommerzienrat und Fabrikbesitzer, Berlin N 4, Chausseestr. 6.
- Buchloh, Hermann, Reeder, Mülheim-Ruhr, Friedrichstr. 26.
- Bündgens, Anton, Dr. jur. Assessor, Syndikus, Dessau, Albrechtstr.
- Claussen, Carl Fr., Kaufmann, Gr. Flottbeck-870 Othmarschen, Dürerstr. 8.
- Cuno, Wilhelm, Dr., Geh. Oberregierungsrat a. D., Generaldirektor d. H. A. L., Hamburg, Alsterdamm 25.

- Ehrhardt, Theodor, Ingenieur und Fabrikbesitzer, Vorstandsmitglied der Ehrhardt & Seher A.-G., Saarbrücken, Winterbergstr. 24.
- Enström, Axel, Dr. phil., Kommerzienrat, Stockholm, Grevturegatan 24.
- Falk, Hans, Ingenieur, Düsseldorf, Bachstr. 15.
- 875 Flohr, Carl, Dr.-Ing., Kommerzienrat u. Fabrikbesitzer, Berlin N 4, Chausseestr. 35.
- Forstmann, Erich, Kaufmann, i. Fa. Schulte & Schemmann und Schemmann & Forstmann, Hamburg, Neueburg 12.
- Fröhlich, Theodor, Maschinenfabrikant, Berlin NW 7, Dorotheenstr. 35.
- Froriep, Otto, Dr., Fabrikbesitzer, Rheydt, Steinstr. 2.
- Geßler, Otto, Dr., Oberbürgermeister, Nürnberg.
- 880 Gilles, Alfred, Hüttendirektor, Mülheim-Ruhr, Scheffelstr. 7.
- Grünthal, Ingenieur und Mitbesitzer der Eilenberg-Moenting & Co. m. b. H., Schlebusch-Monfort, Düsseldorf, Lindemannstr. 8.
- Grutzner, Fritz, Konsultierender Ingenieur, c/o Fairbanks, Morse & Co., Milwaukee Road, Beloit, Wis. U.S. A.
- v. Guillaume, Max, Kommerzienrat, Remagen a. Rh., Haus Calmuth.
- Harder, Hans, Berlin-Britz, Jahnstr. 74.
- 885 Heineken, Phil., Dr.-Ing., Präsident des Norddeutschen Lloyd, Bremen.
- Herken, Emil, Direktor der Oberschlesischen Eisen-Industrie A.-G. für Bergbau u. Hüttenbetrieb, Grunewald, Hubertusbaderstr. 14.
- Hirsch, Siegmund, Vorstand der Hirsch, Kupfer- u. Messingwerke A.-G., Berlin NW 7, Neue Wilhelmstr. 9/11.
- Jercke, Otto, Direktor, Wien I, Franz-Josefs-Kai 7/9.
- Johnson, Axel Axelsen, General-Konsul, Stockholm, Wasagatan 4.
- 890 Johnson, Gustav John, Dr. jur., Kriegsgerichtsrat, Stockholm, Jakobsgatan 28.
- Johnson, Helge Ax:son, Hovjägmästare, Stockholm, Hovslagaregatan 5.
- Karcher, Carl, Reeder, i. Fa. Raab, Karcher & Co., G. m. b. H., Mannheim, Otto Beckstr. 23.
- Kiep, Johannes N., Deutscher Konsul a. D., Ballenstedt (Harz), Haus Kiep.
- Kosche, Arno, Direktor der Nordsee-Handels-A.-G., Hamburg 1, Gerhofstr. 2, Adlerhof.
- 895 Krupp von Bohlen und Halbach, Dr. phil., Außerordentlicher Gesandter und bevollmächtigter Minister, Essen-Ruhr, Villa Hügel.
- Kubatz, Alfred, Dr., Inh. d. Schiffs- u. Abwrackwerft, Berlin W 35, Lützowstr. 89/90.
- Küchen, Gerhard, Dr., Kommerzienrat, Mülheim a. d. Ruhr.
- Küwnik, Franz A., Kapitän, 928 Hudsonstreet, Hoboken, N.-J.
- Lehmann, Bruno, Stahlwerks-Direktor, Berlin-Lichterfelde, Dahlemer Str. 62.
- 900 v. Linde, Carl, Dr., Dr.-Ing., Geheimer Hofrat, Professor, München, Heilmannstr. 17.
- Lindquist, Erik Gustav Werner, Zivilingenieur, Kungl. Tekniska Högskolan, Valhallavägen, Stockholm.
- Ljungmann, Andreas, Dipl.-Ing., Direktor d. Bergsunds Mekaniske Verkstatts A.-B., Stockholm, Hjorthagsvägen 15.
- Loesener, Rob. E., Schiffsreeder, i. Fa. Rob. M. Sloman & Co., Hamburg, Alter Wall 20.
- Märklin, Ad., Kommerzienrat, Goslar, Wallstr. 5.
- Meister, Carl, Direktor der Schiffs- u. Maschinenbau-A.-G., Mannheim. 905
- Moleschott, Carlo H., Ingenieur, Konsul der Niederlande, Rom (21), Via Gaeta 26.
- Monfort, Jos., Ingenieur und Maschinenfabrikbesitzer, M.-Gladbach, Kronprinzenstr. 21.
- Müller, Paul H., Dr.-Ing., Hannover, Rumannstraße 29.
- v. Parseval, August, Dr., Professor, Major z. D., Charlottenburg, Niebuhrstr. 6.
- 910 Pekrun, Hermann, Ingenieur und Fabrikbesitzer, Coswig in Sachsen.
- Petersen, Boye, Reederei-Inspektor bei F. Laeis, Hamburg, Trostbrücke 1.
- Pfeiffer, W., Kommerzienrat, Düsseldorf, Hofgartenstr. 12a.
- Pohlmann, Ludwig, Kaufmann, Hamburg 36, Gänsemarkt 33, Nicolhof.
- Ravené, Louis, Geheimer Kommerzienrat, Dr. phil., Berlin C 19, Wallstr. 5—8.
- Ravené, Peter, Konsul, Mitinhaber der Ravenéschen Firmen, Berlin C 19, Wallstr. 5—8. 915
- Reinhold, Ernst, Dr., Inhaber der Berliner Asbest-Werke, Fabrikbesitzer, Berlin-Reinickendorf-Ost, Graf Rödernallee 76/78.
- Rickmers, P., Generaldirektor der Rickmers Reederei & Schiffbau A.-G., Bremerhaven.
- Riedler, A., Dr., Geh. Regierungsrat und Professor, Berlin-Charlottenburg, Techn. Hochschule.
- Roer, Paul G., Generaldirektor a. D., Potsdam, Schließfach 27.
- Rosenbaum, Bruno, Dipl.-Ing., Direktor der Erich F. Huth G. m. b. H., Berlin SW 47, Wilhelmstr. 130—132. 920
- Rottgardt, Karl, Dr., Geschäftsführer, Berlin-Dahlem, Fontanestr. 14.
- Scheld, Theodor Ch., Technischer Leiter der Firma Th. Scheld, Hamburg 11, Elbhof.
- Schnaas, Eugen, Generaldirektor, Berlin S 42, Wassertorstr. 42.
- v. Selve, Walter, Dr.-Ing., Fabrikant und Rittergutsbesitzer, Altena i. W., Villa Alpenburg.
- v. Skoda, Karl, Freiherr, Ing., Pilsen, Ferdinandstr. 10. 925
- Sloman, Fr. L., Reeder, Berlin-Charlottenburg 2, Grolmanstr. 4.
- Stahl, H. J., Dr.-Ing., Kommerzienrat, Düsseldorf, Sybelstr. 17.
- Stangen, Carl, Gutsbesitzer, Rittergut Altbärbaum, Post Pielburg.
- Stangen, Ernst, Kommerzienrat, Berlin W 10, Matthäikirchstr. 31a.
- Temmler, Hermann, Kommerzienrat, Fabrikbesitzer, Kgl. bulgarischer Generalkonsul, Detmold. 930
- Traun, H. Otto, Dr., Fabrikant, Hamburg, Meyerstr. 59.
- Wallmann, Carl, Hüttendirektor, Mülheim a. Ruhr, Ruhrstr. 5.
- Werner, Julius, Gesellschafter und Geschäftsführer der deutschen Bitunamel-Gesellschaft m. b. H., Hamburg, Ludolfstr. 42.
- Wille, Eduard, Fabrikant, Cronenberg (Rhld.), Herichhauser Str. 30.
- Zeise, Peter Theodor, Fabrikbesitzer, i. Fa. Theodor Zeise, Altona, Palmaille 43. 935

b) Ordnungsmäßige Mitglieder:

- Ahlborn, Friedrich, Dr. phil., Professor, Oberlehrer, Hamburg 22, Uferstr. 23.
- Ahlers, Karl, Kaufmann und Reeder, Bremen, Holzhafen, Platz 8a.
- Ahlfeld, Hans, Oberingenieur der A. E. G., Bahrenfeld bei Hamburg, Giesestr. 51.
- Amsinck, Arnold, Vorsitzender des Vorstandes der Woermann-Linie A.-G. und der Deutschen Ostafrika-Linie, Hamburg, Afrikahaus.
- 940 Amsinck, Th., Direktor der Hamburg-Südamerikan. Dampfschiffahrts-Gesellschaft, Hamburg, Holzbrücke 8 I.
- Andrae, Max P., Dipl.-Ing., Hamburg 13, Feldbrunnenstr. 68.
- Anger, Paul, Oberingenieur, Kiel, Beserallee 59a.
- Arendt, Erich, Fabrikdirektor, Mannheim, Nietzschesstr. 13.
- Arp, H. F. C., Reeder, Hamburg, Mönckebergstraße 9, II, Haus Roland.
- 945 Asbeck, G., Direktor, Düsseldorf-Rath, Wahler Straße 34.
- Auerbach, Erich, Direktor der Rheinmetall Edelmetall-Vertriebs-G. m. b. H., Dresden-A., Sidonienstr. 25.
- Aufhäuser, Dr. phil., beeidigter Handelschemiker, Hamburg, Dovenfleeth 20.
- Avé-Lallemant, Hans, Direktor, Brunn, Post Stettin N. I.
- Axelrad, H. E., Dipl.-Ing., Charlottenburg, Kantstr. 3.
- 950 von Bach, C., Dr.-Ing., Exzellenz, Staatsrat, Professor a. d. Technischen Hochschule in Stuttgart, Stuttgart, Johannesstr. 53.
- Bach, Julius, Professor d. techn. Staatslehranstalten, Chemnitz, Helenenstr. 42.
- Baierle, Ivo, M., Kapitän, Berlin W 15, Joachimsthaler Str. 17.
- Banner, Otto, Dipl.-Ing., Ingenieur, Milwaukee, Wis., 3703, Highland Boulevard.
- Banning, Heinrich, Fabrikdirektor, Hamm i. Westf., Moltkestr. 7.
- 955 Barckhan, Paul, Kaufmann, Bremen, Langenstraße 5/6.
- Bartling, W., Kapitän, Direktor der Fa. Hugo Stinnes, Hamburg, Kalisyndikat, Kaufmannshaus.
- Bartsch, Carl, Direktor des „Astillero-Behrens“, Valdivia, Chile.
- Bauermeister, Hermann, Dipl.-Ing., technischer Referent beim Sperrversuchskommando, Kiel, Lornsenstr. 36 II.
- Baurichter, Emil, Direktor, Berlin W 8, Behrenstr. 58.
- 960 Becker, Erich, Fabrikbes., Berlin-Reinickendorf-Ost, Graf-Roedern-Allee 18—24.
- Becker, Julius Ferdinand, Schiffbau-Ingenieur, Glücksburg (Ostsee).
- Becker, Ludwig, Dipl.-Ing., Direktor der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.-G., Gustavsburg b. Mainz.
- Becker, Th., Oberingenieur, Berlin NO 18, Elbinger Str. 14.
- Beckh, Georg Albert, Kommerzienrat und Inhaber der Mammutwerke, Nürnberg, Sulzbacher Str. 37.
- 965 Beckh, Otto, Dipl.-Ing. und Oberingenieur, Berlin-Friedenau, Kaiserallee 138.
- Beckmann, Erich, Dr.-Ing., Professor der Techn. Hochschule, Hannover, Oeltzenstraße 19.
- Behm, Alexander, Physiker, Kiel, Hardenbergstraße 31.
- Behm, Georg, Dr., Direktor der Neuen Dampfer-Compagnie, Stettin, Bollwerk 21.
- Behncke, Paul, Exz., Admiral a. D., Berlin, Wichmannstr. 10.
- Beikirch, Franz Otto, Direktor der Firma 970 Gruson & Co., Magdeburg-Buckau, Feldstr. 37—43.
- Benkert, Hermann, Direktor, Harburg a. E., Akazienallee 10.
- Berg, Fritz, Hüttendirektor, Godesberg III, Haus Berg.
- Bergner, Fritz, Geschäftsführer der Temper- und Stahl-Gießerei August Engels, Velbert, Rhld., Schloßstr. 42.
- Bergsma, G. Hermann E., Direktor im Kgl. Patentamt, Haag, Juliana-van-Stolberglaan 76.
- Bertens, Eugen, Ingenieur d. Chilenischen Kriegsmarine, Direccion del Territorio Maritimo 975 Valparaiso, Chile.
- Bernigshausen, F., Direktor, Berlin W 51, Kurfürstendamm 132.
- Bierans, S., Ingenieur, Bremerhaven, Sielstraße 34, I.
- Bierwes, Heinrich, Dr., Generaldirektor, Düsseldorf, Goltsteinstr. 24/25.
- Bingel, Rudolf, Direktor der Siemens-Schuckertwerke G. m. b. H., Charlottenburg-Neu-Westend, Schwarzburg Allee 18.
- Blomberg, Hjalmar, Generaldirektor, Halmstadt, 980 Schweden, Hallands Angbats-Aktiebolag.
- Blumenfeld, Bd., Kaufmann und Reeder, Hamburg, Chilehaus.
- Bode, Alfred, Direktor, Hamburg, Lenhartstraße 13.
- Böger, Marius, Vorsitzender d. Vorstandes d. Deutsch-Australischen Dampfschiffahrts-Gesellschaft und der Deutschen Dampfschiffahrts-Gesellschaft Kosmos, Hamburg II, Trostbrücke 1.
- Bohlen, Lothar, Kaufmann, Hamburg, Gr. Reichenstr. 27, Afrikahaus.
- Bohn, Karl, Direktor, Kiel, Düppelstr. 27. 985
- Boner, Franz A., Dr. jur., Dispacheur, Berlin W 8, Unter den Linden 33.
- Borbet, Walter, Generaldirektor des Bochumer Vereins für Bergbau u. Gußstahlfabrikation, Bochum.
- Borck, Hermann, Dr. phil., Ingenieur der Fliegertruppe, Berlin NW 23, Händelstr. 5.
- v. Born, Theodor, Korvetten-Kapitän a. D., Hochkamp, Bez. Hamburg, Kaiser-Wilhelm-Str.
- v. Borsig, Conrad, Dr.-Ing., Geh. Kommerzienrat u. Fabrikbesitzer, Berlin N 4, Chaussee- 990 straße 13.
- Böttcher, A., Direktor der Maschinenbau A.-G. Tigler, Duisburg, Meiderich; Berlin-Zehlendorf-West, Dessauer Str. 10.
- Böttcher, Karl, Oberingenieur, Duisburg, Karl-Lehr-Str. 13.
- Brandenburg, Jacob, Oberingenieur der Gutehoffnungshütte, Sterkrade, Rheinland.
- Braumüller, Walter, Oberregierungsrat, Berlin-Zehlendorf-West, Forststr. 12.
- Bredow, Hans, Dr.-Ing., Staatssekretär im 995 Reichspostministerium, Berlin-Dahlem, Miquelstraße 92.

- Brennecke, Rudolf, Dr.-Ing., Generaldirektor d. Oberschlesisch. Eisenbahn-Bedarfs A.-G., Gleiwitz 2, Niedstr. 4.
- Bresina, Richard, Generalvertreter für Nord- u. Mitteldeutschland der A.-G. vorm. Skodawerke in Pilsen, Prag, Bremen, Contrescarpe 56.
- Brieger, Heinrich, Kaufmann, Hamburg, Ferdinandstr. 63 I.
- Brinker, Richard, Generaldirektor der Stahl-schmidt-Werkzeugkompagnie, Commandit-Ges., Cronenfeld-Hahnerberg-Kaisergarten (Rhld.).
- 1000 Brunn, Alfons, Fabrikdirektor, Borsigwalde, Spandauer Str.
- Brunner, Karl, Ingenieur, Neckargemünd, Bahnhofstr. 62.
- Büchen, Friedr., Obergeringieur, Hamburg, Haynstr. 10.
- Budde, H., Ingenieur, Bremen, Osterthorsteinweg 95.
- Bühning, John Charles, Fabrikant, Hamburg 1, Spalding-Str. 21/23.
- 1005 Bündgens, Franz, Vizekonsul, Fabrikbesitzer, Kiel, Niemansweg 137.
- Burgmann, Robert, Dr.-Ing., Inhaber der Asbest-Werke Feodor Burgmann, Dresden N. 6, Stadtteil Loschwitz, Dresdner Str. 2.
- v. Busse, Andreas, Vertreter d. Linke-Hofmann-Werke, Hamburg, Mönckebergstr. 13.
- Busse, Hugo, Dipl.-Ing., Direktor der Schiffswerft u. Maschinenfabrik Gebr. Sachsenberg A.-G., Roßlau a. E., Hauptstr. 117.
- Bütow, Emil, Ingenieur, Wandsbek, Octaviostraße 66.
- 1010 Buz, Richard, Geheimer Kommerzienrat, Direktor der Masch.-Fabr. Augsburg-Nürnberg A.-G., Augsburg.
- Calmon, Alfred, Dr.-Ing., Generaldirektor, Asbest- und Gummiwerke, Akt.-Ges., Hamburg.
- Canaris, Karl, Dr.-Ing., Direktor d. Masch.-Fabr. J. J. Maffei, München 23, Gysslingstr. 18.
- Caspary, Emil, Dipl.-Ing., Marienfelde bei Berlin.
- Castens, G., Dr., Regierungsrat, Hamburg IX, Deutsche Seewarte.
- 1015 Christiansen, R., Fabrikant, Harburg (Elbe), Neue Str. 48.
- Christink, Bernh., Dipl.-Ing., Bremen, Georgstraße 17.
- Clouth, Max, Fabrikant, Dr.-Ing. E. h., Köln-Marienburg, Lindenallee 47.
- Coppel, C. G., Fabrikant, Düsseldorf, Schumannstraße 16.
- da Costa, C. Th., Inspektor, Direktor da Marinha Mercante Ministerio da Marinha, Lissabon-Portugal.
- 1020 Crass, Paul, kaufm. Direktor der Germania-Werft, Kiel-Gaarden.
- Cropp, Johs., Direktor der deutschen Schiff-fahrts-Gesellsch. „Kosmos“, Hamburg 39, Willistraße 33.
- Dahl, Hermann, Dr.-Ing., Ingenieur und Direktor der Gesellschaft für moderne Kraftanlagen, Berlin W 62, Maaßenstr. 37.
- Dahlström, Axel, Direktor der Reederei Akt.-Ges. von 1896, Hamburg, Steinhöft 8/11, Elbhof.
- Dahlström, F. W. A., Direktor der Reederei Aktien-Gesellschaft von 1896, Hamburg, Steinhöft 9 IV.
- 1025 v. Dapper - Saalfels, Carl, Dr. med., Professor, Geheimer Medizinalrat, Bad Kissingen.
- Deichsel, A., Kommerzienrat, Berlin-Grünwald, Hubertusbader Str. 17/19.
- Deutsch, Felix, Dr.-Ing., Geh. Kommerzienrat, Direktor d. AEG, Berlin NW 40, Friedrich-Karl-Ufer 2—4.
- Dieckhaus, Jos., Kommerzienrat, Fabrikbesitzer und Reeder, Papenburg a. Ems.
- Dieterich, Georg, Direktor, Berlin W 9, Linkstraße 29.
- v. Dietlein, Heinrich, i. F. H. C. Stülcken Sohn, 1030 Hamburg, Jungfrauenthal 12.
- Dietrich, Alfred, Obergeringieur d. Maschinenfabrik Schieß A.-G., Düsseldorf, Hüttenstr. 152.
- Dietrich, Otto, Fabrikbesitzer, Berlin-Charlottenburg, Potsdamer Str. 35.
- Dittmers, Ludwig, Kaufmann, Hamburg, Boltenhof, Admiralitätsstr. 33/43.
- Dittrich, Reinh., Dipl.-Ing., Hamburg 13, Hallestraße 6 III.
- Dodillet, Richard A., Obergeringieur, Berlin 1035 W 15, Uhlandstr. 43.
- Döhne, Ferd., Dr., Direktor d. Maschinenfabrik vorm. Hartmann, Chemnitz.
- v. Dojmi, Carl, Major a. D., Kaufmann, Hamburg 13, Schlankreye 21.
- Dörken, Georg Heinrich, Teilhaber der Fa. Gebr. Dörken, Gevelsberg i. W., Mittelstr. 18.
- Dransfeld, Wilh. Fr., Kaufmann, Kiel, Wall 1.
- Droth, Alfred, Dipl.-Ing., Patentanwalt, Essen-1040 Ruhr, Hufelandstr. 19.
- Duschka, H., Fabrikant, i. Fa. F. A. Sening, Hamburg 37, Brahmsallee 83.
- Düring, Franz, Ingenieur, Luzern, Theaterstr. 16.
- Düvel, Friedrich, Ingenieur, Hamburg 1, Brandsende 12.
- Eckmann, C. John, Maschinen-Inspektor der Deutsch-Amerikan. Petrol.-Ges., Hamburg, Birkenau 14.
- Edye, John Alfred, Reeder, Hamburg, Baum-1045 wall 3.
- Eilender, N., Dipl.-Ing., Direktor der Stahlwerke Rich. Lindenberg A.-G., Remscheid, Eberhardstr. 26.
- Eisermann, Rud., Direktor, Berlin-Tempelhof, Saalburgstr. 2—3.
- Emden, Paul, Dr., Fabrikdirektor, Schwanden (Glarus), Schweiz.
- Emmerich, Ernst, Direktor d. Fa. Fried. Krupp A.-G., Germaniawerft, A.-G., Kiel-Gaarden.
- Engelhard, Arnim, Dr., Ingenieur, i. Fa. Collet & Engelhard, Offenbach a. M. 1050
- Erb, Adolf, Ingenieur, Berlin SW 61, Hornstr. 8.
- Ericson, Hans, Generaldirektor der Rederiaktiebolag „Svea“, Stockholm, Skeppsbron 30.
- Ermiler, Richard, Ingenieur, Werkzeugmasch.-Fabrik, Berlin N 20, Uferstr. 6.
- Eschenburg, Hermann, Kaufmann, Lübeck, Am Burgfeld 4.
- Essberger, J. A., Direktor der Elektrizitäts-1055 ges. für Kriegs- und Handelsmarine, Berlin-Schöneberg, Nymphenburgerstr. 4.
- Eurich, Karl, Dr.-Ing., Fabrikdirektor d. Fa. Fichtel & Sachs, Schweinfurt, Schultesstr. 42.
- Evers, Karl, Kaufmann, Prokurist, Stettin, Grabower Str. 29.
- Eversbusch, Ernst, Direktor d. Werft A.-G., Speyer.
- Fabig, Hermann, Dipl.-Ing., Direktor der Bonner Maschinen-Fabrik Mönckemöller G. m. b. H., Hamburg, Isestr. 41 II.

- 1060 Fasbender, Heinrich, Vertreter von Gebr. Böhler & Co., A.-G., Hamburg, Hagenau 28.
 Fehling, W., Vorstandsmitglied der Woermann-Linie A.-G., und der Deutschen Ost-Afrika-Linie, Hamburg, Afrikahaus, Gr. Reichenstr. Felsing, Wilhelm, Ingenieur, Hamburg 25, Alfredstr. 59.
 Fendel, Fritz, Direktor der Rheinschiffahrt-Aktiengesellschaft vorm. Fendel, Mannheim, Hafenstr. 6.
 Fischbeck, Norman, Fabrikbesitzer Kiel, Es-marchstr. 12/14.
- 1065 Fischer, Ernst, Ingenieur, Danzig, Hansaplatz 11.
 Fischer, Heinrich, Fabrikbesitzer, Stettin-Grabow, H. E. Fischer G. m. b. H.
 Fischer-Schierholz, H. A., Hamburg 39, Sierichstr. 138.
 Flick, Fr., Hüttendirektor, Vorstandsmitglied der A.-G., Charlottenhütte in Niederschelden (Sieg).
 Förster, Georg, i. Fa. Emil G. v. Höveling, Hamburg, Steinhöft 3.
- 1070 Franke, Walter, Direktor d. Mansfeldschen Metallhandel A.-G., Berlin W. 62, Kleiststr. 43.
 Franz, Kapitän z. S., Oberwerftdirektor, Wilhelmshaven.
 Freund, Walter, Ingenieur, Direktor der Max Hasse & Co. A.-G., Berlin-Grünwald, Warmbrunnerstr. 33/35.
 Freywald, Carl, Oberingenieur, Magdeburg, Söhnebecker Str. 71.
 Fritz, Nikolaus Hermann, Kaufmann, Hamburg, Hartzloh 2.
- 1075 Fritze, Joh., Ingenieur, Direktor, Dresden, Stephanienstr. 20.
 Frölich, Fr., Dipl.-Ing., Charlottenburg 9, Reichskanzlerplatz 4.
 Früh, Karl, Dipl.-Ing., Oberingenieur b. Prof. Junkers, Dessau, Friedrichsallee 38.
 Funck, Carl, Kaufmann, Elbing, Schmiedetor 1.
- Galli, Johs., Hüttendirektor a. D., Geheimer Bergrat, Professor für Eisenhüttenkunde a. d. Bergakademie Freiberg i. Sa.
- 1080 Ganssaage, Paul, Teilhaber der Firma F. Laeisz, Hamburg, Trostbrücke 1.
 Gentsch, Wilhelm, Geheimer Regierungsrat, Berlin-Wilmersdorf, Brandenburgische Str. 24.
 George, Carl, Ober-Ingenieur u. Maschinen-Inspektor der Hamburg-Südamerikanischen Dampfschiffahrts-Ges., Hamburg, Schäferkamp-allee 39.
 Gerhards, Max, Marine-Oberingenieur, Kiel, Lübecker Chaussee 2.
 Gess, F., Dr., Geh. Hofrat, Professor a. d. Techn. Hochschule, Dresden-A., Reichenbachstr. 59.
- 1085 Geyer, Wilh., Regierungsbaumeister a. D., Berlin-Südende, Oehlertstr. 28.
 Giese, Georg, Kaufmann, Hamburg, Brahms-allee 27.
 Glässel, F., Direktor der Roland-Linie A.-G., Bremen.
 Gloth, Friedrich, Ingenieur, Berlin-Wilmersdorf, Rüdeshheimer Str. 3.
 Glüer, Bruno, Korvetten-Kapitän a. D., Berlin, Schöneberger Ufer 31.
- 1090 Goldschmidt, Siegfried, Dr., Geschäftsführer d. Verbandes Deutscher Schiffsmakler, Berlin W 10, Königin-Augusta-Str. 20.
 v. d. Goltz, Rüdiger, Freiherr, Korvettenkapitän a. D., Potsdam, Spandauer Str. 15.
- Göricke, Erwin, Fabrikant u. Ingenieur, Berlin NW 87, Tilo-Wardenberg-Str. 15.
 Görtz, Heintr., Dr. jur., Rechtsanwalt u. Notar, Lübeck, Kohlmarkt 7/13.
 Goßler, Oskar, Inhaber d. Fa. John Monning-ton, Hamburg 13, Rödingsmarkt 58.
 Grattenauer, A., Ingenieur, Deutsche Dampf-schiffahrts-Ges. „Hansa“, Bremen, Schlachte 6. 1095
 Graupe, Adolf, Direktor d. Siemens-Schuckert-Werke, Charlottenburg, Königin-Luise-Str. 10.
 Greiser, G., Fabrikbesitzer, i. Fa. Greiserwerke G. m. b. H., Metallwarenfabrik, Hannover, Angerstr. 11/14.
 Gribel, Ed., Konsul, Reeder, Stettin, Gr. Lasta-die 56.
 Gribel, Franz, Geheimrat, Reeder, Stettin, Gr. Lastadie 56.
 Grosse, Carl, Kaufmann, Hamburg 1, Möncke-bergstr. 1. 1100
 Grube, Diedr., Zivilingenieur, Bremen, Wieland-straße 10.
 Grube, Edwin, Direktor der Schichauwerft, Danzig.
 Grünwald, Siegf., Schiffahrts-Direktor, Dresden, Permoserstr. 13 I.
 de Gruyter, Dr. Paul, Stadtrat, Fabrikbesitzer, Wusterhausen a. Dosse, Schloß Bantikow.
 Gürtler, Robert, Fabrikdirektor, Rheinische Elektrostahlwerke Schöller, von Einem & Co., Bonn. 1105
 Guthknecht, Dipl.-Ing., Patentanwalt, Dort-mund, Brückstr. 2.
- Haack, Heintr. Chr., Schiffsmaschinenbau-In-genieur, Hamburg, Tonndorferstr. 8.
 Haarmann, Ewald, Marine-Stabsingenieur, Kiel-Wieck, Kadettenschule.
 Hackelberg, Eugen, Kaufmann, Berlin-Char-lottenburg, Knesebeckstr. 85.
 Hahn, Georg, Dr. phil., Fabrikbesitzer, Berlin 1110
 W 9, Bellevuestr. 14.
 Hahn, Willy, Dr., Justizrat, Berlin W 62, Lützow-Platz 2.
 Haller, M., Direktor der Firma Siemens & Halske A.-G. und der Siemens-Schuckertwerke m. b. H. Berlin-Grünwald, Hagenstr. 73.
 Hammar, Birger, Kaufmann, Stockholm, Ar-senalsgatan 9 u. Hamburg 36, Neuerwall 75.
 Hammler, Ernst, Direktor des Reichswerkes, Spandau, Neuendorferstr. 29—30.
 Hansen, Heinrich, Dipl.-Ing., Direktor u. Vor-standsmitglied der Deutschen Werke A.-G., Berlin-Steglitz, Schloßstr. 10. 1115
 Harbeck, M., Gr. Flottbek b. Hamburg, Theo-dor-Sturm-Str.
 Harms, Gustav, Eisengießereibesitzer, Ham-burg 29, Norder-Elb-Str. 77/81.
 Harryers, Fritz, Direktor d. Degendorfer Werft u. Eisenbauges. m. b. H., Degendorf a. Donau.
 Hartmann, Otto H., Direktor der Schmidtschen Heißdampf-Gesellschaft, Kassel-Wilhelmshöhe, Rolandstr. 2.
 Haspel, Richard, Direktor, Eberswalde, Kaiser 1120
 Friedrich-Str. 33.
 Haubold, Carl, Direktor der Maschinenfabrik C. G. Haubold A.-G., Chemnitz.
 v. Haxthausen, Kontreadmiral a. D., Kiel, Düsternbrooker Weg 70—90, Hauptbücherei d. Mar.-Stat. d. Ostsee.
 Hebbinghaus, Vizeadmiral z. D., Exz., Berlin W 35, Schöneberger Ufer 47.

- Heemsoth, Heinrich, General-Vertreter, Hamburg, Esplanade 6.
- 1125 Heesch, Otto, Oberingenieur, Bergedorf b. Hamburg, Schleebuschweg 14, p. Adr. Merten.
- Heidmann, Henry W., Ingenieur, Hamburg, Isestr. 132.
- Heinrich, W., Dipl.-Ing., Kiel, Jägersberg 10.
- Hellmann, Heinrich, Ingenieur u. Direktor, Berlin-Marienefelde, Adolfstr. 74.
- Hellmich, W., Dr.-Ing., Direktor des V. d. I., Berlin NW 7, Friedrich Ebertstr. 27.
- 1130 Hemprich, Robert, Dipl.-Ing., Direktor der Danziger Werft, Danzig.
- Henkel, Gustav, Ingenieur und Fabrikbesitzer, Stadtrat, Direktor der Herkulesbahn, Kassel-Wilhelmshöhe, Villa Henkel.
- Henrich, Otto, Generaldirektor d. Siemens-Schuckert Werke, Berlin-Siemensstadt, Verwaltungsgebäude.
- Hensolt, Johannes, Dipl.-Ing., Hamburg 34, Hornerlandstr. 64.
- Herpen, August Th., Dr.-Ing., Leipzig, Waldstraße 78.
- 1135 Herwig, August, Hüttenbesitzer, Dillenburg, Oranienstr. 11.
- Herwig, M. jr., Fabrikbesitzer, i. Fa. Eisenwerk Lahn, M. & R. Herwig jr., Dillenburg.
- Hesse, Paul, Fabrikdirektor, Berlin NW 21, Alt-Moabit 86.
- Heubach, Ernst, Ingenieur, Berlin-Lankwitz, Lessingstr. 7.
- Heymann, Alfred, Fabrikbesitzer, Hamburg 36, Neuer Wall 42.
- 1140 Heyne, Walter, Direktor, Deutsche Vacuum Oel A.-G., Wandsbek bei Hamburg, Lindenstraße 34.
- Hiehle, Kurt, Direktor d. Stock-Motorpflug A.-G., Berlin W 10, Hohenzollernstr. 5 a.
- Hincke, Friedrich, preuß. Generalkonsul, Geschäftsinhaber der Nationalbank für Deutschland, Berlin-Grünwald, Herthastr. 11 a.
- Hiorth, Jens Br., Dipl.-Ing., Chefingenieur der Star Centrapropeller A.-G. Hövik, Oslo, Norwegen, Postbox 252.
- Hirsch, Aron, Kaufmann, i. Fa. Hirsch, Kupfer- und Messingwerke A.-G., Berlin NW 40, Kronprinzenufer 5/6.
- 1145 Hirt, Fritz, Ing., Direktor des Stahlwerks Becker, A.-G., Charlottenburg, Meinekestr. 2.
- Hissink, Dr., Generaldirektor der Bergmann-Elektrizitätswerke, Berlin N 65, Oudenarder Str. 32.
- Hitze mann, Rudolf, General-Direktor der Brückenbau Flender A.-G., Lübeck, Hövelnstraße 7.
- Hjarup, Paul, Ingenieur und Fabrikbesitzer, Berlin N 20, Prinzenallee 24.
- Hoe pfner, Kaufmann, Hauptmann d. R., Hamburg, Mittelweg 188.
- 1150 v. Hoernes, Hermann, Oberst d. R., Linz a. D., Roseggerstr. 3.
- Hoff, Wilh., Dr.-Ing., Professor, Direktor d. deutschen Versuchsanstalt für Luftfahrt, Berlin-Adlershof.
- Hoffmann, S., Direktor d. Schmidt'schen Heißdampfgesellschaft m. b. H., Kassel-Wilhelmshöhe, Steinhöferstr. 4.
- Hoffmann, W., Ingenieur, Düsseldorf-Oberkassel, Moosstr. 14.
- Hogner, Einar G. E., Dozent an der Universität, Uppsala, Stockholm, Nybrogatan 41.
- Hoinkiss, Reinhold, Leiter und Mitinhaber der Rheinischen Metallwerke Goercke & Co., Annen i. W. 1155
- Hollstein, Georg, Dipl.-Ing., Beratender Ingenieur für Hebezeugbau- und Transportwesen, Berlin-Zehlendorf, Schweizerstr. 1a.
- Holzappel, A. C., Fabrikant, New York, West Street 90.
- Holzwarth, Hans, Dipl.-Ing., Mülheim-Ruhr, Seilerstr. 13.
- Hönig, Martin, Dr., Direktor d. David Grove A.-G. Berlin W., Bülowstr. 90.
- Hovemann, John C., Direktor, Paris, rue des Pyramides 19. 1160
- Howaldt, Adolf, Oberingenieur, Lübeck, Mengstraße 16.
- Hübner, K., Direktor, Duisburg, Lutherstr. 32.
- Hülß, Friedr., Oberingenieur u. Prokurist d. Siemens-Schuckert-Werke, Berlin-Halensee, Westfälische Str. 59, II.
- Huß, Carl, Dipl.-Ing. und Patentanwalt, Berlin SW 61, Gitschiner Str. 4.
- Imle, Emil, Dipl.-Ing., Dresden-Loschwitz, Querstr. 15. 1165
- Iseler, Albert, Kommerzienrat und Fabrikbesitzer, Leipzig-Plagwitz.
- Ivers, Curt, Reeder i. Fa. Paulsen und Ivers, Kiel, Holstenbrücke 28.
- Jacobsen, Louis, Oberingenieur, Hamburg 29, Norder-Elbstr. 4 I.
- Jaeger, G., Reedereidirektor, Mannheim, L. 4. 16.
- Jaeger, Gustav, Dipl.-Ing., Hamburg, Uhlenhorster Weg 31 bei Hedemann. 1170
- Jannasch, G. A., Fabrikdirektor, Laurahütte O.-S.
- Jarke, Alfred, Kaufmann i. Fa. Bromberg & Co., Hamburg 1, Alsterdamm 17.
- Jasper, Karl, Kptl. a. D., Berlin-Friedenau, Niedstr. 37.
- Jebson, J., Reeder, Apenrade.
- Jochimsen, Karl, Oberingenieur, Berlin-Charlottenburg, Kaiserin-Augusta-Allee 77. 1175
- Jochmann, Ernst, Oberingenieur der Firma Thyssen & Co. A.-G., Hamburg, Awerhoffstr. 4.
- Joost, J., Direktor der Farbenfabrik Joost, G. m. b. H., Hamburg, Steinhöft 8/11.
- Jordan, Paul, Direktor, Baurat, München 27, Mauerkircherstr. 59.
- Junkers, Hugo, Dr.-Ing., Professor, Dessau, Kaiserplatz 21.
- Jurenka, Rob., Dr.-Ing., Direktor der Deutschen Babcock & Wilcox-Dampfkesselwerke A.-G., Oberhausen (Rheinland). 1180
- Jütte, Ernst, Betriebs-Direktor der Carl Berg A.-G. Werdohl i. W., Kaiserstr. 29.
- Kahlert, Vizeadmiral, Friedenau, Hähnelstr. 13.
- Kalbe, Otto, Dipl.-Ing., Verbandsdirektor, Berlin W 15, Uhlandstr. 44.
- Kaminski, Paul, Ingenieur, Berlin-Pankow, Binzstr. 35.
- Kammerhoff, Meno, Direktor, 159 Cleveland Street, Orange, New Jersey, U. S. A. 1185
- Kauermann, Aug., Ingenieur, Generaldirektor der Maschinenfabrik Schieß, A.-G., Düsseldorf, Cölner Str. 114.
- Kemperling, Adolf, Direktor der Gebr. Böhler & Co., A.-G., Berlin NW 5, Quitzowstr. 24/26.
- Kiep, Leisler, Dr., Direktor, Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg I, Alsterdamm 25.

- Kindermann, Franz, Ober-Ing. d. Allgem. Elektr.-Ges., Duisburg a. Rh., Meinstr. 56.
- 1190 Kins, Johs., Direktor der Dampfschiff.-Ges. Stern, Berlin NW 40, Kronprinzen-Ufer 2.
- Kirchberger, G., Freg.-Kap. a. D. u. Direktor, Hohenstein-Ernstthal.
- Kirchner, Ernst, Kommerzienrat u. Mitglied des Vorstandes der Maschinenbauanstalt Kirchner & Co., Akt.-Ges., Leipzig-Sellerhausen.
- Kirstein, Büchereivorstand, Hauptbücherei der Marine-Station der Nordsee, Wilhelmshaven, Hollmannstr. 3.
- Kirsten, Georg, Dipl.-Ing., Wilmersdorf, Zähringerstr. 32.
- 1195 Kisse, K., Ober-Ingenieur, Berlin-Wilmersdorf, Günzelstr. 34.
- Klawitter, Willi, Kaufmann u. Werftbesitzer, i. Fa. J. W. Klawitter, Danzig, Hauptstr. 95.
- Kleiber, Friedrich, Redakteur der Zeitschrift „Schiffbau“, Berlin-Steglitz, Kissinger Str. 12.
- Klein, Jacob, Dr.-Ing., Kommerzienrat, Generaldirektor von Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal i. Pfalz.
- von Klemperer, Herbert, Dr.-Ing., Direktor der Berliner Maschinenbau-Akt.-Ges. vorm. L. Schwartzkopff, Berlin N 4, Chausseestr. 23.
- 1200 Klindwort, Ernst, Dipl.-Ing., Altona-Othmarschen, Adirkesstr. 182 II, bei Reinecken.
- Klinger, Gust., Direktor bei Reinecken, Berlin-Tempelhof, Saalburgstraße 2—3.
- Klippe, Hans, Ingenieur, Hamburg 1, Durchschnitt 27.
- Klose, Rechnungsrat, Büchereivorsteher, Bücherei des Reichspostministeriums, Berlin W 66.
- Knackstedt, Ernst, Generaldirektor, Düsseldorf, Achenbachstr. 107.
- 1205 Knobloch, Geheimer Kommissionsrat, Charlottenburg, Kantstr. 159.
- Köcher, Robert, Ingenieur und Yachtkonstrukteur, Berlin W 15, Umlandstr. 50.
- Köhler, J., Ing., Eimsbüttel, Ottersbeckallee 13.
- Köhler, Karl, Techn. Direktor, Werft von Caesar Wollheim, Kosel bei Breslau.
- Köhn, Adolf, Fregatten-Kapitän (J.), Hamburg 24, Lübecker Str. 147.
- 1210 Köpcke, Max, Direktor der Assecuranz Union von 1865, Hamburg, Trostbrücke 1.
- Köper, Eugen, Ingenieur, Bergedorf, Grüner Weg 4.
- Koppen, Korvettenkapitän (J.), Friedenau, Büsingstr. 10a.
- Koppenberg, Heinrich, Betriebsdirektor des Stahl- u. Walzwerks Riesa der A.-G. Lauchhammer, Gröba, Elbweg 3.
- Korten, A., Syndikus, Direktor, Vereinigte Hüttenwerke Burbach-Eid-Düdelingen A.-G., Saarbrücken.
- 1215 Kortmann, Paul, Obergeringenieur und Fabrikdirektor der B. A. M. A. G. vorm. L. Schwartzkopff, Berlin N 24, Oranienburger Str. 19 I.
- Köser, Fr., Kaufmann, i. Fa. Th. Höeg, Hamburg, Steinhöft 9, Elbfhof.
- Köster, E. W., Dr.-Ing., Baurat u. Generaldirektor Frankfurter Masch.-A.-G., Frankfurt a. M., Roonstraße 4.
- Krayn, M., Verlagsbuchhändler, Berlin W 10, Genthiner Str. 39.
- Krieger, R., Dr.-Ing., Hüttdirektor, Düsseldorf, Kaiser-Friedrich-Ring 20.
- 1220 Kroebel, R., Ingenieur, Klein-Flottbeck bei Hamburg, Baron-Vogt-Str. 16.
- Krogmann, Richard, Dr.-Ing., Präsident der See-Berufsgenossenschaft, Hamburg, Trostbrücke 1.
- Krone, Dr., Minister, Berlin W 9, Wilhelmstr. 79.
- Krueger, Hans, Vorstandsmitglied der Gelsenkirchener Bergwerks-A.-G., Düsseldorf, Feldstraße 12.
- Krüger, Hans, Fabrikdirektor, Isolation A.-G., Mannheim.
- Krüger, Willy, Dr.-Ing., Kommerzienrat, General-Direktor des Direktoriums der Sächsischen Masch.-Fabr. vorm. Rich. Hartmann A.-G., Chemnitz, Kaßbergstr. 36. 1226
- Krumm, Alfred, Mitinhaber der Firma Krumm & Co., Remscheid, Lindenstr. 57.
- Kuhnke, Fabrikant, Kiel, Forstweg 19.
- Kunstmann, Arthur, Konsul und Reeder, Stettin, Dohrnstr. 1.
- Kunstmann, W., Konsul und Reeder, Stettin, Bollwerk 1.
- Landsberg, Oberbaurat, Kanal-Direktor, Berlin W 10, Viktoriastr. 17. 1230
- Lange, Ernst, Dipl.-Ing., Obergeringenieur b. techn. Betrieb des Norddeutschen Lloyd, Bremen, Hamburger Str. 289.
- Lange, Hans, Kapitän, Karmin auf Usedom.
- Lange, Karl, Dipl.-Ing., Bremen, Klosterstr. 2-5.
- Langen, A., Dr., Direktor der Gasmotoren-Fabrik Deutz, Cöln, Fürst-Pückler-Str. 14.
- v. Langen, Fritz, Kommerzienrat, Fabrikbesitzer, Haus Tanneck b. Elsdorf, Rheinland. 1235
- Langner, Major, Mitinhaber der Greiserwerke G. m. b. H., Hannover, Charlottenburg, Tegeler Weg 101.
- Lans, Otto, Konter-Admiral a. D., Leiter der Direktions- u. Export-Abtlg. der Gasmotorenfabrik Deutz, Berlin-Nikolassee, Prinz-Friedrich-Leopold-Str. 2.
- v. Lans, W., Admiral à la suit des Seeoffizierkorps, Ezellenz, Charlottenburg 9, Kaiserdamm 39.
- Läsch, Otto, Direktor, Mitarbeiter bei der Deutsch-Australischen Dampfschiff.-Ges., Hamburg 4, Hochstr. 10.
- Laurick, Carl, Ingenieur, Berlin SW 61, Hornstraße 2. 1240
- Lawaczek, Franz, Dr.-Ing., Obergeringenieur, München, Baierbrunner Str. 17.
- Lawrenz, Paul, Dipl.-Ing., Gebr. Sulzer A.-G., Ludwigshafen a. Rh.
- Lazarus, Victor, Ingenieur, Fiume, Stabilimento Lazarus.
- Leitholf, Otto, Dr.-Ing. ehr., Zivilingenieur, Berlin SW 11, Hallesche Str. 19.
- Lenz, Richard, Direktor der Rheinmetall-Edelstahl-Vertriebs-G. m. b. H., Berlin-Charlottenburg, Pestalozzistr. 55. 1245
- Lewerenz, Alfred, i. Fa. Deurer & Kaufmann, Hamburg, Hagenau 50a.
- Lippart, G., Dr.-Ing., Geh. Baurat, Direktor der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.-G., München, Elisabethstr. 39.
- List, Friedrich, Dr., Bibliothekar der Techn. Hochschule Darmstadt, Mathildenstr. 10.
- Litz, Valentin, Dr., Betriebsdirektor bei A. Borsig, Berlin-Tegel, Spandauer Str. 8 a.
- Loeck, Otto, Kaufmann, Hamburg, Agnesstr. 22. 1250
- v. Loewenstein zu Loewenstein, Hans, Dr.-Ing., Bergassessor und Geschäftsführer, Essen (Ruhr), Friedrichstr. 2.

- Loewer, Kurt, Dipl.-Ing., Bremen, Schönhausenstraße 35.
- Lorenz, Hans, Dr., Dr.-Ing., Geheimer Regierungsrat und Professor an der Techn. Hochschule in Danzig-Langfuhr, Johannisberg 7.
- Lorenz, Max, Dipl.-Ing., Oberingenieur der Siemens-Schuckert-Werke, Berlin W 15, Bayerische Str. 6.
- 1255 Lothes, P., Oberingenieur, Blankenese, Marienhöhe, Wedeler Chaussee 160.
- Lotzin, Willy, Kaufmann, Danzig, Brabank 3.
- Loubier, G., Patentanwalt, Berlin SW 61, Belle-Alliance-Platz 17.
- Lübbert, Staatl. Fischereidirektor, Kuxhaven, Am Seedeich 5.
- Lübcke, Charles, Expert des Vereines Hamburger Assecuradeure, Hamburg 22, Richardstraße 38.
- 1260 Lueg, E., Ingenieur, i. Fa. Haniel & Lueg, Düsseldorf, Achenbachstr. 54.
- Lüders, W. M. Ch., Fabrikant, Hamburg 9, Norderelbstr. 31.
- Lüdders, Peter, Senator, Fabrikant i. F. Christiansen & Meyer, Maschinen- und Dampfkesselfabrik, Harburg a. d. Elbe, Pferdeweg 30.
- Lühr, Eduard, Ingenieur, Betriebsleiter der Abt. Montania von Orenstein & Koppel, A.-G., Nordhausen, Ulbrichstr. 17.
- Lux, Fritz, Elektro-Ingenieur, Bayerische Ziegelwerke, Hösbach, Unterstr.
- 1265 Maaß, Robert, Kaufmann, Hamburg 9, Kuhberg 8.
- Macke, Theodor, Oberingenieur u. Inspektor, Hamburg 24, Iflandstr. 8.
- Madelung, Georg, Dr.-Ing., Prof. a. d. Techn. Hochschule zu Berlin, Berlin-Grünau, Friedrichstraße.
- Markau, Karl, Dr., Direktor, Deutsche Gasglühlicht Auer Gesellschaft m. b. H., Berlin O 17, Ehrenbergstr. 11—14.
- Martini, Kapitän z. S. a. D., Danzig-Langfuhr, Jäschenthalerweg 39.
- 1270 von Matern, John A., Direktor und Chef der Stora Kopparbergs Bergslags Aktiebolag, London, London, E. C. Laurence Pountney, Hill 6.
- Matschoss, Conrad, Professor, Dr.-Ing., Direktor des Vereins Deutscher Ingenieure, Berlin NW 7, Friedrich Ebertstr. 27.
- Mattenklott, Otto, Direktor der Metallwerke von Galkowski & Kielblock A.-G., Eberswalde, Neue Kreuzstr. 15.
- Maybach, Karl, Direktor, Friedrichshafen a. Bodensee, Zeppelinstr. 21.
- ter Meer, G., Dr.-Ing., Direktor, Hannover-Linden, Hamelner Str. 1.
- 1275 Meier, Ernst, Direktor der M. A. G. Balke-Bochum, Bochum, Overhoffstr. 15.
- Merkel, Carl, Ingenieur, i. Fa. Willbrandt & Co., Hamburg, Mattentwiete 24.
- Merz, Alfred, Dr., Professor, Direktor d. Instituts für Meereskunde, Berlin NW 7, Georgenstraße 34/36.
- Meyer, Eugen, Leoni am Starnberger See.
- Meyer, P., Professor a. d. Techn. Hochschule, Delft, Holland, Heemskerckstraat 19.
- 1280 Meyer, W., Justizrat, Hannover, Wilhelmstr. 5.
- Michaelis, Ludwig, Dr., Direktor des Autogen-Gasakkumulator A.-G., Berlin-Lichtenberg, Herzbergstr. 82/86.
- Mintz, Maxim, Ingenieur und Patentanwalt, Berlin SW 11, Königgrätzer Str. 52.
- Mohr, Otto, Fabrikant, i. Fa. Mannheimer Masch.-Fabr. Mohr & Federhaff, Mannheim.
- Möllers, G., Direktor der Deutschen Teerprodukten-Vereinigung, Essen-Ruhr, Bogenstr. 45.
- 1285 Momsen, Hans, Dipl.-Ing., Motoren-Werke Mannheim, vorm. Benz, Abt. stationärer Motorenbau, Mannheim, Schumannstr. 5.
- Mühlberg, Albert, jun., Oberingenieur, Fabrikdirektor, Oberriexingen a. d. Enz (Württ.).
- Mühlberg, Johannes, Konsul, Dresden, Wallstraße 15.
- Müller, Gustav, Dr.-Ing., Staatssekretär z. D., Verwaltungsdirektor der See-Berufsgenossenschaft, Hamburg 8, Zippelhaus 18.
- Müller, Hugo, Bibliothekar des Reichsverkehrsministeriums, Berlin W 66, Leipziger Str. 125.
- 1290 Müller, Otto, Oberingenieur, Prokurist, Berlin-Charlottenburg, Knobelsdorffstr. 54.
- Müller, Wilhelm, Direktorstellvertreter der ersten Donau-Dampfschiffahrts-Gesellschaft, Wien III, Hintere Zollamtsstraße 1.
- Münzesheimer, Martin, Dr. rer. pol., Generaldirektor der Gelsenkirchener Gußstahl- und Eisenwerke, Düsseldorf, Jägerhofstr. 22.
- Nägel, Adolph, Dr.-Ing., Professor, Dresden-A. 24, Altzellerstr. 29.
- Naht, A. W., Kaufmann, Hamburg 1, Alsterdamm 16/18.
- 1295 Netter, Ludwig, Regierungsbaumeister a. D. und Fabrikbesitzer, Berlin W 15, Kurfürstendamm 52.
- Neubauer, Johannes, Dipl.-Ing., Dresden-N 16, Stübelallee 2.
- Neuberg, Ernst, Zivilingenieur, Berlin W 62, Keithstr. 10.
- Neudeck, Martin, Kaufmann, Kiel, Wall 1.
- Neuffer, Felix, Linienschiffsleutnant a. D., Firma Carl Zeiß, Jena, Berlin W 9, Potsdamer Straße 139.
- 1300 Neuhaus, Fritz, Dr.-Ing., Baurat, Generaldirektor bei A. Borsig-Tegel, Berlin W 15, Kaiserallee 220.
- Neuhaus, Ludwig, Direktor von A. Borsig, Berlin W 15, Kurfürstendamm 69.
- Neumann, Kurt, Dr.-Ing., ord. Professor an der Techn. Hochschule, Hannover, Staden Chaussee 34.
- Neureuther, Karl, Korvetten-Kapitän a. D., München, Lieprunstr. 53.
- Niederquell, Wilhelm, Oberingenieur, Kiel, Walkerdamm 11.
- 1305 Niemeyer, Georg, Fabrikbesitzer, Harburg/Elbe, Stadestr. 224.
- Nihlén, August Nicolaus, Direktor der Continentalen Reederei A.-G., Hamburg 1, Bergstraße 7.
- Nissen, Andreas, Oberingenieur, Hamburg, Heinrich Hertzstr. 19 II.
- Nissen, Hans, Ingenieur und Werftbesitzer, Berlin SW 68, Oranienstr. 126.
- Nobiling, Heinr., Reeder, Berlin SO 16, Brückenstraße 6b.
- 1310 Noë, Maschinenbauingenieur, Professor, Direktor der Danziger Werft, Danzig.
- Noltenius, Fr. H., Direktor d. Atlas-Werke A.-G., Bremen.
- Noske, Ernst, Dipl.-Ing., Altona-Ottensen, Arnoldstr. 28—30.
- Nover, Wilhelm, Dr.-Ing., Chemiker, Bremen, Nordstraße 119.

- Oeking, Rudolf, Fabrikbesitzer, i. Fa. Oeking & Co., Düsseldorf, Kavalleriestr. 27.
- 1315 Oettgen, Peter, Dr., Direktor der Waggon- u. Maschinenbau-A.-G. Görlitz, Holteistr. 1.
- Oldekop, Konteradmiral, Chef d. allgemeinen Marineamts, Berlin W 10, Königin-Augusta-Straße 38/42.
- Olsson, Henning, Ingenieur, Direktor der Aktieng. Welin, Gothenburg.
- Opitz, Paul, Kapitän, Hamburg, Moltkestr. 6.
- L'Orange, P., Dipl.-Ing., Prosper, Generaldirektor, Mannheim-Feudenheim, Nadlerstr. 12.
- 1320 Ostendorf II, Ministerialrat im Ministerium des Innern, Oldenburg i. O.
- Ott, Franz, Generaldirektor der Rhein- und Seeschiffahrts-Gesellschaft, Köln, Volksgartenstr.
- Ott, Max, Dipl.-Ing., Hannover-Kleefeld, Hegelstraße 16, part.
- Otte, W., Vertreter der Schiffswerft Caesar Wollheim in Kosel, Berlin-Wilmersdorf, Hanauer Straße 30.
- Otto, Hans, Korvetten-Kapitän (I) a. D., Berlin-Pankow, Hartwigstr. 108.
- 1325 Otto, Oswald, Oberingenieur, Schöneiche bei Friedrichshagen, Waldstr. 77.
- Overath, H., Direktor der Mitteldeutschen Gummiwaren-Fabrik, Frankfurt a. M., Mendelssohnstr. 37.
- Overweg, O., Kaufmann, Hamburg, Admiraltätsstr. 33/34.
- Paasch, Lothar, Kaufmann, Oberleutnant a. D., Berlin-Friedenau, Kaiserallee 114.
- Pahl, Gustav, Finanzrat, Berlin NW 7, Neustädtische Kirchstr. 15.
- 1330 Pantke, Marine-Oberstabsingenieur a. D., Berlin-Pankow, Pestalozzistr. 39.
- Pauli, F., Ingenieur, Hamburg - Wandsbek, Apfelhof, Süthornweg.
- Pels, Henry, Fabrikbesitzer, Berlin - Westend, Eichenallee 3.
- Petersen, Otto, Dr.-Ing., Geschäftsführer des Vereins deutscher Eisenhüttenleute, Düsseldorf, Breite Str. 27.
- Pfenninger, Carl, Ingenieur, i. Fa. Melms & Pfenninger, München, Martiusstr. 7.
- 1335 Pfeleiderer, Carl, Dr.-Ing., Professor an der Technischen Hochschule, Braunschweig.
- Piehler, C., Technischer Direktor, Westf. Stahlw. A.-G., Berlin W 10, Bendlerstr. 36.
- Pieper, Paul, Direktor, Berlin-Dahlem, Grenbergstr. 1a.
- Pierburg, Wilhelm, Generaldirektor, Berlin-Halensee, Kurfürstendamm 111.
- Platz, Richard, Generaldirektor der Hackethal Draht- und Kabel-Werke A.-G., Hannover, Richard-Wagner-Str. 23.
- 1340 Pohlig, Julius, Direktor der J. Pohlig A.-G., Köln-Zollstock.
- Pohlmann, Hans, Ingenieur u. Fabrikant, Hamburg 1, Bieberhaus, II. St.
- Popp, P., Oberingenieur, Hamburg, Tornquiststraße 15.
- Pötter, Wilh., Direktor, in Fa. Ferd. Müller, Hamburg 26, Mittelstr. 46.
- Potthoff, Hermann, Regierungsbaumeister a. D., Direktor der Rheinischen Metallwaren- und Maschinenfabrik, Düsseldorf, Sybelstr. 1.
- 1345 Prager, Curt, Ingenieur, Berlin-Wilmersdorf, Nikolsburger Str. 6.
- Prandtl, Ludw., Dr. phil., Prof. a. d. Universität in Göttingen, Göttingen, Bergstr. 15.
- Predeck, Albert, Dr. phil., Hochschulbibliothekar, Techn. Hochschule, Danzig.
- Projahn, Heinr., Betriebsdirektor der Gelsenkirchener Bergwerks-A.-G., Gießerei Gelsenkirchen, Oskarstraße 16.
- Puck, Vorstandsmitglied der Reederei-A.-G. von 1896, Hamburg, Steinhof 8—10, Elbhof.
- Radinger, A. E., Fabrikdirektor, H. Putsch & Co., Hagen i. W. 1350
- Radouloff, Konstantin, Ingenieur, Berlin, Technische Hochschule, Zeichnersaal 428.
- Rah t j e n, J. Frank, Kaufmann, Hamburg, Mittelweg 19.
- Ranft, P., Baurat, Leipzig, Kurze Str. 1.
- Rasch, Georg, Hüttdirektor, Berlin W 15, Meinekestr. 16.
- Raschen, Herm., Ingenieur der Chem. Fabriken Griesheim-Elektron, Griesheim a. M., Hauptstraße 2. 1355
- Redlin, Johannes, Gerichtsassessor a. D., Syndikus, Berlin-Charlottenburg 1, Berliner Str. 97.
- Regenbogen, Konrad, Dipl.-Ing., Dr.-Ing. h. c., Maschinenbau-Direktor der Fa. Friedr. Krupp, Hamburg, Neuer Jungfernstieg 21.
- Rehfeld, Ernst, Direktor, Magdeburg, Kleiststraße 3.
- Reh fus, Wilh., Dr.-Ing., Stuttgart, Herdweg 76.
- Rehmann, Fritz, Direktor der Reederei Stachelhaus & Buchloh, G. m. b. H., Mülheim a. d. Ruhr, Friedrichstr. 26. 1360
- Rehmke, Hans, Dr., Gerichtsassessor, Syndikus des Zentralvereins deutscher Reeder, Hamburg, Adolfsbrücke 9—11.
- Reichel, W., Dr.-Ing., Geheimrat, Professor, Direktor der Siemens-Schuckert-Werke, Berlin-Lankwitz, Beethovenstr. 14.
- Reiff, Wilhelm, Oberstleutnant a. D., Geschäftsführer d. Gesamtverbandes deutscher Metallgießereien, Hagen i. W., Blumenstr. 21.
- Reinhardt, Karl, Dr.-Ing., Generaldirektor bei Schüchtermann & Kremer, Dortmund, Körnerbachstr. 2.
- Reissner, Hans, Dr.-Ing., Professor d. Techn. Hochschule, Berlin-Charlottenburg, Ortelsburg-Allee 4. 1365
- Reilstab, Ludwig, Dr., Direktor der Thermophon Ges., Nikolassee bei Berlin, An der Rehwiese 31.
- Reusch, Paul, Dr.-Ing., Kommerzienrat, Vorstandsmitglied der Gutehoffnungshütte, Oberhausen, Rheinland.
- Reuter, Wolfgang, Dr.-Ing., Generaldirektor der Deutschen Maschinenfabrik-A.-G., Duisburg, Duisburg.
- Riedel, Karl, Schiffskapitän, Mannheim-Feudenheim, Hauptstr. 137.
- Ringe, Hermann, Werftdirektor, Lehe bei Bremerhaven, Hafenstr. 224. 1370
- Rischowski, Alb., Direktor der Firma Caesar Wollheim, Breslau, Kleinburgstr. 13.
- Ritter, Th., i. Fa. Woermann-Linie, Hamburg 39, Willistr. 15.
- Röchling, L., Kommerzienrat u. Fabrikbesitzer, Völklingen a. d. Saar.
- Rodin, Woldemar, Dipl.-Ing., Lobdendorf bei Blumenthal, Unterweser, Villa Hachez, Hannover.
- Rogge, Vize-Admiral a. D., Exc., Berlin-Wilmersdorf, Nikolsburgerstr. 8/9. 1375
- Rohde, Paul, Inhaber der Fa. Otto Mannsfeld & Co., Berlin W 8, Mohrenstr. 54/55.
- Rolle, M., Architekt, Berlin W 15, Fasanenstr. 57.

- Rollmann, Admiral z. D., Exzellenz, Blankenburg a. H., Rübeländer Str. 25.
- Rompano, C., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 19, Weidenstieg 8 III.
- 1380 Roser, E., Dr.-Ing., Direktor, Mülheim-Ruhr, Johannesstr. 2.
- Rottmann, Erich, Direktor, Hamburg I, Spitalerstr. 11.
- Roux, M., Direktor d. Askania-Werke A.-G., Berlin-Friedenau, Kaiser-Allee 87/88.
- Rubbel, H., Direktor, Düsseldorf, Sommersstraße 10.
- Rudloff, E. G., Direktor d. Mineralölwerke Rhenania A.-G., Hamburg, Alsterdamm 16/19.
- 1385 Ruth, Gustav, Chemische u. Lackfabriken, Wandsbek-Hamburg, Feldstr. 136/142.
- Sachse, Walter, Kapitän und Oberinspektor der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg 37, Rotenbaumchaussee 146.
- Sachsenberg, Hans, Direktor in Junkers Flugzeugwerk, Dessau, Antoinettenstr. 4.
- Sachsenberg, Paul, Kommerzienrat, Dessau, Mariannenstr. 1.
- Salge, Wilhelm, Ingenieur und techn. Direktor der Willy Salge & Co., Technische Gesellschaft m. b. H., Berlin W 62, Budapesterstr. 35.
- 1390 Salomon, B., Professor, Generaldirektor, Frankfurt a. M., Westendstr. 25.
- Sarnow, Albert, OBERINGENIEUR u. Prokurist d. Eisen- u. Stahlwerks Gruson & Co., Magdeburg-Buckau, Schönebecker Str. 70.
- Sass, Friedr., Dr.-Ing., Berlin-Charlottenburg, Sophie-Charlotte-Str. 57/58.
- Schadt, Walter, Rechtsanwalt, Direktor der deutschen Schiffspfandbriefbank A.-G., Berlin NW 7, Dorotheenstr. 19.
- Schärfte, Franz, Ingenieur, Lübeck, Engeltisch 42/48.
- 1395 Scheller, Wilh., Direktor a. D., beratender Ingenieur für Wärmewirtschaft u. Kraftmaschinen, Rheydt, Viktoriast. 60.
- Schenck, Max, Direktor von Schenck und Liebharkort, G. m. b. H., Düsseldorf-Oberkassel, Sonderburger Str. 5a.
- Schetelig, Claudio, Dipl.-Ing., Leipzig, Ferdinand-Rhode-Str. 26 I.
- Schiementz, Paul, Fabrikdirektor, Berlin-Waidmannslust, Bondickstr. 67.
- Schiele, Ernst, Dr.-Ing., Inhaber der Fa. Rud. Otto Meyer, Hamburg 23, Pappelallee 23/29.
- 1400 Schilling, Dr., Professor, Direktor der Seefahrtsschule, Bremen.
- Schilling, Karl Ernst, Dipl.-Ing., Dessau, Kaiserplatz 9.
- Schimmelbusch, Direktor d. Dampfkessel-Fabrik vorm. Arthur Rodberg A.-G., Darmstadt, Schollweg 2.
- Schinkel, Otto, Ingenieur, Poggenhagen b. Neustadt a. Rügenberge.
- Schippmann, Karl, OBERINGENIEUR, Kiel, Martensdamm 26.
- 1405 Schlotte, Paul, Betriebsingenieur d. A.-G. Lauchhammer, Wittenau, Post Borsigwalde.
- Schmadalla, Joh., Ingenieur und Lehrer für Masch.- und Schiffbau a. d. Navigationsschule Lübeck, Lübeck, Marlstr. 9b.
- Schmid, Ehrhardt, Admiral à la suite des Seeoffizierkorps, Exzellenz, Auerbach (Hessen), Ernst-Ludwig-Promenade 8.
- Schmidt, Emil, Fabrikbesitzer, Hamburg 21, Herdershorn 62/64.
- Schmidt, Friedrich, Fabrikdirektor, Altona-Bahrenfeld, Kluckstr. 4.
- Schmidt, Gerhard, Direktor der Elektroacustic, Gesellschaft m. b. H., Kiel, Werk Ravensburg. 1410
- Schmidt, Karl, Direktor der A.-E.-G., Berlin NW 87, Eyke-von-Repkow-Platz 3.
- Schmidt, Max, Ingenieur, Direktor, Hirschberg i. Schles.
- Schmidt, Rudolf, Ministerial-Amtmann i. Reichswehrministerium (Marineleitung), Berlin-Friedenau, Beckerstr. 6 II r. b. Tietze.
- Schmidt, Wilh., Ingenieur, Benneckenstein, Wernigeroder Str. 1.
- Schmidlein, C., Dr. jur., Ingenieur und Patentanwalt, Berlin SW 11, Königgrätzer Str. 87. 1415
- Schmitt, A., Fabrikdirektor, Laurahütte, O.-S.
- Schmitz, Paul, Fabrikdirektor, Brake i. Oldenburg.
- Schmitz, Richard, Direktor, Stolberg (Rhld.), i. Firma M. L. Schleicher, Sohn, Rathausstr. 57.
- Schmitz, Walther, Dr., Geschäftsführendes Vorstandsmitglied, Duisburg, Haus Rhein.
- Schmuckler, Hans, Direktor b. Breest & Co., 1420 Frohnau (Mark), Rüdeshheimer Str. 8/9.
- Schneider, Arthur, Vorstand der Abt. Rhederei Deutsch-Amerikan. Petroleum Ges. Hamburg, Neuer Jungfernstieg 21.
- Schneider, Heinr., Dipl.-Ing., 1071 Park Ave Schenectady N. Y.
- Schnoeckel, Gustav, Direktor der Märkischen Fahrzeugwerke G. m. b. H., Potsdam, Neue Königstr. 93.
- Schnorr, Aug., Generaldirektor der Münden-Hildesheimer Gummiwaren-Fabriken, Gebr. Wetzell A.-G., Hildesheim.
- Schönian, Hans, Dipl.-Ing., Direktor d. Vosswerke A.-G., Sarstedt b. Hannover, Giftener Straße 258. 1425
- Schrödter, Albert, Kaufmännischer Direktor Germania-Werft, Kiel, Forstweg 21 I.
- Schröter, Richard, Techn. Direktor d. Dampfschiffahrt-Ges. f. d. Nieder- und Mittelrhein, Düsseldorf 71, Bergerufer 1.
- Schrüffer, Alexander, Dr., Rechtsanwalt, Direktor, München, Parkstr. 8.
- Schult, Hans, Ingenieur, i. Fa. W. A. F. Wiechhorst & Sohn, Hamburg 24, Lübecker Str. 88.
- Schulte, F., OBERINGENIEUR der Harpener Bergbau-Akt.-Ges., Dortmund, Saarbrücker Str. 49. 1430
- Schultz, Otto, Fabrikbesitzer, Tezettwerk, Berlin-Halensee, Kurfürstendamm 70.
- Schultze, J., Dr. jur., Direktor der Oldenburg-Portugiesischen Dampfschiffs-Reederei, Hamburg, Mittelweg 38.
- Schultze, Mortiz, Direktor d. Commerz- u. Privatbank A.-G., Berlin W 62, Kurfürstenstr. 115.
- Schütte, Alfred, H., Kommerzienrat, Inhaber d. Fa. Alfr. H. Schütte, Köln-Deutz, Rhein-allee.
- Schüttler, Paul, Ingenieur, Direktor der Pallas-Vergaser-Ges., Berlin-Wilmersdorf, Paulsborner Straße 1. 1435
- Schwanhäusser, Wm., Dir. d. International Steam Pump Co., 115 Broadway, New York.
- v. Schwarze, Fritz, Betriebs-Chef, Oberschl. Eisenbahn-Bedarfs-Akt.-Ges. Abt. Huldshinskywerke, Gleiwitz, Kronprinzenstr. 9.
- v. Schwarze, Horst, Dr.-Ing., Dipl.-Ing., Hukkingen (Rhld.).
- Schwerd, Professor a. d. techn. Hochschule, Hannover, Podbielskistr. 14.

- 1440 Seiffert, Franz, Dr.-Ing., Direktor der Akt.-Ges. Franz Seiffert & Co., Berlin-Charlottenburg-Uhlandstr. 173/174.
- Seiler, Max, Patentanwalt, Berlin SW 61, Belle-Alliance-Platz 6a.
- Sening, Aug., Fabrikant, i. Fa. F. A. Sening, Blankenese-Dockenhude, Elbchaussee 99/101.
- Senst, Fritz, Dipl.-Ing., Wilhelmshaven, Friederikenstr. 1.
- Siebel, Werner, Fabrikbesitzer, i. Fa. Bauartikel-Fabrik A. Siebel, Düsseldorf-Rath, Haus Siebel, Ratherbroich 155 a.
- 1445 Siebert, G., Direktor, Berlin W 50, Regensburger Str. 5a.
- Siebert, Walter, Dipl.-Ing., Berlin-Friedenau, Kaiserallee 110.
- Siedentopf, Otto, Ingenieur und Patentanwalt, Berlin SW 68, Lindenstr. 1.
- Sieg, Waldemar, Kommerzienrat, Direktor der Danziger Reederei-Akt.-Ges. und Vorstandsmitglied der See-Berufsgenossenschaft, Danzig, Langenmarkt 20.
- Siegmund, Walter, Direktor der „Turbinia“, Aktien-Gesellschaft, Neubabelsberg.
- 1450 v. Siemens, Carl F., Dr.-Ing., Siemensstadt b. Berlin.
- Siemens, S., Maschineninspektor, Bremen, Dampfschiffahrts-Ges. „Neptun“.
- Simon y, Theophil, Oberingenieur, Gleiwitz, O.-S., Kronprinzenstr. 9.
- Sitte, H., Direktor der Maffei-Schwartzkopff-Werke, Caputh b. Potsdam, Kol. Friedrichshöhe.
- Söhngen, F., Fabrikdirektor, Dortmund, Alexanderstr. 8.
- 1455 Somfleth, J. P., Direktor des Eisenwerks vorm. Nagel & Kaemp A.-G., Hamburg 39, Barmbecker Str. 4.
- Sorge, Kurt, Dr.-Ing., Vorsitzender Direktor a. D. des Fried. Krupp Grusonwerkes, Berlin-Nikolassee, Teutonenstr. 24.
- Sorge, Otto, Ingenieur, Berlin-Wilmersdorf, Westfälischestr. 92.
- Spalding, Felix, Dipl.-Ing., Versuchs-Anstalt f. Wasserbau u. Schiffbau, Berlin-Lichtenberg, Lückstr. 78.
- Spangenthal, Hugo, Kaufmann, Berlin W 50, Marburger Str. 3.
- 1460 Spannhaake, Wilhelm, Dipl.-Ing., Professor a. d. Techn. Hochschule, Karlsruhe-Gartenstadt, Auerstr. 26.
- Späth, H., Generaldirektor, Düsseldorf, Feldstraße 53.
- Spitzer, Julius, Ingenieur, Direktor der Witkowitz Bergbau- und Eisenhüttengewerkschaft, Eisenwerk Witkowitz, Mähren.
- Spreckelsen, Willy, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Bremen, Wachmannstr. 22.
- Sprenger, William, Kapitän a. D. und Reeder, Stettin, Schillerstr. 11.
- 1465 Sprickerhof, Albert, Eisenbahndirektor a. D., Berlin-Grünwald, Paulsborner Str. 53.
- Springer, Fritz, Dr.-Ing., Verlagsbuchhändler, Berlin W 9, Linkstr. 23/24.
- Springer, Julius, Dr.-Ing., Verlagsbuchhändler, Zehlendorf-West, Schillerstr. 10.
- Springorum, Fr., Dr.-Ing., Kommerzienrat und Generaldirektor der Eisen- und Stahlwerke Hoesch A.-G., Dortmund, Eberhardtstraße 20.
- Stachelhaus, Herm., Reeder u. Fabrikant, i. Fa. Stachelhaus & Buchloh, Mannheim E 7, 22.
- Staffel, E., Fabrikbes., Witzenhausen, Bez. 1470 Kassel.
- Stahl, Paul, Direktor der Vulcan-Werke, Hamburg 39, Bebelallee 12.
- Stapelfeldt, Franz, Generaldirektor der A.-G. „Weser“, Bremen 13, Parkallee 95.
- 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.
- Stein, Erhard, Fabrikant, Hannover, Stüvestr. 7. 1475
- Stein, Gustav, Dr., Verwaltungsdirektor der Westdeutschen Binnenschiffahrts-Berufsgenossenschaft, Duisburg, Ruhrorter Str. 18.
- Stein, Rich., jr., Fabrikant, Hannover, Stüvestr. 7.
- Stelljes, Erich, Maschinenbau-Ingenieur, Bremen, Erfurterstr. 36.
- Stentzler, Carl, Vertreter in- u. ausländischer Berg-, Hütten- u. Walzwerke, Berlin-Friedenau, Wilhelm-Hauff-Str. 5.
- Sternberg, Oscar, Kommerzienrat, Königl. 1480 Schwed. Konsul, Generaldirektor, Mannheim, Augusta-Anlage 33.
- Stieghorst, Hermann, Dipl.-Ing., Kiel-Gaarden, Ernestinenstr. 20.
- Stinnes, Leo, Kommerzienrat, Reeder, Mannheim D 7, 12.
- Stoessel, Paul, Fabrikbesitzer, Düsseldorf, Malkastenstr. 6.
- Storck, O., Kaufmann, Direktor, Werft Nobiskrug, Rendsburg.
- Strasser, Geh. Regierungsrat, Direktor im Patentamt a. D., Berlin W 15, Fasanenstr. 64. 1485
- Stratenwerth, G., Direktor der Union Metall-Ges. m. b. H., Düsseldorf, Achenbachstr. 77.
- Strisower, Julius, Dipl.-Ing., Düsseldorf, Marienstraße 7.
- Strube, A., Dr., Bankdirektor, Deutsche Nationalbank, Bremen, Graf-Moltke-Str. 51.
- Struck, H., Prokurist der Firma F. Laeisz, Hamburg, Trostbrücke 1.
- Stubmann, P., Dr. phil., Senator, Hamburg 39, 1490 Wentzelstraße 15.
- Stumpf, Johannes, Dr., Geheimer Regierungsrat u. Professor, Berlin W 15, Kurfürstendamm 33.
- Sylvester, Emilio, Generaldirektor, Fabrica de Mieres, Abiaño, Spanien.
- Szymanski, Max, Ingenieur, Siegen (Westfalen), Waldstr. 13.
- Tecklenborg, Fritz, Kaufmann, Werftdirektor, Bremen, Wachmannstr. 80.
- Tetens, F., Dr. jur., Direktor der Aktien-Gesellschaft „Weser“, Berlin W 35, Potsdamerstr. 27 a. 1495
- Textor, Johannes, Fabrikant, Berlin-Charlottenburg, Kaiserdamm 116.
- Theobald, Wilhelm, Gesellschafter und Direktor der Vereinigten Asbestwerke, Danco-Wetzell & Co., G. m. b. H., Dortmund, Knappenberger Straße 120.
- Theusner, Martin, Dr.-Ing., Generaldirektor des Siegen-Solinger Gußstahl-Akt.-Verein, Zehlendorf, Klopstockstr. 11.
- Thiele, Ad., Konteradmiral a. D., Reichs-Kommissar bei dem Secamte Bremerhaven, Bremen, Lothringer Str. 21.
- Thoma, Dieter, Dr.-Ing., Professor, München, 1500 Prinzenstr. 10.
- Thomas, Paul, Generaldirektor d. Presse-Walzwerke A.-G. Reisholz u. d. A.-G. Oberbilker Stahlwerk, Düsseldorf 107, Achenbachstr. 6.

- Thulin, P. G., Vize-Konsul, Stockholm, Skeppsbrosen 34.
- Tigler, Hermann, Direktor, Duisburg, Prinz Albrecht-Str. 6.
- Tillmann, Oberbaudirektor für Strom- und Hafenaufbau, Bremen, Contrescarpe 105.
- 1505 Tirre, Wilh., Direktor bei Haniel & Lueg, Bremen, Georgstr. 56.
- Tobias, Friedrich, Direktor d. „Alster“, Hamburger Rück- und Mit-Versicherungs-A.-G., Hamburg, Neß 1.
- Tolksdorf, B., Patentanwalt, Berlin W 9, Potsdamer Str. 139.
- van Tongel, Richard, Geschäftsführer der van Tongelschen Stahlwerke, Gustrow, Grabenstraße 16 (Mecklenburg).
- Traub, Alois, Direktor bei A. Borsig, G. m. b. H., Berlin-Tegel, Spandauer Str. 3.
- 1510 Trauboth, Walter, Oberingenieur, Berlin-Friedenau, Südwestkorso 69.
- Tromsdorff, Oberbibliothekar der Technischen Hochschule, Hannover.
- Urlaub, Fr., Direktor, Kiel, Moltkestr.
- Urlaub, Paul, Ingenieur u. Fabrikbesitzer, Berlin NW 87, Hansa-Ufer 3.
- Usener, Hans, Dr. phil., Fabrikant, Kiel, Holtenauer Str. 62.
- 1515 Vassel, Walter, Oberingenieur bei A. Borsig, Berlin-Tegel, Hauptstr. 32.
- Vehling, H., Hüttendirektor, Vorstands-Mitglied der Gelsenkirchener Bergwerks-Akt.-Ges., Aachen-Rothe Erde.
- Vetter, Ernst, Dr., Verlagsbuchhändler, Berlin C 2, Breitestr. 8/9.
- Viereck, K., Marine-Oberstabsingenieur, Lütjensee, Holstein.
- Voerste, Otto, Direktor d. Siemens-Schuckertwerke, Hamburg, Semperhaus, Spitalerstr. 10.
- 1520 Vögler, Albert, Dr.-Ing., Generaldirektor, Dortmund, Deutsch-Luxemb. Berg- u. Hütten-A.-G.
- Vollbett, O. D., Betriebschef des Reparaturbetriebes der Vulcan-Werke, Altona i. W., Palmaille 108.
- Wagenführ, H., Oberingenieur der Allgem. Elektrizitäts-Gesellschaft, Bremen, Am Wall 108.
- Wallwitz, Franz, Direktor der Vulcan-Werke, Groß-Flottbek, Geibelstr. 4.
- Warnholtz, Max, Direktor der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Agnesstr. 42.
- 1525 Weber, Ed., Kaufmann, Hamburg, Raboisen 5.
- Wedemeyer, Dr.-Ing., Hüttendirektor, Sterkrade, Rhld., Hüttenstr. 16.
- Wegener, Erich, Dipl.-Ing., Charlottenburg, Charlottenburger Ufer 6.
- Wehrlin, Harry, Oberingenieur, Berlin-Groß-Lichterfelde, Mittelstr. 6.
- Weickmann, Albert, Patentanwalt und Ingenieur, München-Bogenhausen, Steinbacher Straße 2 II.
- 1530 Weidemann, Alex, Kaufm. Direktor d. Schinag, Schiffs-Inst. A.-G., Bremen, Domshof 26/30.
- Weidtmann, Victor, Dr., Geheimer Bergrat, Generaldirektor, Schloß Rahe, Gemeinde Laurenberg, Landkreis Aachen.
- Weise, Max, Kommerzienrat, Fabrikbesitzer, Kirchheim-Teck, Württemberg.
- Weiss, Julius, Dipl.-Ing., Direktor, Köln a. Rh., Apostelnkloster 21-25.
- Weißhuhn, Friedr., Kaufmann, Kiel, Eisenbahndamm 12.
- Welin, Axel, Ingenieur, The Welin Davit & Engineering Co., London E. C. 3, Hopetown House, Lloyds Avenue, Deutsche Welin-Gesellschaft m. b. H., Hamburg 36, Stadthausbrücke 13.
- Weller, Bruno, Kaufmann, Potsdam, Jaarmunderstr. 1/2.
- Welter, Otto, Regierungsrat, Waldkirch i. Breisgau, Baden.
- Wempe, Friedrich, Oberingenieur, Cassel-Wilhelmshöhe, Kunoldstr. 49.
- Wendemuth, Dr.-Ing., Oberbaudirektor, Mitglied der Wasserbau-Direktion, Hamburg 14, Dalmannstr. 1.
- Wendler, H., Maschinenbau-Dipl.-Ing., Hamburg 20, Haynstr. 32.
- 1540 Wenske, Wilhelm, Direktor, Zwickau, Sa., Schulgrabenweg 4.
- Werner, Siegfried, Dr.-Ing., Gießereibesitzer, Düsseldorf, Lindemannstr. 18.
- Werner, Rich., Dr., Direktor der Siemens-Schuckert-Werke, Berlin-Siemensstadt.
- Werners, Paul, Dipl.-Ing., Direktor von H. Büsing, Braunschweig, Elmstr. 40.
- Wever, Adolf, Kaufmann, Hamburg, Mittelweg 60.
- 1545 Wever, Paul, Zivilingenieur, Düsseldorf, Faunastraße 39.
- Wiecke, A., Dr., Generaldirektor der Linke-Hofmann-Lauchhammer A.-G., Charlottenburg, Knesebeckstr. 59/60.
- Wieland, Philipp, Dr.-Ing., Geheimer Kommerzienrat, Ulm a. D., Neutorstr. 7.
- Wiemann, Fritz, Mitinhaber der Firma Gebr. Wiemann, Brandenburg a. H.
- Wilhelmi, J., Ingenieur, Blankenese, Neuer Weg 17.
- 1550 Wiligut, Imre, Ingenieur, Charlottenburg, Kaiserdamm 114.
- Wilken, Heinr., Kaufmann, Hamburg, Isestraße 28.
- Winkler, Vizeadmiral z. D., Exzellenz, Saarow b. Fürstenwalde (Spree), Haus Wiking.
- Winter-Günther, Berthold, Dr.-Ing., Geh. Baurat, Direktor, Nürnberg, Siemens-Schuckertwerke, Landgrabenstraße 100.
- Wirtz, Adolf, Dr.-Ing., Dipl.-Ing., Direktor der 1555 Deutsch-Luxemburgischen Bergwerks- und Hütten-A.-G., Direktor d. Friedrich-Wilhelmshütte, Mülheim (Ruhr), Aktienstr. 15.
- Wiß, Ernst, Dr.-Ing., Direktor der chem. Fabrik Griesheim-Elektron, Griesheim a. M., Feldstr. 2.
- Wittenburg, H. F., Direktor der Rohrbogenwerke, G. m. b. H., Hamburg 23, Hagenau 73.
- Wittmann, Rudolf, Ingenieur u. Geschäftsinhaber d. Gußstahlwerke Wittmann A.-G., Haspe i. W.
- Woermann, Paul, i. Fa. Woermann, Brock & Co., Hamburg, Gr. Reichenstr. 27.
- Wolf, Georg, Ingenieur, Direktor der C. Lorenz 1560 A.-G., Berlin-Lichterfelde-Ost, Boothstr. 20.
- Wolfenstetter, Dipl.-Ing., Maschinenbau-Oberingenieur u. Prokurist, Bremen, A.-G. Weser, Schwachhauser Heerstr. 194.
- Wolff, J., Fabrikdirektor, Frankfurt a. M., Mainzerlandstr. 257.
- Wriedt, Hans, Fabrikbesitzer, Kiel, Düsternbrook 36/37.
- Würth, Albert, Dr.-Ing., Generaldirektor der Gebr. Körting A.-G., Körtingsdorf bei Hannover.

- | | |
|--|--|
| <p>1565 Zapf, Georg, Gen.-Dir., Dr., Köln-Mülheim.
 Zapp, Adolf, Ingenieur, i. Fa. Robert Zapp, Haus Schlatt b. Düsseldorf-Rath.
 Zeller, Oscar, Dr. jur., Dr.-Ing., Patentanwalt, Hamburg 5, Große Allee 28.
 Zenker, Admiral, Excellenz, Chef der Marineleitung, Berlin W 10, Königin Augustastr. 38/42.
 Ziegler, E. T., Ingenieur, Sterkrade (Rhd.), Steinbrink 108.</p> <p>1570 Zimmer, Aug., Schiffsmakler und Reeder, Fa. Knöhr & Burchardt Nfl., Hamburg 11, Neptunhaus.</p> | <p>Zimmermann, Oberingenieur, Berlin-Wilmersdorf, Helmstedter Str. 4.
 Zölllich, Hans, Dr. phil., Oberingenieur, Berlin W 50, Gleisbergstr. 40.
 Zschucke, O., Dr. jur., Professor, Geschäftsführendes Präsidialmitglied d. Reichsverbandes der deutschen Privatschiffahrt, Berlin C 2, Burgstraße 29.
 Zürn, W., Mitinhaber und Leiter der Fa. W. Ludolph G. m. b. H., Lehe, Kurfürstenstr. 6. 1574</p> |
|--|--|

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., früher Vorsitzender des Direktoriums der Hamburg-Amerika-Linie

(seit 1911) † 1918,

Georg Claussen, Dr.-Ing., Kgl. Baurat, früher 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.

8. Verstorbener Inhaber der Silbernen Denkmünze:

Ludwig Gumbel, Dr.-Ing., Professor an der Techn. Hochschule in Berlin

(seit 1914) † 1923.

Abgeschlossen am 1. Dezember 1926.

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

II. Gesellschafts-Satzung.

I. Sitz der Gesellschaft.

§ 1.

Die am 23. Mai 1899 gegründete Schiffbautechnische Gesellschaft hat ihren Sitz in Berlin und ist dort beim 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 bzw. ihres Studiums 8 Jahre im Schiffbau oder Schiffsmaschinenbau tätig gewesen sind, und von denen eine Förderung der Gesellschaftszwecke zu erwarten ist. Fachmitglieder.

§ 6.

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. Mitglieder.

§ 7.

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

IV. Vorstand.

§ 8.

Der Vorstand der Gesellschaft setzt sich zusammen aus:

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

Vorstand.

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.

Ehren-
Vorsitzender. 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 unter 2—4 genannten Vorstandsmitgliedern angetragen.

§ 10.

Vorstands-
mitglieder. 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.

Ergänzungs-
wahlen des
Vorstandes. Die Mitglieder des Vorstandes werden auf die Dauer von drei Jahren gewählt. Im ersten Jahre eines Trienniums 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.

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

Der Vorstand ist nicht beschlußfähig, wenn nicht mindestens vier seiner Mitglieder zugegen sind. Die Beschlüsse werden mit einfacher Mehrheit gefaßt, bei Stimmgleichheit 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. Fachausschuß.

§ 14.

Zusammensetzung des Fachausschusses.

Zusammen-
setzung. Der Fachausschuß setzt sich zusammen aus:

1. und 2. einem Vorsitzenden und einem stellvertretenden Vorsitzenden, die beide dem Vorstande der Gesellschaft angehören müssen und vom Vorstande bestimmt werden;
3. einem auf einer deutschen Werft beschäftigten Schiffbauingenieur;
4. einem auf einer deutschen Werft beschäftigten Schiffsmaschinenbauingenieur;
5. einem auf einem deutschen Werk beschäftigten Elektroingenieur;
6. und 7. je einem Schiffbau oder Schiffsmaschinenbau vortragenden Professor von den Technischen Hochschulen Berlin oder Danzig;
8. einem der Gesellschaft angehörenden deutschen Reeder.

Der Fachausschuß ist berechtigt, sich nach freier Wahl durch 4 stimmberechtigte Mitglieder zu erweitern.

§ 15.

Zweck des Ausschusses.

Zweck. Der Fachausschuß tritt mehrmals im Jahre zusammen, um Fragen, die in das Gebiet der Schiffbautechnischen Gesellschaft (§§ 2 und 3 der Satzung) einschlagen, auf Anregung des Vorstandes oder aus sich heraus zu erörtern. Seine Hauptaufgabe besteht in der Herbeischaffung möglichst erstrebenswerter Vorträge für die Hauptversammlung.

§ 16.

Veröffentlichung der Verhandlungen.

Verhandlungen. Das Ergebnis seiner Verhandlungen hat der Ausschuß niederzulegen und dem Vorstande zur endgültigen Entscheidung zu unterbreiten. Eine Veröffentlichung der Verhandlungen in knapper Form, soweit sie sich dazu eignen, erfolgt im Jahrbuch der Gesellschaft.

VI. Aufnahmebedingungen und Beiträge.

§ 17.

Aufnahme der
Fachmitglieder. 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.

§ 18.

Aufnahme der
Mitglieder. 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.

§ 19.

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

§ 20.

Jedes Gesellschaftsmitglied zahlt einen jährlichen Beitrag von 20 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. Jahresbeitrag.

Langjährigen Mitgliedern kann der Vorstand auf ihren Antrag eine Ermäßigung des Jahresbeitrages bewilligen.

§ 21.

Gesellschaftsmitglieder können durch eine einmalige Zahlung lebenslängliche Mitglieder werden und sind dann von der Zahlung der Jahresbeiträge befreit. Bis auf weiteres werden aber keine lebenslänglichen Mitglieder mehr aufgenommen. Lebenslänglicher Beitrag.

§ 22.

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

§ 23.

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.

§ 24.

Erforderlichenfalls 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.

VII. Versammlungen.

§ 25.

Die Versammlungen der Gesellschaft zerfallen in: Versammlungen.

1. die Hauptversammlung,
2. außerordentliche Versammlungen.

§ 26.

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. Hauptversammlung.

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.

§ 27.

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. Außerordentliche Versammlungen.

§ 28.

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

§ 29.

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. Anträge für Versammlungen.

§ 30.

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

§ 31.

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 Dreiviertel-Mehrheit der anwesenden Fachmitglieder. Änderungen der Satzung.

§ 32.

Art der Abstimmung. Wenn nicht von mindestens zwanzig anwesenden Gesellschaftsmitgliedern namentliche Abstimmung verlangt wird, erfolgt die Abstimmung in allen Versammlungen durch Erheben der Hand.
Wahlen erfolgen durch Stimmzettel oder durch Zuruf. Sie müssen durch Stimmzettel erfolgen, sobald der Wahl durch Zuruf auch nur von einer Seite widersprochen wird.

§ 33.

Niederschriften. In allen Versammlungen führt der Geschäftsführer die Niederschrift, die nach ihrer Genehmigung von dem jeweiligen Vorsitzenden der Versammlung unterzeichnet wird.

§ 34.

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

VIII. Auflösung der Gesellschaft.

§ 35.

Auflösung. 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.

§ 36.

Verwendung des Gesellschafts-Vermögens. 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.

III. Satzung der silbernen und goldenen 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 Zweidrittelmehrheit eine Ausnahme hiervon beschließen. Vorstandsmitglieder.

§ 7.

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. Urkunde.

§ 8.

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

IV. Bericht über das 28. Geschäftsjahr 1926.

Veränderungen in der Mitgliederliste.

Die geringe Beschäftigung der deutschen Werften und die wenig ertragreiche Wirtschaft der deutschen Reedereien hatte weitere Abbauten unter ihren Angestellten zur Folge, die auch auf deren Mitgliedschaft zur Schiffbautechnischen Gesellschaft zurückwirkten und zahlreiche Austritte herbeiführten. Außerdem verlor die Gesellschaft durch den Tod 32 Mitglieder, denen sich nur 23 Eintritte gegenüberstellten. Die Gesamtmitgliederzahl beläuft sich auf 1574.

Es sind eingetreten:

a) als Fachmitglieder:

1. Dohrmann, Herm., Schiffbau-Direktor, Rostock.
2. Forner, Georg, Dr.-Ing., Privatdozent a. d. Techn. Hochschule, Berlin.
3. Freytag, Emanuel, Ingenieur, Hamburg.
4. Holm, Poul Emanuel, Kgl. Direktor des Maschinistenunterrichts, Kopenhagen.
5. Killinger, Hans, Direktor der Neptunwerft, Rostock.
6. Mechau, Wilh., Ingenieur, Buenos-Aires.
7. Ruprecht, Ernst, Dipl.-Ing., Stettin.
8. Schilling, Walter, Dr.-Ing., Erfurt.
9. Weber, Norbert, Ingenieur, Oberinspektor, Korneuburg, Nieder-Österreich.

b) als Mitglieder:

10. Bingel, Rudolf, Direktor der Siemens-Schuckertwerke G. m. b. H., Charlottenburg-Neu-Westend.
11. Büchen, Friedr., Oberingenieur, Hamburg.
12. Christiansen, R., Fabrikant, Harburg a. d. Elbe.
13. da Costa, C. Th., Direktor, Inspektor, Lissabon.
14. Hoffmann, W., Ingenieur, Düsseldorf-Oberkassel.
15. Hogner, Einar G. E., Dozent a. d. Universität Upsala, Stockholm.
16. Ivers, Curt, Reeder, Kiel.
17. Madelung, Georg, Dr.-Ing., Professor, Berlin-Grünau.
18. Nover, Wilhelm, Dr.-Ing., Bremen.
19. Rottmann, Erich, Direktor, Hamburg.
20. Salge, Wilhelm, Ingenieur und techn. Direktor der Willy Salge & Co., Technische Gesellschaft m. b. H., Berlin.

21. Schneider, Arthur, Vorstand der Abt. Reederei, Deutsch-Amerikan. Petroleum-Gesellschaft, Hamburg.
22. Tigler, Hermann, Direktor, Duisburg.
23. Zeller, Oscar, Dr. jur., Dr.-Ing., Patentanwalt, Hamburg.

Es starben:

1. Bartel, Wilhelm, Ingenieur, Hamburg.
2. Becker, J., Fabrikdirektor, Kalk b. Köln.
3. Blümcke, Richard, Dr.-Ing., Direktor, Mannheim.
4. Braun, Henry, Dipl.-Ing., Reichenbach.
5. Broström, Dan, Schiffsreeder, Göteborg.
6. Brüggemann, Wilhelm, Kommerzienrat, Dortmund.
7. Bruns, Heinrich, Konsul, Kiel.
8. Fehlert, Carl, Dipl.-Ing., Patentanwalt, Berlin.
9. Filius, Carl, Direktor, Duisburg.
10. Geißler, Richard, Dr.-Ing., Patentanwalt, Berlin.
11. Glitz, Erich, Kaufmann, Köln a. Rh.
12. Hein, Th., Geheimer Rechnungsrat, Berlin.
13. Ivers, C., Schiffsreeder, Kiel.
14. Jacobi, C. Adolph, Konsul, Bremen.
15. Kind, Erwin, Korvettenkapitän a. D., Altona.
16. Kühne, Ernst, Oberingenieur Bremen-Grambke.
17. Losehand, Fritz, Oberingenieur, Buch b. Berlin.
18. Meck, Bernhard, Fabrikbesitzer, Nürnberg.
19. Meuthen, Wilh., Kaufmann, Mannheim.
20. Möller, Ludwig, Marine-Stabsingenieur, Hamburg.
21. Oppenheim, Paul, Ingenieur, Fabrikbesitzer, Berlin.
22. Reimers, H., Marine-Oberbaurat, Düsseldorf.
23. Schmidt, Willy Oscar, Schiffbau-Ingenieur, Dresden.
24. Schuldt, Georg, Dipl.-Ing., Stralsund.
25. Schultenkämper, Fr., Werftbesitzer, Elmshorn.
26. Schumann, C., Fabrikant, Hamburg.
27. Schwiedeps, Hans, Zivilingenieur, Maschinen-Inspektor, Stettin.
28. Steinbiß, Karl, Eisenbahn-Direktions-Präsident, Altona.
29. Thämer, Carl, Wirklicher Geheimer Marinebaurat, Wilhelmshaven.
30. Thomsen, Peter, Oberingenieur, Kassel.
31. Weber, Richard, Fabrikant, Neubabelsberg.
32. Zeiter, Friedrich, Professor, Bremen.

Wirtschaftliche Lage.

Die beiden Jahrbücher, die wir im Jahre 1925 zur Ausgabe brachten, haben uns mit den Versandkosten um rund 22 000 M. belastet. Unsere Ersparnis war deshalb in diesem Jahre nicht viel größer als 1300 M. Wir konnten aber

unter Einschluß der früheren Rücklage mit einem Kapital von über 20 000 M. in das Jahr 1926 eintreten und sind jetzt wieder in unsere alten geordneten Verhältnisse zurückgekommen. Das Jahr 1925 hat wie folgt abgeschlossen:

Einnahmen.	1925.	Ausgaben.	
1. Kassenbestand am 1. Januar 1925	31,92	1. Jahrbücher u. Versand	21 994,70
2. Bankguthaben am 1. Januar 1925	16 351,00	2. Gehälter	3 085,25
3. Postscheckguthaben am 1. Januar 1925	1 738,04	3. Kanzleibedarf	1 609,81
4. Beiträge	33 748,68	4. Post	1 392,21
5. Eintrittsgelder	354,30	5. Bücherei	645,65
6. Zuschuß von der Marine	2 000,00	6. Drucksachen	772,15
7. Zahlung von J. Springer für Werft, Reederei und Hafen	4 000,00	7. Spenden und Beiträge	677,35
8. Sonderbeiträge	160,00	8. Verschiedenes	6 240,70
9. Jahrbuch-Ertrag	123,20	9. Hauptversammlung	4 546,57
10. Einnahmen für den Einband und Porto	158,65	10. Bankbestand am 31. Dezember 1925	18 827,00
11. Zinsen aus Wertpapieren und Bankguthaben	1 782,10	11. Kassenbestand am 31. Dezember 1925	77,98
M.	60 447,89	12. Postscheckbestand am 31. Dezember 1925	578,52
		M.	60 447,89

Berlin, den 31. Dezember 1925.

Geprüft und richtig befunden.

Berlin, den 20. April 1926.

gez. Carl Schulthes.

gez. P. Krainer.

Die Not der Zeit hat wieder eine große Anzahl unserer Mitglieder gezwungen, ihre Beiträge viertel- bzw. halbjährlich zu zahlen, und ehe sich die wirtschaftliche Lage unseres Vaterlandes nicht ändert, wird diese Zahlungsart auch bei uns beibehalten werden müssen.

Unsere Bücherei ist im Laufe des Jahres wieder durch einzelne Jahrgänge von Zeitschriften vervollständigt worden, die in den Kriegsjahren nicht regelmäßig zu beschaffen waren. Die wenigen noch vorhandenen Lücken werden schon in den nächsten Jahren geschlossen werden können.

Fachausschuß.

Einem Beschlusse der vorjährigen Hauptversammlung nachkommend, werden nachstehend die Namen der früheren Fachausschußmitglieder aufgeführt:

Herr Professor Dr. Bauer, Vorsitzender, Hamburg.

Herr Geheimrat Preße, stellvertretender Vorsitzender, Berlin.

Herr Direktor Dr. Regenbogen, Hamburg.

Herr Professor Dieckhoff, Hamburg.

Herr Professor Dr. Föttinger, Berlin.

Herr Professor Laas, Berlin.

Herr Oberingenieur Lorenz, Berlin.

Herr Oberingenieur Süchting, Hamburg.

Der Fachausschuß hat von seinem Recht Gebrauch gemacht und sich von 8 auf 12 Mitglieder erweitert; darnach gehören dem Fachausschuß außer den vorstehenden Mitgliedern an:

Herr Direktor Biedermann, Bremen,

Herr Ministerialrat Laudahn, Berlin,

Herr Professor Lienau, Danzig,

Herr Direktor Dr. Scholz, Hamburg.

Die erste Sitzung des Fachausschusses fand am 23. März 1926 in Berlin statt.

Anwesend waren: Herr Direktor Dr. Bauer, Herr Prof. Dr.-Ing. Föttinger, Herr Prof. Laas, Herr Ministerialrat Laudahn, Herr Oberingenieur Lorenz, Herr Geh. Oberbaurat Presse, Herr Direktor Dr. Regenbogen, Herr Oberingenieur Süchting.

In dieser Sitzung beschäftigte sich der Fachausschuß zunächst mit den für die Hauptversammlung 1926 in Aussicht genommenen Vorträgen, und wurde über die Wichtigkeit derselben im einzelnen gesprochen. Es war bereits eine größere Anzahl von Vorträgen zur Anmeldung gekommen.

Des weiteren beschäftigte sich der Fachausschuß mit der Vorbereitung für den ersten Sprechabend über das Thema: „Verfahren zum Nachweis versteckter Materialfehler.“

Der Vorsitzende berichtet zunächst über seine mannigfaltigen Bemühungen bezüglich Herbeischaffung geeigneten Materials für die Abhaltung des Sprechabends und verliest im Anschluß hieran den mit Herrn Lueg von der Firma Haniel & Lueg sowie mit Herrn Prof. Körber, Direktor des Kaiser-Wilhelm-Instituts für Eisenforschung in Düsseldorf geführten Schriftwechsel, der leider nur wenig Erfolg gehabt hätte. Erst heute wäre es ihm gelungen, veranlaßt durch ein Schreiben von Herrn Prof. Föttinger, einen sachverständigen Herrn in der Person des Herrn Dr. Sachs von dem Staatlichen Materialprüfungsamt Dahlem zu gewinnen. Herr Dr. Sachs sei eventuell bereit, den Hauptvortrag an dem Sprechabend zu übernehmen.

Herr Prof. Föttinger teilt hierzu noch mit, daß Herr Dr. Sachs sich vor einigen Wochen mit einem ausgezeichneten Vortrag über das Thema: „Die Anwendung der Röntgenstrahlen in der Werkstoffuntersuchung“ an der Technischen Hochschule Berlin habilitiert hätte.

Herr Dr. Regenbogen gibt das von ihm für den Sprechabend zusammengefaßte Material, insbesondere einen Auszug aus der Literatur über „Praktische Ergebnisse der Röntgendurchleuchtung für Metall“ sowie einen englischen Aufsatz über „Klangprüfung zum Entdecken von Rissen bei Stahlgußblöcken und Schmiedestücken“ usw. bekannt und stellt dem Vorsitzenden anheim, hiervon Gebrauch zu machen.

Nach weiterer eingehender Aussprache sind sich die anwesenden Mitglieder über die Zweckmäßigkeit, dieses Thema zu besprechen, einig.

Der Vorsitzende stellt sodann die Frage, wann der Sprechabend stattfinden soll. Es wird beschlossen, als Termin den 4. Mai 1926, 7 Uhr abends, zu wählen. Anschließend an den Vortrag soll ein Bierabend stattfinden. Herr Prof. Föttinger übernimmt es, einen geeigneten Saal in der Technischen Hochschule zu beschaffen. Die Frage der durch den Sprechabend, speziell für den Vortrag entstehenden Kosten soll noch später geklärt werden.

Der erste Sprechabend des Fachausschusses der Schiffbautechnischen Gesellschaft fand am 4. Mai 1926, 7 $\frac{1}{2}$ Uhr abends, in der Technischen Hochschule Berlin-Charlottenburg statt. Das Thema lautete:

„Welche Methoden kennt die heutige Technik, um versteckte Fehler in großen Guß- und Schmiedestücken aus Eisen und Stahl zu finden, die weder durch Zerreißproben, noch auch durch die sonst übliche Art des Abnahmeverfahrens entdeckt werden können?“

Nach Eröffnung des Sprechabends durch Herrn Geheimrat Dr.-Ing. Busley erörterte zunächst der Vorsitzende des Fachausschusses, Herr Direktor Dr. Bauer, den Zweck der Sprechabende.

Hierauf erstattete Herr Dr.-Ing. G. Sachs, Leiter des Röntgenlaboratoriums im Kaiser-Wilhelms-Institut für Metallforschung in Dahlem bei Berlin, den Bericht über das eingangs erwähnte Thema.

„Die Untersuchungen über diese äußerst wichtige Frage sind bisher kaum über das Versuchsstadium herausgekommen, obwohl theoretisch eine Reihe von Möglichkeiten zum Nachweis von Lunkern, Blasen, Rissen usw. vorliegen und auch Anwendung gefunden haben. Als Verfahren, die ein Werkstück ohne Beschädigung auf seine Dichtigkeit zu prüfen gestatten, kommen elektrische, magnetische und akustische Methoden, sowie besonders die Anwendung von Röntgenstrahlen in Frage. Elektromagnetische Prüfungen von Turbinenteilen werden in Amerika ausgeführt; die Beurteilung des Klanges ziehen einige deutsche Werke zur Prüfung des Zustandes kleinerer Werkstücke heran. An einer guten und an einer beschädigten Feile wird die Beeinflussung des Klanges durch Fehlstellen vorgeführt.

Röntgenuntersuchungen werden in immer steigendem Maße in der Materialprüfung herangezogen. Zum Nachweis versteckter Fehler kommt eine einfache Durchleuchtung mit Röntgenstrahlen in Frage, wodurch ein Schattenbild — ähnlich einem Diapositiv — entsteht, in dem die einzelnen Teile des Gegenstandes je nach ihrer Dicke und Dichte verschieden dunkel erscheinen. Die Grenzen des Verfahrens liegen heute (in der Praxis) für Stahl bei 75 mm; Aluminium kann praktisch in jeder Dicke untersucht werden. Unter 20 mm

Dicke, also z. B. für die Untersuchung von Schweißstellen, vereinfacht sich das Verfahren beträchtlich. Hierzu sind bequem zu handhabende Versuchseinrichtungen ausreichend, die sich auch allen Anforderungen an Bewegungsfähigkeit anpassen lassen. Die kleinste Fehlstelle, die durch Röntgenstrahlen noch nachweisbar ist, dürfte etwa 1—2% der Materialdicke ausmachen. Die Technik der Röntgenaufnahmen ist sehr verwickelt, so daß nur unter Berücksichtigung zahlreicher Umstände aus einer Anlage die Höchstleistung herausgeholt werden kann. Es sind unter anderem die Form der leuchtenden Stelle in der Röntgenröhre, ihre Entfernung von der Platte, die Entwicklung der photographischen Platte, die Belichtungsdauer, die Entfernung von Streustrahlung usw. zu beachten. Die unmittelbare Beobachtung auf einem Leuchtschirm ist vorläufig zu unempfindlich.

Auffallend ist bisher die geringe Zahl der Röntgenuntersuchungen von unmittelbar technischem Nutzen gegenüber mehr physikalischen Arbeiten. Eine aktive Mitarbeit der interessierten Industriekreise wäre hier sehr erwünscht.“

Anschließend an den Vortrag entspann sich eine lebhafte Erörterung.

Der Vorsitzende der Schiffbautechnischen Gesellschaft, Herr Geheimrat Dr.-Ing. Busley, schließt den Sprechabend um 9 $\frac{1}{2}$ Uhr, indem er Herrn Dr. Sachs für seinen fesselnden Vortrag dankt.

Die zweite Sitzung des Fachausschusses fand am 20. Oktober 1926 in Hamburg statt.

Anwesend waren: Herr Direktor Dr. Bauer, Herr Prof. Dieckhoff, Herr Prof. Laas, Herr Prof. Lienau, Herr Obering. Lorenz, Herr Geheimer Oberbaurat Presse, Herr Direktor Dr. Regenbogen, Herr Direktor Dr. Scholz, Herr Obering. Süchting.

Als wichtigster Punkt stand auf der Tagesordnung: Verhandlungen betreffend „Forschungen über Schiffsfestigkeit“, und hatte der Fachausschuß hierzu die an den Forschungen besonders beteiligten Schiffbauingenieure eingeladen; dieser Einladung waren folgende Herren gefolgt: Herr Dr.-Ing. Dahlmann, Herr Dr.-Ing. Kempf, Herr Obering. Meier, Herr Prof. Dr. Pohl, Herr Dr.-Ing. Schilling, Herr Ministerialrat Schlichting und Herr Dr.-Ing. Siemann.

Der Vorsitzende charakterisiert zunächst den Zweck dieser Forschungen unter Bezugnahme auf den Aufsatz der Herren Dr. Dahlmann, Hoppe und Dr. Schäfer in der Zeitschrift „Werft-Reederei-Hafen“ und schlägt vor, eine Zentralstelle zu schaffen, die in der Lage sein soll, alle einschlägigen Fragen zu behandeln und auch die Gelder für Versuche und Arbeiten zu vermitteln. Zweckmäßigerweise wäre eine derartige Stelle der Fachausschuß der S.T.G.

Um zu Entschlüssen zu kommen, bittet der Vorsitzende die anwesenden Herren, die sich mit Forschungsarbeiten beschäftigt haben, in kurzen Zügen ihre Ansicht mitzuteilen.

Herr Prof. Lienau berichtet über eine im Frühjahr dieses Jahres stattgefundenene gemeinsame Besprechung auf Anregung des V.D.I., in welcher eine Art Arbeitsgemeinschaft unter seinem Vorsitz gegründet wurde, und erwähnt die hervorragenden Erfolge der Herren Dr. Dahlmann und Dr. Siemann auf

dem Gebiete der Meßeinrichtung. Seine Ansicht wäre, eine Arbeitsgemeinschaft innerhalb der S.T.G. zu schaffen, die die beteiligten Herren sowie Vertreter der staatlichen Behörden vereinigt.

Herr Dr. Kempf macht sehr wertvolle Mitteilungen über die verschiedenen Arten von Versuchen.

Nach weiterer eingehender Aussprache, an der sich besonders Herr Geheimerat Presse, Herr Prof. Laas, Herr Dr. Dahlmann und Herr Dr. Siemann beteiligen, wird Herr Prof. Lienau gebeten, eine Denkschrift zu verfassen über den Stand und das Ziel der Forschungen auf dem Gebiete der Dehnungsmessungen an Schiffen. Diese Niederschrift soll die Ansichten der einzelnen Forscher zusammenfassen und als Basis für das weitere Vorgehen dienen.

Der zweite Sprechabend:

Am 20. Oktober hielt der Fachausschuß in Hamburg in den Räumen des Curio-Hauses seinen zweiten Sprechabend unter sehr reger Beteiligung der interessierten Kreise ab.

Das Hauptreferat des Abends, welcher der Behandlung des Themas „Magnus-Effekt und Rotorschiff“ gewidmet war, hielt Herr Prof. Dr. Fr. Ahlborn, welcher in längerem interessanten Vortrag namentlich seine vorzüglichen photographischen Aufnahmen von Strömungserscheinungen zeigte und erörterte.

Bei der Diskussion sprachen die Herren Dipl.-Ing. Ackeret, Prof. Dr. Föttinger, Ministerialrat Schlichting, Flettner und Prof. Dr. Sandel über die einschlägigen theoretischen Grundlagen und physikalischen Erscheinungen, während Herr Bruno Richter, Inhaber der Firma Rob. M. Sloman jr., sehr interessante Mitteilungen über die bisherige Bewährung des seiner Linie gehörigen ersten größeren Rotorschiffes „Barbara“ vortrug.

Eine ausführliche Veröffentlichung dieses Vortrages ist in der Zeitschrift „Werft-Reederei-Hafen“ vom 2. November 1926, Nr. 21, erschienen.

Die dritte Fachausschußsitzung fand am 17. November 1926 in Berlin statt:

Anwesend waren: Herr Direktor Dr. Bauer, Herr Prof. Dr. Föttinger, Herr Prof. Laas, Herr Prof. Lienau, Herr Obering. Lorenz, Herr Geheimer Oberbaurat Presse, Herr Direktor Dr. Scholz, sowie von den Forschern über Schiffsfestigkeit: Herr Dr.-Ing. Dahlmann, Herr Dr.-Ing. Kempf, Herr Prof. Dr. Pohl, Herr Dr.-Ing. Schilling, Herr Ministerialrat Schlichting, Herr Dr.-Ing. Wrobbel.

In dieser Sitzung wurde die Aussprache über die in der vorhergehenden Sitzung behandelten Fragen „Forschungen über Schiffsfestigkeit“ weiter fortgesetzt.

Der Vorsitzende bat Herrn Prof. Lienau, über die von ihm zusammengestellten Forschungsberichte über Dehnungsmessungen zu berichten, und wurde beschlossen, diese Zusammenfassung den Mitgliedern des Fachausschusses durch Umlauf bekanntzugeben.

Sodann gab Herr Prof. Lienau einen Entwurf für ein gemeinsames Schreiben der Forscher an den Fachausschuß der S.T.G. bekannt, in welchem eine Fühlungnahme des Vorstandes der S.T.G. und des Fachausschusses mit allen in Frage kommenden interessierten Kreisen baldigst empfohlen wird, insbesondere mit

den Reedereien und Schiffswerften nebst ihren Verbänden, dem Germanischen Lloyd, dem Verein deutscher Ingenieure, der Notgemeinschaft der deutschen Wissenschaft und den staatlichen Behörden.

Der Vorsitzende erklärt sich bereit, diesen kurzen Bericht in der heute noch stattfindenden Vorstandssitzung vorzulegen.

Nach weiterer eingehender Aussprache über diesen Punkt, an der sich außer dem Vorsitzenden besonders Herr Geheimrat Presse und Herr Prof. Laas beteiligen, wird Herr Prof. Lienau gebeten, auch weiter alle auftretenden Fragen zu vermitteln und die Verbindung zwischen den Forschern und dem Fachauschuß aufrechtzuerhalten.

Tätigkeit der Gesellschaft.

Weltkraftkonferenz.

Die anlässlich der ersten Weltkraftkonferenz in London gehaltenen Vorträge sind nunmehr in fünf Bänden unter dem Titel „Transactions of the First World Power Conference“ erschienen. Die begonnene internationale Gemeinschaftsarbeit auf dem Gebiete des Kraftwesens hat, wie bereits im Jahrbuch 1926 berichtet wurde, im vergangenen Jahr eine wesentliche Förderung erfahren durch eine Tagung des Internationalen Exekutivkomitees, die vom 27. bis 30. Juli in London stattfand.

An der Tagung des Internationalen Exekutivkomitees in London nahm von deutscher Seite Professor Dr. Matschoß als Sekretär des Deutschen Nationalen Komitees der Weltkraftkonferenzen teil. Auf ihr wurde beschlossen, Vollversammlungen der Weltkraftkonferenz nur in größeren Zwischenräumen, etwa 4 bis 6 Jahren, abzuhalten. Daneben können für einzelne Erdteile Teilkonferenzen veranstaltet werden. Die erste Teilkonferenz hat auf Antrag und Einladung des Schweizer Nationalen Komitees vom 31. August bis 12. September 1926 in Basel stattgefunden, und zwar in Zusammenhang mit der dort veranstalteten Internationalen Ausstellung für Binnenschifffahrt und Wasserkraftnutzung. In Basel wird jedes Land über fünf Gebiete einen Beitrag liefern. Es handelt sich um die großen Fragen der Ausnutzung der Wasserkraft und Binnenschifffahrt, des Austausches von elektrischer Energie zwischen verschiedenen Ländern, der wirtschaftlichen Beziehungen zwischen der elektrischen Energie, die hydraulisch erzeugt wird und solcher, die man thermisch erzeugt (Bedingungen, unter denen beide Erzeugungsarten vorteilhaft zusammenarbeiten können), der Elektrizität in der Landwirtschaft und der Elektrifizierung der Eisenbahn.

Von den weiteren Punkten, die in London behandelt wurden, seien der Plan für die Herausgabe einer internationalen Zeitschrift, die Errichtung von Statuten für die internationale Organisation der Weltkraftkonferenzen sowie eine Anregung für die internationale Vereinheitlichung der Wasserkraftgrößen erwähnt. Über die ersten beiden Punkte sind die Verhandlungen noch nicht abgeschlossen. Zur Frage der Vereinheitlichung der Wasserkraftgrößen haben dagegen auf Anregung des Kanadischen Nationalen Komitees einzelne Staaten

bereits Stellung genommen, so auch Deutschland. Für Deutschland haben, nach dem Vorschlage des Deutschen Nationalen Komitees, der Verein deutscher Ingenieure und der Deutsche Wasserwirtschafts- und Wasserkraft-Verband Richtlinien ausgearbeitet.

a) Der Deutsche Verband technisch-wissenschaftlicher Vereine
hat folgenden Jahresbericht herausgegeben:

Illustrierte technische Wörterbücher.

Der beim Verbands bestehende Ausschuß zur Förderung der Herausgabe der Illustrierten technischen Wörterbücher hielt am 5. Februar 1926 eine Sitzung ab, in der die Frage der Subvention der Illustrierten technischen Wörterbücher behandelt wurde. Nachdem der Verlag der Illustrierten technischen Wörterbücher in den Jahren der Inflation in der Lage war, die Kosten der Schriftleitung selbst zu bestreiten, ist ihm dies heute infolge der erschwerten wirtschaftlichen Verhältnisse nicht mehr möglich, und es gilt, wie vor dem Kriege die hierfür erforderlichen Gelder im Wege von Unterstützungen aufzubringen, wenn die Wörterbücher auf ihrem bisherigen wissenschaftlichen Niveau erhalten bleiben sollen. Auf Anregung des Ausschusses hat der Deutsche Verband eine Reihe von Eingaben an Behörden des Reiches und der Länder, an wirtschaftliche und wissenschaftliche Verbände gerichtet, soweit sie sich auch schon vor dem Kriege an diesen Subventionen beteiligt haben. Auf Grund dieser Gesuche sind bisher folgende Beträge bewilligt worden: Der Herr Reichsverkehrsminister hat als erstmaligen Beitrag M. 20 000 zur Förderung des Bandes „Luftfahrt“ bereits eingezahlt und einen weiteren Betrag in annähernd gleicher Höhe für die Zeit nach dem 1. Juli 1926 in Aussicht gestellt. Der Herr Reichsminister des Innern hat für das Jahr 1926 M. 10 000 bewilligt. Der Preußische Herr Minister für Handel und Gewerbe hat M. 10 000 für 1926 eingezahlt. Der Preußische Herr Minister für Wissenschaft, Kunst und Volksbildung hat für das Jahr 1926 M. 2000 beigesteuert. Das Bayerische Staatsministerium für Handel, Industrie und Gewerbe hat M. 3000, das Badische Kultusministerium M. 500, das Sächsische Wirtschaftsministerium M. 3500, die Stadt Lübeck M. 50 und der Verein deutscher Ingenieure M. 10 000 für das Rechnungsjahr 1926 als Unterstützung zur Verfügung gestellt. Der Verein deutscher Ingenieure hat allerdings an diese Zuwendung die Bedingung geknüpft, daß sich auch andere technisch-wissenschaftliche und technisch-wirtschaftliche Verbände an der Unterstützung beteiligen, und es ist zu hoffen, daß auch andere Vereine dem Beispiele des Vereins deutscher Ingenieure folgen werden. Im übrigen sind die Verhandlungen mit einer Reihe von Stellen noch nicht abgeschlossen. Aus mündlichen Vorbescheiden kann aber angenommen werden, daß auch noch weitere namhafte Beträge der Subvention zufließen werden.

Esperanto.

Der Bericht hierüber ist bereits im Jahrbuch 1926 auf S. 42 zum Abdruck gebracht.

Technisches Englisch.

Neben der Förderung von Esperanto haben die Bemühungen des Deutschen Verbandes um die sprachliche Weiterbildung der Mitglieder der ihm angeschlossenen Verbände ihren Ausdruck gefunden in der Veranstaltung einer Reihe von technisch-wissenschaftlichen und technisch-wirtschaftlichen Vorträgen in englischer Sprache. So sprach Herr Prof. Sidney J. Davies von der Durham-University in England an vier Abenden der Monate Dezember 1925 und Januar 1926 in der Technischen Hochschule über die Themata „London's Traffic“, „The Education and Training of Engineers in England“, „The Development of English Railways — the Centenary Celebrations“ und „The Development of Industrial Research in England“. Diese Vorträge, die von uns in Gemeinschaft mit dem Außeninstitut der Technischen Hochschule veranstaltet wurden, erfreuten sich großen Zustroms und großer Anerkennung seitens der Teilnehmer.

Einen weiteren englischen Vortrag hielt Herr Oberingenieur Rosenthal im Osram-Lichthause über das Thema „Illuminating Economics“.

Tagesfragen des deutschen Automobilbaues sind schon im Jahrbuch 1926 auf S. 43 erörtert.

Vorführung technisch-wissenschaftlicher Filme.

Da die im Jahrbuch 1926 auf S. 44 erwähnten Filme großes Interesse hervorgerufen haben, befürwortete der Vorstand des deutschen Verbandes in seiner Sitzung vom 9. Oktober 1925 die Veranstaltung weiterer derartiger Vorträge, wobei besonderer Wert auf die Vorführung technisch-landwirtschaftlicher Filme gelegt werden sollte. Wir haben hierüber Verhandlungen mit der beim Verein deutscher Ingenieure bestehenden Arbeitsgemeinschaft Technik in der Landwirtschaft aufgenommen.

Reichsministerium der öffentlichen Arbeiten.

Unsere Eingabe an den Herrn Reichskanzler im Jahre 1924 zwecks Schaffung eines Reichsministeriums der öffentlichen Arbeiten, um eine einheitliche Pflege und Verwaltung der technischen Aufgaben bei der Reichsverwaltung durchzuführen, hat bis jetzt noch zu keinem greifbaren Erfolge geführt. Der Reichstag hat zu dieser Frage bereits Stellung genommen, und sämtliche Parteien haben einen Antrag unterstützt, wonach die Reichsregierung ersucht wurde, bis zum 30. September 1925 eine Denkschrift vorzulegen, welche die Errichtung und Organisation eines solchen Ministeriums erläutert und begutachtet. Diese Denkschrift ist indessen, soweit wir unterrichtet sind, bis heute noch nicht vorgelegt worden.

Zentralbücherei beim Reichspatentamt.

Siehe Jahrbuch 1926, S. 42.

Unwesen im technischen Zeitschriftenwesen sowie sog. technisch-wissenschaftliche Institute.

Siehe Jahrbuch 1926, S. 44.

Heim und Technik.

Die auf Beschluß des Vorstandes und der letzten Hauptversammlung eingeleiteten Arbeiten für die Veranstaltung einer Ausstellung über das Thema „Heim und Technik“, die in diesem Jahre in Leipzig abgehalten werden sollte, mußten im vergangenen Jahre infolge der schlechten Wirtschaftslage der deutschen Industrie unterbrochen werden. Der Vorstand hat in seiner Sitzung am 19. April 1926 beschlossen:

1. die Ausstellung bis 1928 zu vertagen,
2. als Ausstellungsort München zu wählen,
3. die Leitung Sr. Exzellenz Dr. Osk. v. Miller zu übertragen.

Deutscher Ausschuß für das Schiedsgerichtswesen.

Dem im Jahrbuch 1926 enthaltenen Bericht, S. 45, ist noch ergänzend zugefügt:

Während früher die Schiedsrichter dieselben Gebühren erhielten wie die Rechtsanwälte in der Berufungsinstanz, sind nunmehr die Gebühren den Rechtsanwaltsgebühren in der ersten Instanz gleichgesetzt. Nach dem Beschluß der Mitgliederversammlung des Deutschen Ausschusses für das Schiedsgerichtswesen vom 23. April 1926 soll aber diese Bestimmung auch nicht zwingender Natur sein. Die Schiedsrichter sollen grundsätzlich vor Aufnahme der Verhandlungen mit den Parteien die Gebühren vereinbaren, wobei die Rechtsanwaltsgebühren erster Instanz als Verhandlungsgrundlage empfohlen werden. Im übrigen soll eine Vergleichsgebühr nicht erhoben werden.

Finanzielle Lage.

Das Vermögen des Deutschen Verbandes betrug am letzten vorliegenden Abschluß vom 31. März 1926 rund M. 11 000.

b) Der Deutsche Dampfkessel-Ausschuß.

In einer Sitzung des Schiffsdampfkessel-Ausschusses am 2. Dezember 1925, wurde beschlossen, dem Deutschen Dampfkessel-Ausschuß folgende Änderungsvorschläge vorzulegen:

1. Den Abschnitten III, 4 und 5 der Bauvorschriften für Schiffsdampfkessel als Fußnote nachstehende Erläuterung beizufügen:

„Die in Abschnitt 4 enthaltenen Bestimmungen über die Entfernung der Nietreihen voneinander und die Begrenzung der Nietteilung gemäß Formel 6 in Abschnitt 5 gelten nicht für Binnenschiffskessel, wenn die in dem nachfolgenden Abschnitt 8 geforderte Bedingung erfüllt ist.“

2. Dem Abschnitt VII, 6 der Bauvorschriften für Schiffsdampfkessel wegen der praktischen Ausführung folgende Erläuterung als Fußnote beizufügen:

„Diese Wandstärke kann nur für Ankerrohre von Seeschiffskesseln mit einem Außendurchmesser von mehr als 70 mm gefordert werden.“

Diese Vorschläge entspringen einem praktischen Bedürfnis, um einer nicht gewollten Auslegung der Vorschriften vorzubeugen, sie sind in der ordentlichen Mitgliederversammlung am 18. Juni 1926 in Berlin angenommen worden.

Außer den vorstehenden Vorschlägen beschäftigten die Mitgliederversammlung noch die nachstehenden unmittelbar vorher vom Unterausschuß für Schiffsdampfkessel aufgestellten Änderungen des § 12 der allgemeinen polizeilichen Bestimmungen über die Anlegung von Schiffsdampfkesseln, die ebenfalls zur Annahme gelangten.

„Die Wasserdruckprobe erfolgt bei Binnenschiffskesseln bis zu 4,3 Atmosphären Überdruck mit $2 p$ Atmosphären, mindestens aber mit 1 Atmosphäre Mehrdruck, bei solchen Kesseln über 4,3 Atmosphären Überdruck mit $1,3 p + 3$ Atmosphären, und bei Seeschiffskesseln bis zu 7 Atmosphären Überdruck mit $2 p$ Atmosphären, mindestens aber mit 1 Atmosphäre Mehrdruck, bei solchen Kesseln über 7 Atmosphären Überdruck mit $1,5 p + 3,5$ Atmosphären, worin p den festgesetzten höchsten Überdruck bedeutet.

Die erste Wasserdruckprobe an neu oder erneut zu genehmigenden alten Schiffskesseln ist wie folgt vorzunehmen:

An Binnenschiffskesseln und solchen Seeschiffskesseln, die nach den Allgemeinen polizeilichen Bestimmungen über die Anlegung von Schiffsdampfkesseln vom 17. Dezember 1908 geprüft sind:

bis einschließlich 10 Atmosphären Überdruck mit $1,5 p$ Atmosphären, mindestens aber mit 1 Atmosphäre Mehrdruck;

über 10 Atmosphären bis 16,7 Atmosphären Überdruck mit $p + 5$ Atmosphären;

über 16,7 Atmosphären Überdruck mit $1,3 p$ Atmosphären,

worin p den jeweils festgesetzten höchsten Überdruck in Atmosphären bedeutet.

An Seeschiffskesseln, die nach den Bestimmungen von 1926 geprüft sind, mit dem 1,5fachen Überdruck, mindestens aber mit 1 Atmosphäre Mehrdruck.

Der Deutsche Dampfkessel-Ausschuß beschließt ferner, den Herrn Präsidenten der Reichsarbeitsverwaltung zu bitten, eine Vereinbarung der Länder dahin herbeizuführen, daß die regelmäßig wiederkehrende Wasserdruckprobe mit nachfolgenden Drücken ausgeführt wird:

An Binnenschiffskesseln und solchen Seeschiffskesseln, die nach den Allgemeinen polizeilichen Bestimmungen über die Anlegung von Schiffskesseln vom 17. Dezember 1908 geprüft sind:

bis einschließlich 10 Atmosphären Überdruck mit $1,5 p$ Atmosphären, mindestens aber mit 1 Atmosphäre Mehrdruck;

über 10 Atmosphären bis 16,7 Atmosphären Überdruck mit $p + 5$ Atmosphären;

über 16,7 Atmosphären Überdruck mit $1,3 p$ Atmosphären,

worin p den jeweils festgesetzten höchsten Überdruck in Atmosphären bedeutet.

An Seeschiffskesseln, die nach den Bestimmungen von 1926 geprüft sind, mit dem 1,5fachen Überdruck, mindestens aber mit 1 Atmosphäre Mehrdruck.“

Es folgte nun noch die Wahl eines Ausschusses, der dieselbe Systematik der Gliederung und der Übereinstimmung mit der Nomenklatur der Dinormen wie in den Landdampfkesselvorschriften auch für die Schiffsdampfkessel herbeiführen soll. In diesen Ausschluß wurden gewählt als Obmann: Herr Dieckhoff, als Mitglieder die Herren: Buttermann, Cornehl, Goost und Hartmann.

c) Der Deutsche Ausschuß für Technisches Schulwesen.

Im Berichtsjahr 1926 haben die Arbeiten des Deutschen Ausschusses für Technisches Schulwesen zur gemeinnützigen Förderung des gesamten deutschen technischen Schulwesens ihre Fortsetzung gefunden.

Zur Behandlung wichtiger, das ganze technische Schulwesen angehende Fragen fand im März eine große, sehr stark besuchte Tagung des Datsch in Berlin statt. Hier sprach Professor Aumund, Berlin, über die Aufgaben der Technischen Hochschulen. Er berührte hierbei die Notwendigkeit der Beschränkung des Unterrichtes auf die grundlegenden Wissenschaften, die Art der Unterrichtserteilung, den Forschungsbetrieb, Kurzunterricht, Einführung der jungen Ingenieure in die Industrie, Ausbau der Technischen Hochschulen nach der Richtung der allgemeinen Wissenschaften und schließlich den Ausbau der Wirtschaftswissenschaften. Nach ihm sprachen Präsident v. Jehle vom Landesgewerbeamt Stuttgart und Geheimrat Kühne, Berlin, über die Ausbildung der Gewerbelehrer. Am zweiten Tage dieser von weit über 400 Interessenten besuchten Tagung sprachen zunächst Professor Horstmann, Berlin, und Oberstudiendirektor Volk von der Beuth-Schule über die Erfahrungen mit Betriebsfachschulen. Als letzter folgte dann der Vortrag von Professor Hanner, dem Leiter des Praktikantenamts der Technischen Hochschule Berlin, über die Zusammenarbeit von Schule und Industrie in der Praktikantenfrage. Die sehr interessanten Vorträge mit dem anschließenden, teilweise äußerst lebhaften Meinungsaustausch wurden in Bd. 8 der Abhandlungen und Berichte über technisches Schulwesen niedergelegt, die beim Datsch erscheinen.

Eine zweite, ebenfalls sehr wichtige Tagung fand in Verbindung mit der Hauptversammlung des Vereins Deutscher Ingenieure im Juni in Hamburg statt. Hier wurde die Frage der technischen Erziehung der Ingenieure behandelt. Professor Heidebroek, Darmstadt, sprach über die Fortbildung der Ingenieure überhaupt, Direktor Dr. Stauch, Berlin, über die Fortbildung der Ingenieure in den industriellen Werken und Oberregierungsrat Dr. Jahn, Bremen, über die technische Erziehung.

Beide Tagungen waren mit einer großen Ausstellung verbunden, auf denen die neueren Arbeiten des Deutschen Ausschusses gezeigt wurden.

Auch die Ausarbeitung der vom Datsch herausgegebenen Lehrgänge zur Ausbildung unseres technischen Nachwuchses hat im letzten Jahre eine große Förderung erfahren. So wurde der Lehrgang für Maschinenschlosser (früher Maschinenbauer), der der erste vom Datsch herausgebrachte Lehrgang war, in dritter Auflage vollkommen umgearbeitet und erweitert. Ferner wurde ein Lehrgang für Klempner in Angriff genommen, der Ende des Jahres fertig vorliegen wird. Weiterhin befinden sich Lehrgänge für Mechaniker, Werkzeugmacher und Installateure in Vorbereitung.

Die gemeinschaftskundlichen Lehrmittel des Datsch erfuhren ebenfalls weitere Förderung. So wurden Tafeln, Merkblätter und Lichtbilder über Verfassungs- und Bevölkerungsfragen herausgebracht. Ebenfalls Lehrmittel über die Textilwirtschaft, Landwirtschaft, Grundlagen der Ernährung usw.

Seiner Einstellung entsprechend hat der Datsch auch die Fragen der Fertigung weiter gefördert. Besonders zu erwähnen ist hier die Inangriffnahme eines überaus wichtigen Gebietes, über das bisher so gut wie keine Unterrichtsmittel vorhanden waren, nämlich das Dampfkesselwesen. Gegen Ende des Jahres werden die hier in Arbeit befindlichen Lehrmittel in der Öffentlichkeit erscheinen.

Eine weitere Förderung hat auch die Berufsberatung im Deutschen Ausschuß gefunden, und zwar ist hier besonders die Schaffung von Anschauungsmaterial für Berufsberatungsstellen zu erwähnen. Es werden für diese Stellen sogenannte Schaukästen hergestellt, die Musterbeispiele und Abbildungen aus den einzelnen Berufen enthalten und den Ratsuchenden ein anschauliches Bild von der Tätigkeit in den einzelnen Berufszweigen geben sollen.

Die „Technischen Sprachblätter“, die den Ingenieur mit den Betriebsausdrücken des amerikanischen Englisch bekannt machen sollen, haben ebenfalls durch mehrere weitere Lieferungen aus verschiedenen Gebieten der Technik eine Förderung erfahren.

Insbesondere ist im Berichtsjahr auch für die vertiefte Praktikantenausbildung in den Werkstätten ein Fortschritt erzielt worden, indem man zunächst für Berlin durch Schaffung eines Praktikantenamts eine enge Verbindung der Ausbildungsstätten mit der Hochschule ins Leben rief. Diese Einrichtungen werden in Hoch- und Mittelschulen in ähnlichem Sinne weitere Ausbreitung finden. Der Datsch gibt ein verbessertes Werkarbeitsbuch als Tagebuch des Praktikanten während seiner Werkstättenzeit heraus, das für die Prüfungen an Hoch- und Mittelschulen neuerdings besonders gewertet wird.

Auch in Zusammenarbeit mit dem im Herbst 1925 gemeinsam von dem Reichsverband der Deutschen Industrie, der Vereinigung der Deutschen Arbeitgeberverbände und dem Deutschen Ausschuß für Technisches Schulwesen in Fühlungnahme mit dem Deutschen Industrie- und Handelstag gegründeten Arbeitsausschuß für Berufsausbildung hat der Datsch wertvolle Arbeit geleistet. Als wichtigstes ist hier vielleicht die Inangriffnahme der Berufsabgrenzung in der mechanischen Industrie zu nennen. Hierüber gibt am besten ein Aufsatz von Werkschulleiter Dr.-Ing. Heilandt Auskunft, der in Nr. 1 der Zeitschrift „Technische Erziehung“ erschienen ist. Diese Zeitschrift, die im August erstmalig erschien, ist das neue Organ des Arbeitsausschusses und bildet zugleich die Fortsetzung der seit einer Reihe von Jahren erscheinenden DA-Mitteilungen des Datsch. Die neue Zeitschrift, die das gesamte technische Erziehungswesen behandeln soll, wird bis auf weiteres monatlich in einem Umfang von 8 Seiten erscheinen. Die Schriftleitung besorgt Dr.-Ing. Harm, der Geschäftsführer des Datsch.

d) Der Deutsche Schulschiff-Verein.

Der Deutsche Schulschiff-Verein, dem unser Vorsitzender seit langen Jahren als Mitglied seines geschäftsführenden Ausschusses angehört, hat sich im Einverständnis mit den Reedereien entschlossen, ein zweites Schulschiff bauen zu

lassen. Maßgebend hierfür war die in sachkundigen Kreisen der deutschen Handelsschiffahrt vorherrschende Überzeugung, daß die Ausbildung zukünftiger Schiffsoffiziere nach wie vor auf Segelschiffen beginnen muß, da nur dort die Übung in allen seemännischen Handfertigkeiten und vor allem die Erziehung zu Sicherheit, Mut und Entschlossenheit erreicht werden kann. Infolge der Ablieferung der beiden neuesten Schulschiffe des Deutschen Schulschiff-Vereins an den Feindbund und die Verringerung der Zahl der Handelssegler in großer Fahrt reichen auf die Dauer die vorhandenen Ausbildungsmöglichkeiten zukünftiger Schiffsoffiziere nicht mehr aus; es mußte daher Vorsorge getroffen werden, daß auch in den folgenden Jahren genügend junge Seeleute sich die für die Ablegung der nautischen Prüfungen geforderte 24 monatige Fahrzeit auf Segelschiffen erwerben können. Da der Deutsche Schulschiff-Verein nach Lage der wirtschaftlichen Verhältnisse nur über geringe eigene Mittel verfügt, so ist ihm unter Berücksichtigung seiner wertvollen Tätigkeit für Deutschlands Handelsschiffahrt und unter Zustimmung des Verbandes Deutscher Reeder vom Reiche aus dem Fonds zur Bekämpfung der Arbeitslosigkeit in der Werftindustrie ein Teil der Bausumme als Darlehn bewilligt worden. Der Neubau ist bei der Werft Joh. C. Tecklenburg A.-G. in Bremerhaven-Wesermünde in Auftrag gegeben und soll im August 1927 geliefert werden.

Ogleich der Jahresbeitrag des Deutschen Schulschiff-Vereins für persönliche Mitglieder jetzt nur 50 Mark gegen 200 Mark vor dem Kriege beträgt, nimmt die Zahl seiner Mitglieder nicht zu. In Rücksicht auf die geplante Erweiterung seiner Ausbildungstätigkeit ist es dringend zu wünschen, daß sich eine größere Zahl an Handel und Schiffahrt interessierter Persönlichkeiten zur Förderung dieses vaterländischen Unternehmens bereitfinden läßt.

Das Schulschiff „Großherzogin Elisabeth“ war im Frühjahr 1901 im oldenburgischen Hafen von Elsfleth in Dienst gestellt. Als das Schulschiff nach der üblichen Auslandsreise im März 1926 nach der Weser zurückkehrte, veranstaltete die Stadt Elsfleth zur Feier der 25. Wiederkehr der Ersteinstellung für die Besatzung des Schulschiffes, unter gleichzeitiger Einladung des geschäftsführenden Ausschusses des Deutschen Schulschiff-Vereins, eine Festlichkeit, die einen überaus angeregten, schönen Verlauf nahm.

Für die auf dem Schulschiff „Großherzogin Elisabeth“ zur Einstellung kommenden jungen Leute sind fortan an Pensions- und Kleidergeld 1000 Mark für das erste Ausbildungsjahr und bei Beginn des zweiten Ausbildungsjahres weitere 500 Mark zu zahlen. Trotz dieser Erhöhung, die sich für die Indiensthaltung des Schulschiffes als notwendig herausgestellt hatte, ist der Andrang von geeigneten jungen Leuten immer noch sehr groß. Auf den ersten Blick erscheint die Forderung von 1500 Mark für die zweijährige Ausbildung einschließlich Bekleidung ziemlich hoch zu sein, doch ändert sich diese Ansicht sofort beim Vergleich mit den Aufwendungen für junge Leute während der Lehrjahre in anderen gleichwertigen Berufen, wobei auf die gleiche Zeitspanne zusammengerechnet für Unterbringung, Beköstigung, Bekleidung usw. eine erheblich höhere Summe aufzuwenden ist, als der Deutsche Schulschiff-Verein fordern muß.

e) Der Deutsche Seeschiffertag

fand unter dem Vorsitz von Herrn Holm, Flensburg, am 23. März in Lübeck statt.

Seeunfalluntersuchungsgesetz.

Der Vorsitzende erneuerte das auf früheren Seeschiffahrtstagen ausgesprochene Ersuchen um eine baldige Herausgabe des Entwurfs. Diesen Gedanken erweiterte Herr C. Schroedter. Er unterstrich die Notwendigkeit der Herausgabe und sprach seine Genugtuung darüber aus, daß das von Schiffahrtskreisen bisher vermutete Hindernis für ein Erscheinen des Entwurfs, nämlich ein noch im Entstehen begriffener, der Tendenz des alten Gesetzes zuwiderlaufender Entwurf des Reichsverkehrsministeriums, beseitigt sei.

Herr Ministerialrat Dr. Lahr erklärte hierauf: „Auf dem XI. Deutschen Seeschiffahrtstage hat der Herr Reichswirtschaftsminister die Notwendigkeit einer Revision des Seeunfallgesetzes anerkennen und seine Bereitwilligkeit erklären lassen, etwaige Vorschläge des Seeschiffahrtstages zur Abänderung des Gesetzes zu prüfen und Weiteres zu veranlassen, soweit sich dies mit der Finanzlage des Reiches vereinen lassen würde. Auf die spätere Erklärung des Seeschiffahrtstages, die gedruckte Niederschrift über seine XI. Tagung solle als das von ihm vorgelegte Material behandelt werden, ist im Reichswirtschaftsministerium unter Zugrundelegung des alten Bundesratsentwurfs ein Referentenentwurf ausgearbeitet worden, in dem ein großer Teil der Anregungen des Deutschen Seeschiffahrtstages berücksichtigt worden ist. Da aber vor Vorlage des Entwurfs an die Öffentlichkeit eine Klärung verschiedener grundsätzlicher Fragen, die auch andere Ressorts berühren, stattfinden muß, haben sich Verhandlungen zwischen den beteiligten Stellen entsponnen, die noch nicht zu einem Abschluß gebracht werden konnten. Das Reichswirtschaftsministerium hofft, daß dies bald möglich sein wird.“

Abänderung der Seestraßenordnung.

(Kommissionsbericht.)

Der letzte Seeschiffahrtstag hat folgende EntschlieÙung einstimmig angenommen:

„Der XII. Deutsche Seeschiffahrtstag ernennt einen Ausschuß von 11 Mitgliedern mit der Aufgabe, die Wünsche und Anregungen betreffend Änderung der Seestraßenordnung zu regeln und durchzuberaten, damit das so vorbereitete Material als Unterlage bei den internationalen Verhandlungen über die Änderung der Seestraßenordnung dienen kann.

Der XII. Deutsche Seeschiffahrtstag bittet die Reichsregierung zu gegebener Zeit auf eine internationale Beratung über die Frage der Änderung der Seestraßenordnung hinzuwirken und zu den Verhandlungen Vertreter des Deutschen Seeschiffahrtstages hinzuzuziehen.“

Der vom XII. Deutschen Seeschiffahrtstag ernannten Kommission ist eine Fülle von Vorschlägen überreicht worden. Diese Vorschläge kamen aus der Praxis, aus Kreisen der Verbände, des Deutschen Nautischen Vereins und anderen Interessengruppen. Die Meinung aller Kommissionsmitglieder geht dahin, daß das internationale Gesetz keine Umgestaltung erfahren soll, weil es sich im Laufe der langen Jahre recht gut bewährt hat. Die Seestraßenordnung ist in allen Teilen reiflich durchdacht. Die von der Kommission vorgeschlagenen Änderungen sollen im wesentlichen nur Zusätze bringen, die durch die Modernisierung der Schiffahrt erforderlich erscheinen.

Wohl selten sind zu einer vom Seeschiffahrtstag aufgeworfenen Frage die Antworten so reichlich gekommen wie in diesem Falle. Fast jeder Berufs- oder nautische Verein hat rege mitgearbeitet, das beweist, daß nicht nur ein starkes Interesse für die Änderung der Seestraßenordnung vorliegt, sondern daß dafür auch ein hohes Bedürfnis vorhanden ist. Die zahlreichen Vorschläge bringen nämlich im großen ganzen dieselben Forderungen. Wir können also mit gutem Recht sagen, daß die im Bericht der Kommissionen niedergelegten Wünsche und Forderungen die Meinung der ganzen deutschen Schiffahrtswelt umfassen.

Folgende EntschlieÙung fand einstimmige Annahme:

„Ein vom XII. Deutschen Seeschiffahrtstag ernannter Ausschuß hat nach Anhörung der deutschen Schiffahrtskreise Änderungsvorschläge für die Seestraßenordnung gemacht.

Die Reichsregierung wird gebeten, diese Vorschläge als Wünsche der deutschen Schiffahrt auf einer anzustrebenden internationalen Beratung über Änderung der Seestraßenordnung zu betrachten. Die Reichsregierung wird ferner gebeten, Mitglieder des Seeschiffahrtstages zu den kommenden internationalen Beratungen hinzuzuziehen.“

Die Schiffahrt im Entwurfe eines allgemeinen deutschen Strafgesetzbuches.

Auszug aus dem Vortrag des Herrn Dr. O. Bramslöw.

Das geltende Strafgesetzbuch stammt aus dem Jahre 1871. Im Strafrecht ist das Reformbedürfnis nicht so groß wie auf den übrigen Rechtsgebieten. Veränderung der sozialen Verhältnisse und Wechsel der kriminalistischen Anschauungen erfordern aber schon lange eine gründliche Reform auch hier. Zudem sind erhebliche technische Mängel vorhanden. Hinderlich für den Praktiker im Gerichtssaal, ein Hemmnis für die gleichmäßige Bestrafung, zum Teil ergeben sich auch unbillige Härten für den Rechtsbrecher. Seit der Jahrhundertwende gemeinsame Arbeit von Theoretikern und Praktikern zwecks gründlicher Reform. Von den Kommissionsentwürfen ist der von 1919 am besten; seine seerechtlichen Belange sind auf dem IX. Seeschiffahrtstag erläutert worden. Der XII. Seeschiffahrtstag hat sich mit den geplanten Bestimmungen hinsichtlich blinder Passagiere beschäftigt. Seitdem eifrige Weiterberatung in Fachvereinigungen, Besprechungen in der Presse. In den letzten Jahren erfolgreiche Zusammenarbeit der amtlichen Stellen Deutschlands und Österreichs, erfreuliche Aussicht auf einheitliche Prägung beider Strafrechte, zudem ein Schritt zu der besonders im Seerecht wünschenswerten internationalen Rechtsangleichung. 1925 hat das Reichsjustizministerium den „amtlichen Entwurf eines allgemeinen deutschen Strafgesetzbuches“ veröffentlicht. Zweck: allgemeine Stellungnahme, vor allem der besonders betroffenen Berufskreise. Die Eigenart der Schiffahrt erfordert besonderen Schutz für sämtliche Beteiligten.

Der von Herrn Referenten gestellte Antrag auf Einsetzung eines Ausschusses fand Zustimmung.

Einheitliche Markung der Lotleine nach Metern.

Bericht des Herrn Kapitän W. Müller.

Die Frage der einheitlichen Markung der Lotleine nach Metern ist bereits seit einer Reihe von Jahren Gegenstand der Erörterungen gewesen. Der Deutsche Nautische Verein hat im Jahre 1906 eine einheitliche Markung der Lotleinen auf

deutschen Handelsschiffen für sehr erwünscht und notwendig gehalten, jedoch die Weiterverfolgung der Angelegenheit sowie die Entscheidung der Frage, ob die Markung in Metern oder Faden vorzunehmen sei, der See-Berufsgenossenschaft überlassen. Der Vorstand der See-Berufsgenossenschaft hat unter dem 10. Januar 1908 beschlossen, eine Markung der Lotleinen nach Metern erst dann in Vorschlag zu bringen, wenn für alle wichtigen Seegebiete deutsche Seekarten vorhanden sein werden.

Die Frage ist sodann anlässlich der Strandung des Bremer Dreimastschoner „Vigelant“ (Spruch des Seeamts Bremerhaven vom 31. März 1917) einer erneuten Prüfung auf Veranlassung des Reichsversicherungsamts durch die See-Berufsgenossenschaft unterzogen worden.

Nach der Auffassung des Reichsversicherungsamts dürfte, wenn der gegenwärtige Zeitpunkt (1917) für ungeeignet gehalten wird, zu der umstrittenen Frage endgültig Stellung zu nehmen, die Zeit nach dem Kriege, in der die Handelschiffahrt neu auszubauen sein würde, geeignet sein, mit einer veralteten und zu gefährlichen Irrtümern Anlaß gebenden Einrichtung aufzuräumen und einen Übergang zu dem seit Jahrzehnten in der Marine bewährten System der einheitlichen Markung von Lotleinen in Metern in die Wege zu leiten.

Da der Deutsche Seeschiffahrtstag der Anregung des Vorstandes der See-Berufsgenossenschaft bisher nicht entsprochen hat, hat die See-Berufsgenossenschaft mit Schreiben vom 5. Februar 1926 wiederum angeregt, die Frage auf die Tagesordnung des Seeschiffahrtstages zu setzen und, wenn irgend möglich, einen Beschluß in der Angelegenheit herbeizuführen.

Nach reiflicher Überlegung und aus eigener praktischer Erfahrung heraus halte ich eine bindende Vorschrift über die Markierung der Lotleine nicht für zweckentsprechend und glaube mich auch in dieser Auffassung wohl mit den meisten Praktikern übereinstimmend. Ich gestatte mir deshalb folgenden Antrag zu stellen:

„Der Seeschiffahrtstag wolle beschließen, eine Kommission, die die Frage der einheitlichen Markung der Lotleine nach Metern im Einvernehmen mit der See-Berufsgenossenschaft prüft und auf Grund dieser Prüfung dem nächsten Seeschiffahrtstag einen Bericht erstattet.“

Entwurf einer Eingabe an das Auswärtige Amt betreffend Seeschiffahrt und Konsulatswesen

wird von Herrn Dr. Droege begründet.

„Der Etatsentwurf für 1926 bringt hinsichtlich des Konsulatswesens die Berücksichtigung eines Teiles der Wünsche, welche wir dem Auswärtigen Amt in dem vom XI. Deutschen Seeschiffahrtstage genehmigten Bericht über die Angelegenheit unterbreitet hatten. Es sollen im Laufe des Jahres 1926 9 Generalkonsulate und 15 Konsulate neu errichtet werden. Weitere 62 Konsulate sind für später vorgesehen. Wir freuen uns, feststellen zu können, daß dadurch ein Teil unserer Vorschläge wegen des Ausbaus der deutschen Berufskonsulate, insbesondere in den Hafenplätzen, der Verwirklichung entgegengeht.

Für Sachverständige im Ausland zur Förderung der deutschen Industrie, des Handels, der Land- und Forstwirtschaft, Sozial- und Kulturpolitik sind für 1926 rund 450 000 RM. gegen 250 000 RM. im Jahre 1925 veranschlagt worden. Die Geringfügigkeit der Erhöhung läßt befürchten, daß durch sie unser Wunsch nach einer hinreichenden Zahl von Schiffahrtssachverständigen bei den wichtigsten Hafenkonsulaten noch nicht die Berücksichtigung findet, welche wir erhofften. Wir bitten das Auswärtige Amt erneut, dieser Frage besondere Aufmerksamkeit zuzuwenden und betonen nochmals nachdrücklich unsere Auffassung, daß wir die alsbaldige Einführung von Schiffahrtssachverständigen bei den wichtigeren Hafenkonsulaten für notwendig halten.“

Die Versammlung gab durch Beifall ihrer Zustimmung zu der Eingabe Ausdruck.

Befähigungsnachweis für Haff- und Flußschiffer für die Befahrung von Seewasserstraßen.

Vortrag des Herrn Seefahrtoberschifflehrer Weltzien, Hamburg.

Die Forderung eines Befähigungsnachweises für die Führer von Fluß- und Hafffahrzeugen ist für den Seeschiffahrtstag nicht neu, schon mehrfach haben wir uns an dieser Stelle mit diesem Antrag beschäftigt. Zuerst im Jahre 1904 auf dem Verbandstag Deutscher Seeschiffvereine und dann wieder auf dem 5. Deutschen Seeschiffahrtstage 1913 wurde mit großer Mehrheit beschlossen, bei den damals zuständigen Regierungsstellen zu beantragen, eine Verordnung zu erlassen, nach welcher von den Führern von Fluß- und Hafffahrzeugen auf den von Seeschiffen befahrenen Gewässern der Nachweis der Befähigung verlangt wurde. Zur Vorbereitung und Klärung der Angelegenheit wählte der 5. Deutsche Seeschiffahrtstag eine Kommission mit dem Auftrag, dem 6. Deutschen Seeschiffahrtstage Bericht zu erstatten und endgültig formulierte Anträge zu unterbreiten. Diese Kommission, der auch ich damals angehörte, hat dann im Laufe des Jahres in mehreren Vollsitzungen sowie in Unterkommissionen teilweise unter Mitwirkung von Regierungsvertretern die ganze Sache eingehend durchberaten und ein Mindestmaß von Anforderungen aufgestellt, die im Interesse der Sicherheit der Seeschiffahrt verlangt werden müßten. Die Arbeiten der Kommission waren so weit gediehen, daß die ganze Materie dem Seeschiffahrtstag zur endgültigen Stellungnahme und Beschlußfassung vorgelegt werden sollte. Da erschien in letzter Stunde, kurz vor dem 6. Seeschiffahrtstag, auf dessen Tagesordnung dieser Punkt bereits gestellt war, ein vom Bundesrat veröffentlichter Entwurf einer Bekanntmachung betreffend den Befähigungsnachweis der Schiffer auf Binnenschiffen. Infolge hiervon trat die Kommission kurz vor dem Seeschiffahrtstag noch einmal zu einer eiligen Sitzung zusammen, um zu der nunmehr gänzlich veränderten Sachlage Stellung zu nehmen. Bei einer Durchsicht des Bundesratsentwurfs zeigte sich, daß derselbe in vielen Punkten nicht mit den Vorschlägen der Kommission übereinstimmte. Der Ausschuß beschloß deshalb, dem 6. Deutschen Seeschiffahrtstag hierüber einen Bericht zu erstatten und die Annahme seiner Vorschläge zu empfehlen. Der 6. Deutsche Seeschiffahrtstag stimmte diesen Vorschlägen zu und empfahl der Kommission, sich, wenn möglich, mit einer Kommission der Vertreter der Binnenschiffahrt in Verbindung zu setzen. Leider unterbrach dann der Krieg zunächst die weiteren Arbeiten der Kommission. Der Verkehr auf unseren großen Strömen hat seit dem Friedensschluß stetig zugenommen, und wir haben doch alle die begründete Hoffnung, daß dies auch fernerhin so bleiben möge. Der Seemannsberuf, wie Sie mir alle zugeben werden, ist ein schwerer Beruf, der hohe Anforderungen an die Nerven stellt. Wo es in unserer Macht liegt, hier erleichternd zu wirken und allseitig anerkannte Mißstände zu beheben, ist es unsere Pflicht, danach zu streben, daß dies geschieht. Ich stelle deshalb den folgenden Antrag:

„Der XIII. Deutsche Seeschiffahrtstag hält es im Interesse der Seeschiffahrt für dringend erforderlich, daß möglichst bald eine Verordnung erlassen wird, enthaltend Bestimmungen über den Befähigungsnachweis für die Führer von Fluß- und Hafffahrzeugen auf den von Seeschiffen befahrenen Gewässern.

Ferner wolle der XIII. Deutsche Seeschiffahrtstag schon heute eine Kommission ernennen, die sich erneut mit dieser Materie zu befassen hat.“

Der Seeschiffertag wählte hierauf eine siebengliedrige Kommission zur weiteren Bearbeitung des Antrages.

Der nautische Offizier und die Technik an Bord.

Vortrag des Herrn v. Ahlefeld.

Der Vortragende führte aus, daß die Klagen der Nautiker, sie würden nicht genügend gehört, zum Teil auf sie selbst zurückfiele, da ein Teil von ihnen es sich angewöhnt habe, allzu wenig über die Erfahrungen während der Fahrten von sich zu geben. Er rief den fahrenden nautischen Offizieren und Kapitänen zu, aus ihrer bisher geübten Zurückhaltung in geeigneter Form mehr herauszutreten, und gab aus den einzelnen Beschäftigungszweigen des nautischen Offiziers Winke, wie das geschehen könnte.

Die Herren der Schifffahrtspresse würden mit Freuden begrüßen, wenn mehr als bisher Aufsätze aus der Feder der fahrenden Nautiker ihnen zugesandt würden; sie wären die gegebenen Persönlichkeiten, um das Wertvolle aus solchen Anregungen den Kreisen der Schifffahrt in geeigneter Weise bekanntzugeben.

Herr Kapt. Freyer, Hamburg, schloß sich der dringlich vorgetragenen Forderung des Referenten um Mitarbeit der Nautiker über den Kreis ihrer unmittelbaren Berufsaufgaben hinaus nachdrücklich an. Was Herr v. Ahlefeld angeregt habe, entspreche einem seit langen Jahren von ihm mündlich und schriftlich ausgesprochenen Wunsch, der im übrigen schon vor dem Kriege von Herrn Albert Ballin den Kapitänen der Hamburg-Amerika-Linie warm ans Herz gelegt worden sei. Voraussetzung aber für das Gelingen des Gedankens sei, daß Anregungen solcher Art, wenn sie von den Kapitänen oder Schiffsoffizieren den Reedereien unterbreitet würden, auch bei diesem auf fruchtbaren Boden fielen. Diese Ausführungen gaben Herrn Dr. Leisler Kiep Gelegenheit, für die Hamburg-Amerika-Linie und, wie er hoffte, auch für alle anderen Reedereien zu erklären, daß die Mitarbeit der Kapitäne und Schiffsoffiziere im Sinne der Anregungen des Referenten stets und gerne willkommen heißen werden würde. Nur unter Ausnutzung aller technischen und wirtschaftlichen Vorteile sei es noch möglich, aus dem Schiffsbetrieb etwas herauszuholen, und dies wiederum könne nur geschehen durch die Mitarbeit fahrender Fachleute. Der Vorsitzende unterstrich diesen Gedankengang.

Internationales Signalbuch.

Von Schiffsoffizier P. Firmenich.

Meine Herren! Vor nun fast einem Jahre wurde vom Reichswirtschaftsminister dem Deutschen Seeschiffahrtstage angekündigt, daß von englischer Seite der Entwurf zu einem neuen internationalen Signalbuche in Bälde den deutschen schiffahrtstreibenden Kreisen zur Stellungnahme zugehen werde. Das Jahr ist vergangen, geschehen ist nichts! Da erscheint es wünschenswert, daß der Deutsche Seeschiffahrtstag als Verkörperung dieser deutschen schiffahrtstreibenden Kreise sich mit dieser Angelegenheit befaßt und schon jetzt eine Stellungnahme vorbereitet, evtl. einen Ausschuß erwählt, der diese Sache bearbeitet.

Zwei Punkte sind bei dieser Stellungnahme vor allem zu beachten. Einmal, daß das Internationale Signalebuch seinem Titel gemäß auch tatsächlich international wird und zweitens, daß das Buch eine vollkommene Umänderung erfahren muß, um den heutigen Verhältnissen einer im Zeichen drahtloser Nachrichtenübermittlung stehenden Seeschiffahrt gerecht zu werden.

Durch eine derartige Umänderung und Kürzung des I. S. würde ein Buch geschaffen werden können, das einmal einen wesentlich geringeren Umfang und damit größere Handlichkeit und geringere Anschaffungskosten verbürgt, aber trotzdem allen Ansprüchen der neuzeitlichen Seeschiffahrt gerecht wird. Ein solches Buch dürfte auf lange Zeit hinaus genügen, bis es auch den weiteren Fortschritten in der Nachrichtenübermittlung, besonders der drahtlosen Telephonie, weichen muß und das Bild flutternder Flaggen und Wimpel zum Traum aus vergangenen Tagen wird. Ich beantrage deshalb:

Der Deutsche Seeschiffahrtstag wolle eine gemeinsame Kommission aus dem Deutschen Nautischen Verein und aus dem Verbands Deutscher Seeschiffer-Vereine einsetzen mit dem Auftrage, die Grundsätze für eine Modernisierung des Internationalen Signalebuches aufzustellen und über das Ergebnis so rechtzeitig dem Vorstände des Seeschiffahrtstages zu berichten, daß die nächstjährige Tagung sich erneut mit dieser Tagung beschäftigen kann.

Der Antrag wird angenommen und eine dreigliedrige Kommission eingesetzt.

Aufgaben des geographischen Unterrichts an den Seefahrtsschulen.

Vortrag des Herrn Prof. Dr. E. H. Schütz, Bremen.

Die Seefahrtsschulen sind Fachschulen, die in erster Linie ihren Besuchern das Wissen zu übermitteln haben, das sie zur Ausübung ihres verantwortungsvollen Berufs unbedingt brauchen, soweit ein solches Wissen überhaupt theoretisch gelehrt und gelernt werden kann.

In dem Mittelpunkte des Unterrichts an den Seefahrtsschulen hat daher unbedingt die Kunst der Schiffsführung zu stehen. Die Kenntnisse der terrestrischen und astronomischen Nautik, das Seestraßenrecht, die Wetterkunde und die theoretische Behandlung der praktischen Seemannschaft sind daher die wichtigsten Unterrichtsfächer auf den Schulen und müssen dort, soweit es die Dauer der Kurse erlaubt, möglichst vollständig gelehrt werden.

Zu diesen Unterrichtsgebieten, die seit alters an den Seefahrtsschulen unterrichtet werden, tritt jetzt als neues Fach außer der Staatsbürgerkunde die Küsten- und Handelsgeographie. Sie fällt in gewissem Sinne aus dem bisherigen Rahmen heraus, was schon der Umstand beweist, daß es bisher auch ohne sie gelang, in ihrem Beruf vollkommen tüchtige Schiffsoffiziere auszubilden. Das neue Fach hat seine Berechtigung daher erst nachzuweisen, und es ist erklärlich, daß ihm manche mit Mißtrauen gegenüberstehen.

Die Beschäftigung mit der Geographie wird aber den Blick des Seefahrtsschülers in jeder Weise erweitern können. Wie unendlich vielseitig das Gebiet ist, das wir uns mit der Geographie erschließen, sehen wir aus den Veröffentlichungen des Berliner Instituts für Meereskunde. Weil wir an den Seefahrtsschulen nur dies eine Fach außer den unmittelbaren Berufsfächern haben, so ist es um so mehr zu begrüßen, daß dieses zu so viel anderen Gebieten des Wissens die Brücke bildet. Im übrigen haben die Physik und die Astronomie, die als Verbreitungsfächer für

Nautik und Seemannschaft zu den unentbehrlichen Grundlagen gehören, ebenfalls die Wirkung, den Gesichtskreis des Seemanns zu erweitern. Man muß dieses beides sehr begrüßen und denke nur, wie viele Vorlesungen, die nicht zu seinem Brotstudium gehören, dem Studierenden an den Technischen Hochschulen geboten werden. Herr Kapitän Da u überschrieb vor einiger Zeit einen lesenswerten Aufsatz in der „Hansa“ über die Ausbildung der Seeleute, „Nicht Gelehrte, sondern Kapitäne“. So sollen auch die Nebenfächer die Seeleute nicht zu Gelehrten machen, sondern sie sollen dazu helfen, sie zu tüchtigen Kapitänen werden zu lassen.

Die Angleichung vorausberechneter Stabilitätskurven an veränderte Ladungsgewichte.

Von Seeschiffahrtsoberlehrer W. Allner.

Es ist schiffbautheoretisch verhältnismäßig leicht, jedenfalls durchaus möglich, für ein Schiff von bekannten Formen Stabilitätskurven zu berechnen, die bestimmten gleichartigen Ladungen entsprechen. Dabei hat man es sogar in der Hand, verschiedenartige Ausrüstungszustände, also Brennstoffvorräte, Tankfüllungen usw. zu berücksichtigen. Solche Kurvenblätter werden gemäß den neuen Unfallverhütungsvorschriften der Schiffsleitung künftig auf allen neu erbauten Schiffen zur Verfügung stehen und ihr mithin ohne die geringste Unbequemlichkeit einen Einblick in die Stabilitätsverhältnisse bei den bezeichneten Ladungen gewähren. Dadurch, daß man hinterher das Verhalten des Schiffes in See beobachtet, wird man dann besser als gegenwärtig in der Lage sein, bezüglich des Mindestmaßes der Stabilität Angaben zu machen, denen beim Bau und bei der Behandlung des Fahrzeuges Rechnung getragen werden kann.

Die Darstellung der stabilitätsvermindernden und -vermehrenden Faktoren gestattet eine dauernde Anpassung an die Anforderungen der Praxis. Sobald nämlich die Schiffsleitung wahrnimmt, daß das Schiff bei der beschriebenen Angleichung der Hebelarme an die Verhältnisse der Normalkurve zu rank bleibt, so kann bei der nächsten Stauung dem Rechnung getragen werden. Derartige Überlegungen werden schon dadurch nötig, daß man die Ballastmenge nicht auf jeden beliebigen Betrag abgrenzen kann, sondern sich nach den zur Verfügung stehenden Tanks richten muß. Auch in solchem Falle läßt das Kurvenblatt die günstigste Lösung erkennen, bei der sowohl die Sicherheit als auch eine gute wirtschaftliche Ausnutzung des Schiffes gewährleistet ist.

Etwaiger bei der Raumfüllung schon vorhandener Ballast müßte bei der Feststellung der bis zur Tiefbeladung möglichen Mehrbelastung mit in Anrechnung gebracht werden. Nach erfolgter Verteilung der letzteren auf Ballast und Deckladung ist natürlich dann nur noch der Überschuß der Ballastmenge hinzuzunehmen.

Jedes erforderliche Ballastgewicht bedingt aber, daß die erst erwähnte Angleichung der Decklastkurven an das veränderliche spezifische Gewicht der Ladung an Genauigkeit verliert. Es wird also streng genommen eine kleine Verbesserung nötig. Sie könnte am einfachsten und ansprechendsten in der Weise vorgenommen werden, daß man den ungefähren Ballastbedarf, der natürlich durch rohen Überblick bei der Kurvenberechnung zu überblicken ist, in diese letztere mit einsetzt.

Die beschriebenen Hilfsmittel gewähren einer Schiffsleitung, die über sie verfügt, einen nicht zu unterschätzenden Einblick in die Abhängigkeiten der aufrichtenden Kräfte. Daß der Nutzen geeigneter Unterlagen bei der Beladung von Holzschiffen längst erkannt ist, davon zeugen die Bestrebungen zur Selbsthilfe, die besonders in der Methode der Decklastbestimmung von Kapitän Sörensen ihren Ausdruck gefunden haben und durch die Untersuchung der Herren W. Möller, Ingenieur Schröder und Kapitän Schubert fortgeführt sind.

Demgegenüber fußen die gemachten Darlegungen auf der Inrechnungstellung der genaueren Formeigenschaften des Schiffes wie auch der Gewichtsverteilung im Raum und an Deck. Die Hilfskurven der Decklastbestimmung passen sich selbsttätig mannigfaltigen Umständen bei der Beladung an, aber natürlich nicht allen Möglichkeiten. So vermögen sie z. B. nicht einer starken Verschiedenheit im spezifischen Gewicht der Raum- und Deckladung gerecht zu werden. Auch in dieser Beschränkung können sie nützen. Es spricht für sie vor allem ihre bequeme Anwendung.

Wenn ein verwickelter Vorgang mit einfachsten Hilfsmitteln gemeistert werden kann, so steckt die Arbeit natürlich in der Anfertigung dieser Hilfsmittel. Sie trifft hier den Konstrukteur und den Konstruktionsrechner. Es ist aber kaum anzunehmen, daß irgendeiner der seefahrenden Herren mit dieser Arbeitsteilung unzufrieden sein wird.

Hiermit war die Tagesordnung erledigt. Herr Holm dankte in einem herzlich gehaltenen Schlußwort allen Mitarbeitern für die Unterstützung und für das Gelingen des XIII. Deutschen Seeschiffahrtstages. Herr Prof. Dr. Bolte, Hamburg, spiegelte die Empfindung aller Teilnehmer des Schiffahrtstages wider, als er die vorbildliche Leitung der Tagung anerkennend hervorhob.

f) Reichskuratorium für Wirtschaftlichkeit.

Vorsitzender: Dr.-Ing. e. h. Carl Friedrich von Siemens,

Stellv. Vorsitzender: Generaldirektor Dr.-Ing. e. h. Köttgen,

Geschäftsführendes Vorstandsmitglied: Generaldirektor a. D. H. Hinenthal,

Geschäftsstelle: Berlin NW 6, Luisenstraße 58/59,

ist die Zentralstelle für alle Rationalisierungsarbeiten und die Gemeinschaft von führenden Männern des deutschen Staats- und Wirtschaftslebens, die sich für die Steigerung des Wirkungsgrades schaffender Arbeit verantwortlich fühlen.

Mit Rücksicht auf die Bewilligung größerer Geldmittel von seiten der Regierung ist der Arbeitsbereich des R. K. W., der vorher auf Industrie und Handwerk beschränkt war, auf das gesamte Wirtschaftsgebiet angedehnt worden. Aus diesem Grund hat sich eine Umstellung des R. K. W. als notwendig erwiesen. § 1 der Satzungen lautet nunmehr wie folgt:

„Das Reichskuratorium für Wirtschaftlichkeit mit dem Sitze in Berlin bezweckt unter Ausschluß von Erwerbs- und politischen Zwecken die Hebung der Wirtschaftlichkeit auf allen Gebieten der gesamten Wirtschaft.

Es hat insbesondere die Aufgabe, diesem Zweck dienende Arbeiten als zentrale Stelle einzuleiten, zu verfolgen und zusammenzufassen, sowie die Ergebnisse zu verbreiten. Die unmittelbare Bearbeitung der Aufgaben erfolgt durch die dem Reichskuratorium für Wirtschaftlichkeit angeschlossenen oder nahestehenden Körperschaften nach den Richtlinien des Reichskuratoriums.

Das Reichskuratorium für Wirtschaftlichkeit kann auch Aufgaben übernehmen, deren Bearbeitung Behörden bei ihm anregen.

Ein wirtschaftlicher Geschäftsbetrieb findet nicht statt.“

Das R.K.W. hat sich zunächst solchen Aufgaben zugewendet, welche die gesamte Wirtschaft befruchten sollen.

Von den besonders wichtigen Arbeitsgebieten des R.K.W. seien folgende erwähnt:

Der „Normenausschuß der Deutschen Industrie“ (N. D. I.), dessen langjährige erfolgreiche Arbeiten bekannt sind, bearbeitet zur Zeit insbesondere Normen für die Textilindustrie, für den landwirtschaftlichen Maschinen- und Gerätebau sowie für hauswirtschaftliche Geräte, ferner für das wichtige Gebiet der Reichshochbaunormung.

Der „Ausschuß für wirtschaftliche Fertigung“ (A. w. F.) bearbeitet zur Zeit u. a. die alle Industriezweige durchsetzenden Gebiete der Fließarbeit, der betriebstechnischen Arbeitsvorbereitung, der Energieleitung, des Förderwesens.

Der „Reichsausschuß für Lieferbedingungen“ (RAL) hat die Aufgabe, einheitliche Lieferbedingungen für wichtige Gegenstände des täglichen Bedarfs zu schaffen und zu verbreiten. Behandelt werden zur Zeit: Industrie- und Werkstoffe (Anstrichmittel, Leder, Textilien, Putzmaterialien, Asbest, Seifen, Leim, Papier), Nahrungs- und Genußmittel, Bureauaterialien und Verpackungsmaterialien.

Der „Ausschuß für wirtschaftliche Verwaltung“ (A. w. V.) behandelt die Gebiete, Bureauwesen, Arbeitstechnik, Rechnungswesen, Betriebsregelung, Bankwesen, Verkaufswesen.

Die „Hauptstelle zur Förderung der Altstoff- und Abfallverwertung“ (H. F. A. V.) hat die Aufgabe des Studiums der einschlägigen Verhältnisse und des gegenwärtigen Standes der Altstoff- und Abfallverwertung in der deutschen Volkswirtschaft, sowie die Erörterung der hieraus zu ziehenden Folgerungen.

Das „Forschungsinstitut für rationelle Betriebsführung im Handwerk, Karlsruhe“ (F. r. B. H.) hat die Aufgabe, für die Förderung und Weiterbildung der Betriebswirtschaft im Handwerk zu wirken und wissenschaftliche Forschungsarbeiten hierfür auszuführen. Als Zentralstelle des Reichsverbandes des Deutschen Handwerks für Rationalisierung der Handwerksbetriebe erstreckt es seine Wirksamkeit über ganz Deutschland. Das Institut ist die betriebswirtschaftliche Beratungsstelle für das deutsche Handwerk; die Beratung erstreckt sich sowohl auf betriebstechnische wie auf kaufmännische Fragen.

Zwecks Rationalisierung der Haushaltungsbetriebe arbeitet das R.K.W. mit dem „Hausfrauenausschuß der städtischen und landwirtschaftlichen Hausfrauenvereine“.

Die „Arbeitsgemeinschaft Deutscher Betriebsingenieure“ (ADB) hat sich zum Ziel gesetzt, über die Rationalisierungsbestrebungen der verschiedenen Organisationen, die sich mit derartigen Fragen beschäftigen, ihre Ortsgruppen aufzuklären und Anregungen für solche Bestrebungen, die von den Ortsgruppen ausgehen, entgegenzunehmen und an die zuständigen Stellen weiterzuleiten und damit die Einführung rationeller Arbeitsverfahren in der deutschen Industrie zu fördern.

Der „Deutsche Ausschuß für technisches Schulwesen“ (Datsch) behandelt als Zentralstelle das gesamte technische Ausbildungs- und Unterrichtswesen von der Berufsschule bis zur Technischen Hochschule. An neuzeitlichen Lehrmitteln hat der Datsch veröffentlicht: Lehrgänge für Maschinenbau, Modelltischler, Schlosser, Former usw., Unterrichtsblätter für Gewinde, Passungen, Keile, Durchmesser usw., Modelle und Lehrtafeln.

Der „Reichsausschuß für Arbeitszeitermittlung“ (Refa) fördert die Weiterentwicklung der wissenschaftlichen und praktischen Forschung auf dem Gebiete der Stückzeitberechnung. Die wesentlichen Grundsätze zeitgemäßer Stückzeitberechnung sind in den beiden Refa-Mappen über „Spanabhebende Formung“ und „Spanlose Formung“ enthalten.

Die „Arbeitsgemeinschaft Technik in der Landwirtschaft“ (ATL) bezweckt die Förderung der landwirtschaftlichen Technik mit dem Ziel, das deutsche Volk aus eigener Erzeugung zu ernähren. In Gemeinschaftsarbeit sollen Techniker und Landwirte nach den Richtlinien der ATL die technische Entwicklung aller einschlägigen wirtschaftlichen Einrichtungen und Maßnahmen fördern und in den Dienst der heimischen Landwirtschaft, der Forstwirtschaft und des Gartenbaues sowie ihrer Nebengewerbe stellen.

Die „Hauptstelle für Wärmewirtschaft“, Darmstadt (H. f. W.), ist die übergeordnete Stelle für die Förderung der Wärmewirtschaft auf allen Gebieten der Wärmeverwendung zwecks Verbesserung der Wärmeausnutzung und damit Erhöhung der Wirtschaftlichkeit. Ihre Tätigkeit umfaßt deshalb sowohl die industriellen und gewerblichen Betriebe als auch den Einzelhaushalt.

I. Der Ausschuß für wirtschaftliche Fertigung (AWF).

Nachdem vom Reich vom Jahre 1925 ab wieder Mittel für die Arbeiten des Reichskuratoriums zur Verfügung gestellt wurden, konnte auch der Ausschuß für wirtschaftliche Fertigung seine Arbeiten wesentlich erweitern. Nachstehend sei eine kurze Übersicht über die bearbeiteten Gebiete gegeben.

1. Hilfswissenschaften der Technik.

A. Graphisches Rechnen. Die wirtschaftlichen Vorteile des graphischen Rechnens werden durch Vorträge verbreitet, die Selbstanfertigung von Rechentafeln durch Abhaltung seminaristischer Übungskurse und durch Herausgabe leicht faßlicher kurzer Anleitungen gefördert. Auf Wunsch werden gebrauchsfertige Rechentafeln für die verschiedenen Zwecke ausgearbeitet. Berichte über die in der Literatur erscheinenden Rechentafeln werden laufend in den AWF-

Mitteilungen veröffentlicht, um dadurch den Nachweis ihrer vielseitigen Anwendbarkeit zu erbringen.

B. Getriebelehre. Der Ausschuß sieht seine Hauptaufgabe darin, Getriebedarstellungen zu schaffen, die unmittelbar für den Konstrukteur und auch für den Unterricht bestimmt sind und den Praktiker in Stand setzen sollen, den Überblick über die vorhandenen Getriebe aller Gebiete zu gewinnen und für seine Aufgabe zu verwerten. Es sind Getriebeblätter und Getriebefilme in Bearbeitung. Ferner werden im Winter 1926/27 technisch-wissenschaftliche Vorlesungen über die Getriebe der Maschinen, Zahnradgetriebe, Getriebe der Werkzeugmaschinen und Flüssigkeitsgetriebe abgehalten.

2. Werkstoffe.

A. Einfache Prüfverfahren und Lieferbedingungen. Dieses Gebiet wurde dem Reichsausschuß für Lieferbedingungen übertragen. Innerhalb des AWF. wurde lediglich das Betriebsblatt Nr. 30 „Anwendung und Behandlung von Leim in der holzbearbeitenden Industrie“ und das AWF.-Merkblatt „Die Schleifscheibe“, ihre Wahl, Verwendung und Behandlung“ behandelt.

B. Härten. Es ist die Bearbeitung einer Broschüre „Auswahl und Behandlung von Konstruktions- und Werkzeugstählen für die Praxis“ in Angriff genommen.

3. Technische Arbeit.

A. Ausschuß für Maschinen- und Handarbeit. a) Maschinenarbeit. Nach Abschluß der Arbeiten zur Schaffung von Hilfsmitteln für die Stückzeitvermittlung in Form von Maschinenleistungskarten stellte sich der Ausschuß die Aufgabe, Richtwerte für Schnittgeschwindigkeiten und Spanquerschnitt auf Grund eingehender Untersuchungen zu ermitteln. Eine Reihe von Tafeln wurden herausgebracht. Neben diesen Arbeiten befaßte sich der Ausschuß mit der Frage der Gestaltung von Drehstahlschneiden, der Ausnutzung von Werkzeugmaschinen insbesondere von Drehbänken, der einheitlichen Markenbezeichnungen von Hochleistungsstählen. In einem Betriebsblatt wurde das Anstellen des Drehstahles behandelt.

b) Handarbeit. Nach Fertigstellung der Vordrucke für Zeitaufnahmen und Arbeitsunterweisungskarten, der Richtlinien für die Einführung des Zeitakkordes wandte sich der Ausschuß für Handarbeit eingehend der Frage der Verlustzeitermittlung zu, wofür Richtlinien und Vordrucke geschaffen wurden.

B. Spanlose Formung. Im November 1924 wurde ein Ausschuß für spanlose Formung gegründet zunächst für die drei Gebiete des Schmiedens, des Spritzgusses und der Stanzereitechnik.

a) Schmieden. Zunächst wurde das Schmieden von Profileisen zur systematischen Bearbeitung herausgegriffen und hierbei die angewandten Schweißverfahren der Feuerschweißung, der Gasschmelzschweißung und der Elektroschweißung berücksichtigt. Als Ergebnis dieser Arbeiten liegen Aufstellungen von Arbeitsgängen mit dem dazugehörigen Zeit- und Energieverbrauch vor, die für die Kalkulation verwandt werden können.

Auch das Gebiet des Freiformschmiedens und des Gesenkschmiedens ist in den Rahmen der Arbeiten hineingezogen worden.

b) Spritzguß. Zunächst wurden die Legierungen und ihre Anwendungsbereiche bearbeitet, und zwar durch Versuche, die zusammen mit der Gesellschaft für Metallkunde durchgeführt werden. Eine aufklärende Broschüre über die Herstellungsverfahren, über die Richtlinien für die Konstruktion und wirtschaftliche Betrachtungen über den Spritzguß liegt druckfertig vor; sie wird jedoch erst veröffentlicht, wenn das Ergebnis der Untersuchungen der Spritzgußlegierungen vorliegt.

c) Stanzereitechnik. Der Ausschuß stellte zunächst eine begriffliche Ordnung und Systematik auf dem Gebiet der Stanzereitechnik her. Auf diesen Grundplan aufbauend wurden einheitliche Benennungen für die Werkzeuge und deren Bestandteile festgelegt. Es werden die Werkzeuge derart weiterbehandelt, daß einheitliche Werkzeugformen aufgestellt werden, die einer späteren Normung der Werkzeugbestandteile dienen sollen und Wirtschaftlichkeitsangaben vorbereiten.

C. Arbeitsvorbereitung. Diese Arbeiten erfolgen in enger Fühlungnahme mit dem Ausschuß für wirtschaftliche Verwaltung. Es wurden besondere Gruppen gebildet zur Behandlung folgender Aufgaben:

Vorbereitung technischer Unterlagen,

Auftragsvorbereitung,

Begriffsbestimmungen,

Technische Vor- und Nachrechnung,

mit dem Ziel, allgemein für die verschiedenen Industriezweige anwendbare Richtlinien für die Arbeitsvorbereitung aufzustellen.

D. Fließarbeit. Der Ausschuß stellte zunächst eine genaue Begriffsbestimmung und einen Grundplan der Fließarbeit auf, um die einzelnen Teilaufgaben übersichtlich zu ordnen. Die Hauptaufgabe bestand darin, die bisher gewonnenen Erkenntnisse über Fließarbeit der Industrie zur Verfügung zu stellen, wie beschlossen wurde mit der Herausgabe des allgemein bekannten Buches „Fließarbeit“, Beiträge zu ihrer Einführung.

Nach Abschluß dieser grundlegenden Arbeit hat sich der Ausschuß die Aufgabe gestellt, mit den einzelnen Industriezweigen in enge Fühlung zu kommen, um die Möglichkeiten zur Einführung der Fließarbeit zu erörtern und den Gedanken weiter zu verbreiten.

In Leipzig fand eine 1. Tagung „Fließarbeit“ statt anläßlich der Leipziger Frühjahrmesse, im Herbst d. J. ist in Verbindung mit der Kölner Herbstmesse eine Ausstellung „Fließarbeit“ und eine 2. Tagung in Vorbereitung.

4. Gemeinkostengebiete.

a) Energieleitung. Die früher vom Ausschuß in die Wege geleiteten Untersuchungen gerieten aus finanziellen Gründen zum Teil ins Stocken. Es wurden bei verschiedenen Firmen in eigenen Laboratorien wertvolle Versuche durchgeführt und zu einem gewissen Ende gebracht. Die Weiterarbeit auf der ur-

sprünglichen Grundlage ließ sich aus Mangel an Mitteln nicht in wünschenswertem Umfang durchführen, so daß der Ausschuß vor kurzer Zeit beschloß, die Hauptarbeit nicht mehr durch Versuche zu leisten, sondern vorwiegend durch Erfahrungsaustausch der beteiligten Kreise, die an verschiedenen Stellen geleisteten Forschungsarbeiten zu sammeln, auszuwerten und in leicht faßlicher Form den Betrieben zugänglich zu machen. Die letzten Arbeitsergebnisse des Ausschusses: ein Merkheft über zweckmäßige Schmiernuten und das Betriebsblatt über Spannrollen fanden besonderen Beifall.

Gleichzeitig mit der Umstellung ist eine Vergrößerung des Arbeitsbereichs dahingehend erfolgt, daß nicht nur die mechanische Energieleitung, sondern auch die Energieleitung durch Druckluft, gegebenenfalls auch durch Druckwasser, Dampf und Elektrizität bearbeitet werden soll; die letzten Gebiete in Verbindung mit denjenigen Stellen, welche bereits auf diesen Gebieten arbeiten. Es wurden in diesem Sinne bereits Unterausschüsse gebildet:

1. Für den Antrieb von Arbeitsmaschinen,
2. für mechanische Energieleitung,
3. für pneumatische Energieleitung.

b) Förderwesen. Der Ausschuß für Förderwesen setzte seine Vereinheitlichungsarbeiten auf dem Gebiet der Handfahrgeräte fort und gab Richtmaße für einheitliche Räder und Abmessungen von Plattformen heraus.

Die Auswertung wurde durchgeführt durch Untersuchungen, durch Sammlung von Betriebserfahrungen, durch Verbreitung der gewonnenen Ergebnisse in der Industrie sowohl durch Vorträge und Veröffentlichungen. Es wurden Richtlinien für Wirtschaftlichkeitsuntersuchungen im Förderwesen herausgegeben, die zusammen mit verschiedenen Industriezweigen auf ihre Durchführbarkeit nachgeprüft werden. Mehrere Betriebsblätter und eine Broschüre „Lastaufnahmemittel für Kran- und Hängebahnen“ wurden herausgegeben. Anlässlich der Leipziger Frühjahrmesse fand eine „Fördertechnische Tagung“ und eine „Sonderausstellung Förderwesen“ statt. In Verbindung mit dem Ausschuß für Fließarbeit wurde auch die Frage der Materialbewegung in der Fließarbeit in einer besonderen Untergruppe in Frankfurt a. M. aufgegriffen, um Erfahrungen und zweckmäßige Fördermittel in der Fließarbeit zu sammeln. Die Hauptaufgabe des Ausschusses für die Zukunft wird sein, mit den verschiedensten Industriezweigen die Idee des wirtschaftlichen Förderns in die verschiedensten Betriebe zu tragen.

5. Organisation und Selbstkostenwesen.

Diese Arbeiten wurden dem Ausschuß für wirtschaftliche Verwaltung übertragen.

Wie schon an zwei Stellen in dem Bericht erwähnt, wurden durch die Weiterentwicklung einzelne Arbeitsgebiete wegen ihrer Bedeutung für die Wirtschaft so wichtig, daß eine Abtrennung und eine Verselbständigung im allgemeinen Interesse sich als notwendig erwies. Dadurch, daß jetzt vom Reich auch dem AWF gewisse Mittel zur Verfügung stehen, ist die Möglichkeit eines weiteren Ausbaues gegeben.

Dieser Ausbau soll in dem Sinne erfolgen, daß die unmittelbare Bearbeitung derjenigen Gebiete des AWF, die allen Industrien gemeinsam sind, in Zukunft von ihm selbst durchgeführt wird und daß Arbeitsgebiete, die in irgendeiner Industrie typisch sind, nur einleitend und vorbereitend im AWF bearbeitet und auf Anforderung später an die Spitzenorganisationen der betreffenden Industrien abgegeben werden.

II. Reichsausschuß für Lieferbedingungen (RAL).

Nach anfänglicher Bearbeitung des Gebietes der Werkstoffe im Rahmen des Ausschusses für wirtschaftliche Fertigung ist der RAL auf Grund freier Vereinbarungen aller Wirtschaftskreise — Industrie, Handwerk, Groß- und Kleinhandel, Verbraucherschaft, Behörden und Wissenschaft — ins Leben gerufen worden.

Seine Aufgabe besteht darin, einheitliche Lieferbedingungen und Prüfverfahren für Rohstoffe, Halbfabrikate und Fertigwaren (einschließlich Lebensmittel) zu schaffen. Die Arbeitsweise ist auf Gemeinschaftsarbeit zwischen Erzeuger-, Handels- und Verbraucherkreisen abgestellt. Mit denjenigen Auslandsstaaten, welche gleichfalls Lieferbedingungen und Standards aufstellen besteht zum Zwecke des Austausches von Erfahrungen enge Fühlungnahme.

„Lieferbedingungen“ bezwecken die Festlegung von Gütevorschriften und Qualitätsklassen, Vereinheitlichung handelsüblicher Gebräuche bezüglich Handelsmengen, Bemusterung, Verpackung und Lagerung nach jeweiligem Verwendungszweck. Diese Maßnahmen sichern einerseits die Herstellung guter, brauchbarer Erzeugnisse, und andererseits vermitteln die Angleichungen und Vereinheitlichungen große Warenmengen gleicher Beschaffenheit für die Fertigung. Sie ermöglichen die Anwendung wirtschaftlicherer Fertigungs- und Vertriebsmethoden, erleichtern den Absatz im Inland und streben Begünstigung der Ausfuhr an. Indem ausländische gleichlaufende Festsetzungen, soweit es für deutsche Verhältnisse angängig ist, Berücksichtigung finden, wird die Belebung des Güteraustausches angestrebt.

Wie man zweckmäßig diese Waren auf die angegebenen Gütegrade hin untersucht, sollen „Einheitliche, einfache Prüfverfahren“ allen Interessenten vermitteln.

Bisher sind nachfolgende Lieferbedingungen und Prüfverfahren aufgestellt worden und im Druck erschienen:

- RAL. 093 A „Lieferbedingungen für Leder- und Knochenleim“,
- „ 390 A „Lieferbedingungen für Maschinenputztücher“,
- „ 390 B „Lieferbedingungen für Scheuertücher“,
- „ 390 C „Lieferbedingungen für Putzlappen“,
- „ 390 D „Lieferbedingungen für Polierscheiben aus Geweben“,
- „ 849 A „Lieferbedingungen für handelsüblichen Lackspachtel“,
- „ 360 B „Einfache Prüfung von Wolle“,
- „ 391 A „Allgemeine Gütevorschriften und Prüfverfahren für Segeltuch“,
- „ 545 A „Allgemeine Gütevorschriften und Prüfverfahren für Asbestwaren“,
- „ 840 A „Einfache Prüfung von Farben und Lacken“.

Weitere Arbeiten auf den eingangs gekennzeichneten Gebieten sind im Gange. An der Erarbeitung der obengenannten Lieferbedingungen und Prüf-

verfahren haben auch der Handelsschiffs-Normenausschuß (HNA) und der Verein deutscher Schiffswerften, Hamburg, lebhaften Anteil genommen.

Alle Druckschriften des RAL sind zu beziehen von: Beuth-Verlag G. m. b. H. Berlin SW. 19, Beuthstraße 8.

Die Einführung wird auch den Mitgliedern der Schiffbautechnischen Gesellschaft empfohlen. Nur durch vielseitigste Anwendung der Festsetzungen werden für jeden Interessenten und für die gesamte Wirtschaft die damit zu erzielenden Vorteile ermöglicht.

Gedenktage.

Am 11. April feierte unser langjähriges Mitglied, Herr Baudirektor Hartmann in Hamburg, seinen 70. Geburtstag, wozu ihm der Vorstand folgende Depesche sandte:

Herrn Baudirektor Hartmann, Hamburg, Juratenweg 4.

Zu Ihrem siebzigsten Geburtstage senden wir unsere herzlichsten Glückwünsche, indem wir hoffen, daß Sie noch viele Jahre in ungeschwächter Tatkraft in Ihrem Amte wirken möchten.

Berlin, den 11. April 1926.

Der Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft
Busley.

Herr Hartmann schrieb darauf:

Herrn Geheimrat Busley, Berlin NW 6.

Für die mir anlässlich meines 70jährigen Geburtstages freundlichst erwiesene Aufmerksamkeit beehre ich mich, meinen verbindlichsten Dank auszusprechen.

Hamburg, im April 1926.

Baudirektor Hartmann.

Am 15. Dezember war der 70jährige Geburtstag unseres langjährigen Fachmitgliedes Herrn Willy Klawitter in Danzig, den der Vorstand hierzu telegraphisch beglückwünschte:

Herrn Willy Klawitter, Danzig, Klawitterwerft.

Zu Ihrem siebzigsten Geburtstage senden wir Ihnen unsere herzlichsten Glückwünsche. Wir hoffen, daß Sie sich noch lange an dem Weiterblühen Ihrer Werft erfreuen möchten.

Schiffbautechnische Gesellschaft.
Busley.

Herr Klawitter antwortete mit einem herzlichen Dank.

V. Niederschrift

über die geschäftliche Sitzung der 27. ordentlichen Hauptversammlung am
19. November 1926.

Nach § 26 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 1925.
3. Bekanntgabe der Veränderungen in der Mitgliederliste.
4. Ergänzungswahlen des Vorstandes. Es sind zu wählen: drei fachmännische Beisitzer und zwei Beisitzer.
5. Wahl der Rechnungsprüfer für das Jahre 1926.
6. Wahl der beiden gesetzlichen Vertreter.
7. Sonstiges.

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

Beim Beginn derselben sind etwa 50 Gesellschaftsmitglieder anwesend, die sich bis zum Schluß auf etwa 60 erhöhen.

Punkt 1. Die Versammlung verzichtet auf die Verlesung des mit den Vorträgen versandten Geschäftsberichtes 1926 und genehmigt ihn. Der Vorsitzende bittet die Versammlung, sich zu Ehren der Verstorbenen von ihren Sitzen zu erheben, dies geschieht.

Punkt 2. Herr Baurat Schulthes erstattet unter besonderer Anerkennung der Geschäftsführung durch den Herrn Vorsitzenden den Bericht über die Prüfung der Bücher, die er mit Herrn Professor Krainer vorgenommen hat. Die Bücher wurden in Ordnung befunden und ebenso die Kassenführung des Jahres 1925. Die Versammlung erteilt ohne Erörterung einstimmig die von beiden Herren beantragte Entlastung des Vorstandes von der Geschäftsführung des Jahres 1925.

Punkt 3. Die Versammlung verzichtet auf die Verlesung der Namen der eingetretenen und verstorbenen Herren, weil sie bereits in den Jahresberichten aufgeführt sind, die den Mitgliedern mit den Vorträgen übersandt wurden.

Punkt 4. Von den bisherigen fachmännischen Beisitzern scheidet turnusmäßig aus: Herr Professor Dr. Bauer, Hamburg und Herr Werftbesitzer Dr.-Ing. Berninghaus, Duisburg. Auf Vorschlag von Herrn Baurat Schulthes

werden beide Herren durch Zuruf wiedergewählt und erklären sich bereit, die Wahl anzunehmen.

Es stehen nun noch zwei nichtfachmännische Beisitzer zur Wahl: Herr Direktor Amsinck, Hamburg und Herr Reeder Gribel, Stettin. Auch diese werden auf Vorschlag von Herrn Baurat Schulthes durch Zuruf wiedergewählt und nehmen die Wahl an.

In die im vorigen Jahre offen gebliebene Stelle eines fachmännischen Beisitzers hat der Vorstand in dem laufenden Jahre schon Herrn Dipl.-Ing. Walter Blohm, Hamburg, entsprechend § 12 der Satzung einberufen. Seine endgültige Wahl wird durch Zuruf beschlossen.

Punkt 5. Als Rechnungsprüfer werden die Herren Professor Krainer und Baurat Schulthes einstimmig wiedergewählt. Als Ersatzmann wählt die Versammlung Herrn Marine-Oberbaurat Schulz.

Punkt 6. Auf Grund des § 8 der Satzung werden als Vertreter der Gesellschaft im Sinne des § 26 BGB. die Herren Geheimer Regierungsrat Professor Dr.-Ing. Busley und Herr Professor Laas gewählt sowie als ihre Stellvertreter Herr Geheimer Oberbaurat Preße und Herr Direktor Dr. Bauer.

Punkt 7. Zu Punkt 7 der Tagesordnung wird das Wort nicht gewünscht.

Charlottenburg, den 19. November 1926.

v. g. u.

Die gesetzlichen Vertreter:

Carl Busley, Walter Laas.

VI. Unsere Toten.

Das verfllossene Jahr war, wenn man die Zahl unserer heimgegangenen Mitglieder betrachtet, für die Gesellschaft ein recht verlustreiches. Von den 32 verstorbenen Mitgliedern konnten wir die Angaben für die folgenden Nachrufe erlangen:

- Bartel, Wilh., Ingenieur, Hamburg.
Becker, Jakob, Fabrikdirektor, Kalk bei Köln.
Blümcke, Richard, Dr.-Ing., Direktor, Mannheim.
Broström, Dan, Schiffsreeder, Göteborg.
Bruns, Heinrich, Konsul, Kiel.
Fehlert, Carl, Patentanwalt und Dipl.-Ing., Berlin.
Geißler, Richard, Dr.-Ing., Patentanwalt, Berlin.
Glitz, Erich, Köln.
Hein, Theodor, Geheimer Rechnungsrat, Charlottenburg.
Ivers, Christian, Schiffsreeder, Kiel.
Jacobi, Adolph C., Konsul, Bremen.
Kind, Erwin, Korvettenkapitän, Altona C. 4. 11.
Meuthen, Wilhelm, Kaufmann, Mannheim.
Oppenheim, Paul, Dipl.-Ing., Berlin.
Reimers, Heinrich, Marine-Oberbaurat, Düsseldorf.
Schmidt, Willy Oskar, Oberingenieur, Elbing.
Schultenkämper, Friedrich, Werftbesitzer, Elmshorn.
Schumann, Carl, Fabrikant, Hamburg.
Schwiedeps, Hans, Ingenieur, Stettin.
Steinbiß, Carl, Eisenbahndirektionspräsident, Altona.
Thämer, Carl, Wirklicher Geheimer Marinebaurat, Wilhelmshaven.
Thomsen, Peter, Oberingenieur, Kassel.
Weber, Richard, Ingenieur, Berlin.
Zeiter, Friedrich, Professor, Bremen.

WILHELM BARTEL

wurde am 6. Juni 1863 in Geestendorf bei Geestemünde geboren, wo sein Vater Schmiedemeister war. Nach Absolvierung der Bürgerschule in Bremerhaven besuchte er das Technikum in Einbeck und nahm dann zunächst eine Stellung als Schmiedemeister bei Borsig in Tegel an, die er von 1889—1899 bekleidete.

Hierauf war er bis 1909 als Betriebsleiter bei den Howaldtwerken in Diedrichsdorf bei Kiel beschäftigt. In diesem Jahre trat er bei dem Stahlwerk Becker A.-G. in Willich, Rhld., ein, dessen Vertreter für Nordwest-Deutschland in Hamburg er später wurde. Als solcher starb er am 18. Juli 1926 an den Folgen einer Darmoperation.

JAKOB BECKER

wurde am 16. September 1867 in Köln geboren. Nach bestandener Reifeprüfung kam er in die kaufmännische Lehre bei der Firma Felten & Guillaume in Köln-Mülheim, wo er bis zum Jahre 1888 blieb. Anschließend war er 1½ Jahre bei der Firma Langenberg in Haspe tätig, bis er am 1. Juli 1889 als fremdsprachlicher Korrespondent bei der Firma Breuer, Schumacher & Co., der späteren Kalker Maschinenfabrik A.-G., eintrat. Nach wenigen Jahren wurde er hier Prokurist und im Jahre 1902 Direktor. Seiner Initiative verdankte das ihm anvertraute Werk im Laufe der Jahre einen beispiellosen Aufschwung; ungeschwächt brachte er es durch die Stürme der Inflation, um es an seinem Todestage in denkbar bester Verfassung seinen Nachfolgern zurückzulassen.

37 Jahre war der Verstorbene für seine Firma tätig. Aus kleinen Anfängen hat er sie zur Weltgeltung emporgearbeitet. Die Erzeugnisse waren auf dem ganzen Erdball anzutreffen. Selbst die hochentwickelten englischen und amerikanischen Industrien waren Abnehmer des Kalker Werks.

Seinen eigentlichen Fähigkeiten gab der Krieg Gelegenheit zur Entfaltung und außerordentlicher Bewährung. In enger, beratender Verbindung mit dem Wumba hat der Verstorbene, dessen seltene Weitsicht bekannt war, einen maßgebenden Einfluß auf die wirtschaftliche Mobilmachung und Bereithaltung während der Kriegszeit ausgeübt.

Im Laufe der Jahre wuchs er über seinen eigentlichen Wirkungskreis hinaus; an maßgeblicher Stelle in großen Wirtschaftsverbänden hatte er Gelegenheit, seine großen Fähigkeiten unter Beweis zu stellen, und gleichzeitig durch seine Erfolge seinem Werk große Vorteile zu verschaffen. Als Vorsitzender des Vereins Deutscher Werkzeugmaschinenfabriken konnte er schon rechtzeitig gegen Ende 1920 die Gefahren der Inflation von den angeschlossenen Werken durch Schaffung des bekanntgewordenen Verrechnungsindex des Deutschen Maschinenbaus abwenden. Schon zu dieser Zeit hatte er also eine wertbeständige und substanzerhaltende Berechnungsgrundlage eingeführt.

In seiner Vaterstadt Köln besaß der Verstorbene maßgebenden Einfluß in industriellen Kreisen. Er war Vorsitzender des Arbeitgeberverbandes der Metallindustrie für den Reg.-Bez. Köln und gehörte dem engeren Vorstand der Vereinigung Kölner Arbeitgeberverbände sowie dem des Vereins der Industriellen Kölns an.

In seiner übergroßen Bescheidenheit hat Herr Becker zu Lebzeiten fast alle angebotenen Ehrenämter abgelehnt, insofern sie nicht in enger Beziehung zu seiner Tätigkeit standen. Seine Sorge galt ausschließlich und allein dem von ihm geleiteten Werk. Glänzende Angebote schlug er aus, weil er zu sehr mit

der Firma verwachsen war, die er aus lokaler Bedeutung zur Weltfirma entwickelte.

Sein plötzlicher Tod am 31. Oktober 1925, wahrscheinlich die letzte Entwicklungsstufe eines schweren, jahrealten Gallen- und Leberleidens, kam allen, die diesen ehrenhaften und aufrechten Menschen kannten, wie ein Schlag aus heiterem Himmel.

Lange Jahre hat er die Kalker Maschinenfabrik durch gute und schlechte Tage geführt. Die Deutsche Industrie, und vor allen Dingen der Deutsche Maschinenbau verliert in dem Verstorbenen eine seiner markantesten Persönlichkeiten.

Das Andenken an diesen liebenswürdigen, aufrechten Menschen mit vorbildlichen Charaktereigenschaften wird in allen wach bleiben, die ihn kannten und sein sachliches Denken und Handeln zu schätzen wußten.

RICHARD BLÜMCKE

wurde am 15. April 1849 zu Anklam geboren. Nach Beendigung seines Studiums war er bei den Schiffswerften Blohm & Voß in Hamburg und beim Vulkan in Stettin als Ingenieur tätig. Im Jahre 1896 trat er bei der Schiffs- und Maschinenbau A.-G., Mannheim, als Direktor ein. Seiner rastlosen Tätigkeit gelang es bald, die damals noch in kleinen Anfängen stehende Fabrik zu ihrer heutigen Größe und Bedeutung auszubauen. Die Fabrikate der Firma und damit der Name der Stadt Mannheim kamen in alle Länder. Wie er selbst von treuestem Pflichtbewußtsein durchdrungen war, so verlangte Blümcke auch von seinen Mitarbeitern vollste Pflichterfüllung. Dabei war er ein Mann von seltener Herzensgüte, von konziliantem Wesen und von lauterem Charakter. Nach 25jähriger verantwortungsvoller Tätigkeit legte er im Oktober 1921 sein Amt als Direktor nieder, worauf er in den Aufsichtsrat der Gesellschaft gewählt wurde, um bis in die letzten Tage hinein als beratender Ingenieur seine Kenntnisse und Fähigkeiten der Firma zu widmen.

Am 18. Juni 1870 trat Blümcke, der damals an der Gewerbeakademie der späteren technischen Hochschule in Berlin studierte, als Einjähriger in das Gardefüsilier-Regiment in Berlin ein und machte mit diesem Regiment den Feldzug 1870/71 mit Auszeichnung mit.

Als 1914 der Weltkrieg ausbrach, stellte er sich freiwillig, wurde Kompagnieführer der 3. Kompagnie des ersten Mannheimer Landsturm-Infanteriebataillons, war längere Zeit im Etappendienst bei Antwerpen tätig und kam dann als Kommandeur des hiesigen Gefangenenlagers wieder nach Mannheim zurück. Infolge seiner überragenden Kenntnisse und Erfahrungen auf schiffbautechnischem Gebiete und in allen Fragen der Wasserbautechnik war er ein gesuchter Mitarbeiter für Fachzeitschriften.

Des weiteren gehörte Blümcke der Vorstandschaft des Militärvereins Mannheim an, war stellvertretender Vorsitzender der Sektion 4 der Süddeutschen Eisen- und Stahlberufsgenossenschaft Mannheim und erster Vorsitzender dieser Berufsgenossenschaft in Mainz. Er hat sich um Industrie und Schifffahrt, wie um die Schiffs- und Maschinenbautechnik große Verdienste erworben, die

durch die Verleihung des Dokortitels noch besonders gewürdigt wurde. Blümcke zählte auch zu den Gründern der Schiffbautechnischen Gesellschaft, der er lange Jahre als Rechnungsprüfer treu gedient hat. Als Autorität auf dem Gebiete des Schiffbauwesens wurde er vielfach als Sachverständiger berufen.

Er war ein ausgezeichneter Gesellschafter, der von seinen interessanten Erlebnissen in aller Herren Länder anregend und frisch zu erzählen verstand und durch seinen goldenen Humor fesselte. Trotz seines hohen Alters war er von seltener geistiger und körperlicher Rüstigkeit. Der unglückliche Ausgang des Weltkrieges zehrte auch am Mark dieses von starkem Optimismus beseelten treudeutschen Mannes, dem das Vaterland über die Parteien ging. In den letzten Monaten machte sich ein altes Herzleiden wieder stärker bei ihm fühlbar und diesem Leiden ist er nunmehr am 3. Juni 1926 im hohen Alter von 77 Jahren erlegen. Er ruhe in Frieden!

DAN BROSTRÖM.

Der Schiffsreeder Dan Broström wurde am 1. Februar 1870 in Kristinehamn (Schweden) als jüngster Sohn des Schiffsreeders Axel Broström geboren. Er verbrachte seine Jugend im väterlichen Hause in Gothenburg und arbeitete nach dem Abiturientenexamen etliche Jahre bei verschiedenen Schiffsmaklern in Deutschland und England. Bei seiner Rückkunft nach Schweden trat er bei seinem Vater ins Geschäft, das unter seiner Leitung allmählich zu einer der größten und leitenden Reedereien in Schweden heranwuchs.

Beim Tode seines Vaters war Broström Direktor und Teilhaber einer größeren Anzahl von Reedereien und Schiffswerften, wie z. B. der Svenska-Amerika-Linie, Svenska-Amerika-Mexiko-Linie, Svenska-Ostasiatiska Kompaniet, Svenska-Orient-Linie, Angfartygs Göta-Kanal, Götaverken, Eriksbergs Mekaniska Verkstads und anderen. Er bekleidete viele Vertrauensämter und war unter anderem Vorsitzender in Sveriges Allmänna Sjöfartsförening, Sveriges Redareförening, Sveriges Angfartygs Assuransförening und Göteborgs Kungl. Segelsällskap. In der Politik hat Broström längere Zeit als Reichstagsabgeordneter für die Stadt Gothenburg in der Zweiten Kammer gewirkt, und übernahm im Jahre 1914 in der Regierung Hammarskjöld den Posten als Marineminister.

Broström verschied am 24. Juli infolge Verletzungen, die er sich bei einem Autounfall in der Nähe der Stadt Halmstad, auf dem Heimwege von einem Stapellauf in Malmö nach seiner Villa in Särö bei Gothenburg, zugezogen hatte.

HEINRICH BRUNS.

Am 10. August dieses Jahres ist Heinrich Bruns erst 60jährig einem Schlaganfall erlegen.

Er war ein Bremer Kind, Schiffe und Wasser waren ihm vertraut von Kindheit an. Seinem Wunsche, Seeoffizier zu werden, konnte nicht entsprochen werden, weil sein Vater für 8 Kinder zu sorgen hatte. So wurde der Älteste Schiffbauingenieur, der Beruf, der dem des Seemannes am nächsten steht.

Er studierte an der Technischen Hochschule in Charlottenburg und wurde, noch ehe er sein Studium ganz beendet hatte, von seinem verehrten Lehrer, dem Chefkonstrukteur der Marine, Dietrich, in das Reichsmarineamt engagiert, wo er von 1891 bis 1896 tätig war. Er ging dann als Lehrer an das Technikum in Bremen, fand sich aber nicht dafür geeignet und trat in den Dienst der Marine zurück, diesmal als Mitglied einer Schiffsbesichtigungskommission. In seiner späteren Stellung ist ihm diese Zeit außerordentlich zugute gekommen, weil er in ihr sämtliche deutsche Werften und deren Leiter kennenlernte. 1897 trat er auf kurze Zeit wieder in das Reichsmarineamt ein, weil er aber dort keine Möglichkeit des Weiterkommens sah, verließ er den Staatsdienst, um im Herbst 1898 bei der Firma H. Diederichsen in Kiel endlich an die richtige Stelle zu kommen. Er wurde selbständiger Leiter der Abteilung „Technische Vertretungen“, und als solcher ist er im deutschen Schiffbau bekannt.

Die Firma hatte damals nur die Vertretung von Fried. Krupp Grusonwerk, Magdeburg, die Blake Pumpen-Co. und die Mannesmannröhrenwerke. Dank seiner persönlichen Tüchtigkeit und Rührigkeit kamen im Laufe der Jahre unter anderen hinzu: Borsig, Demag, Hydraulik, Schieß, Heckmann, Schmidt Söhne. In dem Maße, als die Firma H. Diederichsen in Ostasien Filialen gründete, dehnte Bruns seine Tätigkeit auf den technischen Export dahin aus, leider hat der Krieg dieser glücklichen Ausbreitung deutschen Gewerbefleißes im fernen Osten zu bald ein Ziel gesetzt.

Mit Ausbruch des Krieges traten an Bruns neue Aufgaben heran. Er selbst war zu alt, um noch zu den Waffen zu eilen, trotzdem er als Reserveoffizier der Matrosenartillerie mit Begeisterung Soldat gewesen war. Durch die Beschaffung von Waffen, Munition und anderem Kriegsgerät half er auch in der Heimat, das Vaterland verteidigen. Als er gegen Ende des Krieges, nachdem er mehrere Jahre ohne Erholungspause durchgearbeitet hatte, zu kurzem Urlaub nach dem Bodensee kam, rief ihn eine Depesche nach Kiel zurück: der U-Bootshafen in Holtenau sollte mit seiner Mitwirkung so rasch als möglich erbaut werden. Dieses Projekt kam aber nicht mehr zur Durchführung.

Es wäre ein lückenhaftes Bild seines Lebens, wollte man im Rahmen dieser kurzen Beschreibung nicht auch von seiner Bedeutung als Segler sprechen. Früher als die meisten deutschen Segler hat er den Reiz der Langfahrt erfaßt und sein Augenmerk darauf gerichtet, seetüchtige Segeljachten zu halten, mit denen er weite Fahrten machte bis nach Kristiania und kreuz und quer über die Ostsee. Mehrfach hat er englische Jachten gekauft und durch dieses hochwertige Material unseren deutschen Jachtkonstrukteuren manche Anregung gegeben. Die Langfahrt dieses Sommers führte ihn nach Stockholm, wo er mit großer Freude Zeuge war der Triumphe, die die deutschen Segler unter Führung des Prinzen Heinrich von Preußen dort errangen. Auf der Rückfahrt von dieser Reise, eine der glücklichsten und gelungensten, die er je gemacht hat, ist er einem Schlaganfall erlegen. Auf seiner geliebten „Gaviota“ ist er heimgebracht worden bei schwerem Sturm über den Großen Belt. Als das Schiff in den Hafen einlief, wehten alle Flaggen auf Halbstock.

CARL FEHLERT

wurde am 20. Februar 1853 als Sohn des Försters Wilhelm Fehlert in Nordkirchen in Westfalen geboren. Er besuchte die Realschule erster Ordnung in Münster bis zum Reifeexamen und danach ein Jahr die königliche Provinzialgewerbeschule zu Münster. Im Herbst 1871 ging er an die Gewerbeakademie zu Berlin, wo er in den akademischen Verein „Hütte“ eintrat und hier dem engeren Freundeskreise von Adolf Slaby, Wilhelm von Oechelhäuser, Carl Busley, Max Krause, Gotthard Sachsenberg, Rudolf Veith und Carl Ziese angehörte. Nach Verlauf von 6 Semestern legte er im Jahre 1873 die Diplomprüfung als Maschineningenieur mit dem Prädikat „sehr gut“ ab und erhielt hierfür ein Regierungsstipendium von 1500 Mark. Im Anschluß daran war er als Ingenieur bei der Maschinenbauanstalt C. Wischer in Stargard in Pommern tätig, die sich mit der Konstruktion landwirtschaftlicher Maschinen und Pumpen, Dampfmaschinen und dem Bau von Brennereien und Brücken beschäftigte. Nach Abgang von Wischer machte er unter Benutzung des Stipendiums eine Studienreise durch Deutschland, Österreich und die Schweiz.

Im Jahre 1875 war er überwiegend als Ingenieur in dem Patentbureau J. Brandt und G. W. v. Nawrocki beschäftigt. Vom 1. Februar bis 30. September 1876 betätigte er sich als Ingenieur bei C. Heckmann, Abteilung für Kupferschmiederei, Messing- und Eisenfabrikate. Dann diente Fehlert sein Jahr beim 1. Garde-Feldartillerieregiment. Vom 1. Oktober 1877 bis 31. Januar 1883 war er wieder als Ingenieur bei der Firma J. Brandt und G. W. v. Nawrocki angestellt. Am 1. Februar 1883 trat er in das Patentbureau C. Kessler ein, das er am 1. Februar 1885 gemeinsam mit dem Patentanwalt Loubier übernahm und das er seit dieser Zeit außer mit Loubier, auch später mit den Patentanwälten Harmsen und Meißner zu hohem Ansehen brachte.

Seit 1884 war Fehlert im Vorstand des Berliner Bezirksvereins Deutscher Ingenieure tätig und ebenso im Patentausschuß des Gesamtvereins. Von 1901 bis zum vorigen Jahre war er Mitglied der Prüfungskommission und des Ehrengerichtes der Patentanwälte. Anfang der neunziger Jahre half er den Verein für gewerblichen Rechtsschutz mitbegründen, in dessen Vorstand er gleich gewählt wurde. Der Schiffbautechnischen Gesellschaft gehörte er seit ihrer Gründung als lebenslängliches Mitglied an. Von 1913 ab war er im Ausschuß des Deutschen Museums in München tätig. Seit 1879 war er Mitglied des elektrotechnischen Vereins und des Vereins zur Beförderung des Gewerbefleißes in Preußen. Im Jahre 1911 übernahm er die Leitung in der Herausgabe der illustrierten technischen Wörterbücher in sechs Sprachen, die er mit großem Erfolge durchgeführt hat.

Fehlert war in den letzten Jahren seines Lebens durch Erkrankung seiner Atmungsorgane und infolge von Lungenentzündung häufig leidend und an einer regelmäßigen Tätigkeit wie in früheren Jahren verhindert. Die andauernde Krankheit hat schließlich zu einem gänzlichen Versagen der Körperkräfte geführt, so daß am 11. Februar während der Nachtruhe ein Aussetzen des Herzens eintrat.

Mit Fehlert ist ein ungewöhnlich begabter deutscher Ingenieur dahingegangen, der stets bemüht war, das Ansehen seines Standes zu heben. Seine Bestrebungen hat der Verein deutscher Ingenieure dadurch gelohnt, daß er ihn schon vor Jahren zu seinem Ehrenmitgliede ernannte.

RICHARD GEISSLER

wurde am 2. März 1883 in Berlin geboren. Sein Vater war Fabrikbesitzer. Er besuchte das Friedrich-Gymnasium in Berlin und dann die Technische Hochschule Berlin-Charlottenburg. Nachdem er das Examen als Diplom-Ingenieur bestanden hatte, widmete er sich der Vorbereitung für den Patentanwaltsberuf, bestand das Patenanwaltsexamen und übernahm im Jahre 1918 das unter der Firma Hopkins & Lenz geführte Patentanwaltsbüro vom Patentanwalt Hopkins, welches er bis zu seinem Tode inne hatte.

Auf Grund einer Dissertation „Schraubenpropeller“ wurde ihm von der Technischen Hochschule Charlottenburg die Würde eines Dr.-Ing. verliehen. Während der Kriegszeit war Geissler zunächst bei der Fliegertruppe Beobachter, darauf Sachverständiger für die Flugzeugfabriken beim Oberkommando Berlin.

Am 2. Juni 1925 starb Geissler, erst 42 Jahre alt, an Herzschlag während einer kurzen Erholungsreise in Swinemünde.

ERICH GLITZ

wurde am 9. November 1875 als Sohn des Kaufmanns Fritz Glitz in Kalk b. Köln geboren. Er besuchte das Gymnasium in Witten a. d. Ruhr, wo er auch sein Abiturientenexamen bestand. Als Lehrling trat er bei der Draht-Industrie in Witten ein und kam im Jahre 1900 nach Köln als Prokurist der Drahtvereinigung.

Im Sommer 1907 wurde er Leiter des Schiffbaustahlkontors in Essen, dem in den Jahren 1915/1916 auch die Grobblech-Inlandsvereinigung und die Grobblech-Auslandsvereinigung angeschlossen wurden, und bekleidete diesen Posten bis zum Jahre 1921. Außerdem war er Leiter des Wellrohr-Verbandes, der Preßteile-Gemeinschaft, der Vereinigung deutscher Feinblech-Walzwerke, des deutschen Stahlbundes Abt. Bleche und anderer Vereinigungen.

Nach der Auflösung des Schiffbaustahl-Kontors im Jahre 1921 übernahm Glitz die Leitung der Exportabteilung der Firma Otto Wolff, Köln, und führte seit Gründung der Eisenausfuhr Otto Wolff & Co. im Jahre 1923 als persönlich haftender Kommanditist die Geschäfte dieser Firma bis zu seinem Tode. Er starb am 8. Juli 1926 an einer schweren Lungenentzündung.

THEODOR HEIN

ist am 17. Juni 1855 als Sohn des Gärtners Christian Hein in Kiel geboren und hat dort auch die Bürgerschule absolviert. Er ist dann beim Schiffbauressort der kaiserlichen Werft in Kiel als Schiffszimmerlehrling eingetreten und hat am 20. Januar 1875 die Gesellenprüfung bestanden. Am 1. November 1877 wurde er in das Zeichenbureau der kaiserlichen Werft in Kiel berufen und am 1. April 1885 zum etatsmäßigen Zeichner ernannt. Am 1. Dezember 1885 wurde er

probeweise nach Berlin in das Reichsmarineamt versetzt, wo er im Schiffskonstruktionsbureau beschäftigt wurde. Am 16. Januar 1904 wurde er in dieser Stellung zum Rechnungsrat und am 13. Januar 1913 zum Geheimen Rechnungsrat ernannt. Am 20. Januar 1925 konnte er sein 50jähriges Dienstjubiläum feiern.

Während seiner langen Dienstzeit in der Marine ist er auch durch verschiedene Ordensverleihungen ausgezeichnet worden. In die Schiffbautechnische Gesellschaft ist er gleich bei ihrer Gründung als Mitglied eingetreten und ist ihr bis zu seinem Tode treu geblieben.

Besondere Verdienste hat sich Hein um den Deutschen Segelsport erworben. Er war nicht bloß ein tüchtiger und geschickter Yacht-Konstrukteur, sondern auch ein bewährter Ratgeber in allen den Yachtbau betreffenden Fragen. Er ist deshalb auch viele Jahre der Obmann des Technischen Ausschusses im Deutschen Segler-Verband gewesen, in welcher Stellung sein Wissen und seine unbeirrbarere Aufrichtigkeit von allen Seiten hoch eingeschätzt worden ist. Die deutschen Segler haben deshalb sein Hinscheiden auch tief betrauert. Er starb an einem chronischen Nierenleiden am 6. Februar 1926.

CHRISTIAN IVERS

wurde am 8. Juni 1846 in Eckernförde geboren, wo er auch die Schule besuchte. Er kam dann nach Kiel zu der Reedereifirma Lohmann. Im Kriege 1870/71, den er im 85. Infanterieregiment mitmachte, wurde er bei Vionville schwer verwundet. Nach seiner Genesung kehrte er nach Kiel zurück und gründete 1876 zusammen mit Paulsen eine Segelschiffsreederei.

Die Reederei sandte ihre Schiffe besonders nach Westindien. Im Laufe der achtziger Jahre gab die Firma Paulsen & Ivers die Segelschiffsreederei auf und wandte sich dem Dampferbetriebe zu, wodurch sie sich im Laufe der Zeit besonders durch die geschäftliche Tüchtigkeit von Ivers zu einer der größten Reedereien in den Ostseehäfen entwickelte.

Ivers hat sich auch im öffentlichen Leben immer rege betätigt. 17 Jahre gehörte er den städtischen Kollegien in Kiel an und 30 Jahre der dortigen Handelskammer. Während des Weltkrieges stellte er seine Erfahrungen als Prisenrichter zur Verfügung und wurde mit dem Eisernen Kreuz am weiß-schwarzen Bande ausgezeichnet.

Ivers ist bis zuletzt geschäftlich tätig gewesen und ein Herzschlag bereitete seinem arbeitsreichen Leben am 7. September 1925 ein jähes Ende.

Auch sportlich ist Ivers hervorgetreten. Er war ein sehr eifriger und erfolgreicher Segler und hat sich mit seiner Segeljacht „Valuta“ auf vielen Regatten glänzende Preise erkämpft. Seine Geschäftsfreunde und Sportkameraden werden sein Andenken in Ehren halten.

ADOLPH JACOBI

Nach kurzer schwerer Krankheit ist Konsul Adolph Jacobi, der Mitbegründer der Firma Engelhardt & Co. in Bremen am 25. April im Alter von 72 Jahren verschieden.

Adolph Jacobi wurde am 17. November 1854 als Sohn des Lehrers Hermann Jacobi in Bremen geboren. Er besuchte hier das Gymnasium und trat dann in die Firma C. F. Lahusen als Lehrling ein. Nach erfolgreichen Lehrjahren hielt er sich längere Zeit in England auf, um Einblick in das Geschäftsleben des Auslandes, insbesondere im Wollgroßhandel, zu gewinnen. Nach Bremen zurückgekehrt, gründete er im Juni 1881 gemeinsam mit Eduard Engelhardt die Firma E. Engelhardt & Co., in der er bis zum Jahre 1920 als offener Teilhaber verblieb und die heute noch besteht. Zu diesem Zeitpunkt schied er als verantwortlicher Teilhaber aus, widmete aber nach wie vor sein größtes Interesse der Firma. In Bremer Handels- und Wirtschaftskreisen war der Verstorbene eine bekannte und geachtete Persönlichkeit. Sein vielseitiges Interesse wandte sich allen Fragen zu, die in irgendwelcher Beziehung zum bremischen Wirtschaftsleben standen.

Als Vorstandsmitglied des Bremer Verbandes des Einfuhrhandels und als Gründer und erster Leiter des Vereins des Bremer Wollhandels bis 1924 tätig, hat Jacobi seine eigenen großen Erfahrungen und seinen eisernen Fleiß diesen Organisationen nutzbar gemacht. Als Vorstandsmitglied gehörte der Verstorbene auch der Landesgruppe Bremen des Hansabundes an, ebenso verdient sein Wirken als Mitglied der Präsidialstelle dieses Bundes Erwähnung.

Das besondere Interesse des Verstorbenen wandte sich allen Binnenschiffahrts- und Kanalfragen zu. Mit Eifer besuchte er alle Tagungen und Versammlungen der für diese Gebiete in Frage kommenden bremischen Organisationen und es war bewundernswert, wie er trotz vorgeschrittenen Alters immer das regste Interesse bekundete. Nicht weniger war sein Name bekannt in den verschiedenen Gruppen und Firmen der Hochseefischerei an der Unterweser. Auch hier galt sein Wort als das eines Mannes, dessen Bestreben es ist, in nationalwirtschaftlichem Interesse fördernde Dienste zu leisten. Als Mitglied des Aufsichtsrates gehörte er der Hochseefischerei A. G., Bremerhaven, an.

Jacobi war ein Mitbegründer unserer Gesellschaft, der er von vornherein als lebenslängliches Mitglied beitrug. Er war einer der eifrigsten Besucher unserer Hauptversammlungen und hat uns manche nützlichen Anregungen gegeben.

Im Jahre 1895 war es der Initiative und Führung von Jacobi zu verdanken, daß die bekannte Werft G. Seebeck ihren Betrieb in eine Aktiengesellschaft umwandelte. Hier war der Verstorbene als stellvertretender Vorsitzender des Aufsichtsrates einer der Männer, dem die Werft die Entwicklung zur großen Werft mit verdankt. Echter Bremer, galt natürlich seine besondere Aufmerksamkeit allen Dingen, die mit der Schifffahrt in Zusammenhang stehen. Dem Deutschen Schulschiffverein gehörte Jacobi von seiner Gründung im Jahre 1900 als eifrigstes Mitglied an und es war ihm eine besondere Freude, jedem der verschiedenen Schulschiffe eine gute Bibliothek zu stiften. So hat der Verstorbene auch hier Anteil an dem großen Werk, der Heranbildung eines tüchtigen, seemännischen Nachwuchses für die deutsche Handelsmarine.

Als Vorsitzender der deutsch-finnischen Vereinigung, Sektion Bremen, unterhielt Jacobi vielfache Beziehungen zum Auslande, die auch ihren Ausdruck in einem regen Briefwechsel fanden, den der Verstorbene mit Übersee bis zu

seinem Tode unterhielt. Das gab ihm Anregung, auch in den Dienst der Information im nationalwirtschaftlichen Interesse zu stellen, und damit wurde er ein eifriger Mitarbeiter für den wirtschaftlichen Teil der „Weser-Zeitung“ und ihrer Auslandsausgabe.

Der überraschende Tod Jacobis hat eine schmerzliche Lücke gerissen in der Reihe der Männer, die den bremischen Handelsinteressen unter vollem Einsatz ihrer Persönlichkeit dienen.

ERWIN KIND

war am 27. Mai 1883 in Bielstein (Rhld.) als Sohn des Fabrikbesitzers Ernst Kind geboren. Er besuchte das Gymnasium in Neuwied und später das Realgymnasium in Aachen, das er mit dem Zeugnis für Unterprima verließ, um als Kadett in die Kaiserliche Marine einzutreten. Nachdem er den Krieg als aktiver Offizier mitgemacht hatte, schied er als Korvettenkapitän im Jahre 1922 aus dem Marinedienst aus. Bereits vor seinem Ausscheiden hatte er sein Abiturientenexamen nachgemacht und mehrere Semester an der Universität Kiel Volkswirtschaftslehre studiert. Da sich aber vor Beendigung seines Studiums eine für ihn günstige und für seinen Arbeitseifer und seine Pflichttreue besonders geeignete Stelle im kaufmännischen Leben bot, gab er das Studium auf und siedelte von Kiel nach Altona über. In Ausübung seines kaufmännischen Berufes kam er am 28. September 1925 in der Vollkraft seiner Jahre dadurch ums Leben, daß er sich auf der Fahrt von Hamburg nach Hannover mit seinem von ihm gesteuerten kleinen Kraftwagen überschlug und sofort tot blieb.

WILHELM MEUTHEN

war am 8. April 1894 zu Mannheim als Sohn des Schiffahrtsdirektors Wilhelm Meuthen geboren. Er besuchte die Oberrealschule bis zur Primareife, um sich dann in der väterlichen Firma und auf verschiedenen Banken kaufmännisch zu vervollkommen. 1914 meldete er sich freiwillig zum Heeresdienst und kämpfte — zuletzt als Leutnant d. R. im Fußartillerie-Regiment 10 — bis zum traurigen Ausgang des Krieges mit. Nach dessen Beendigung gründete er die vor dem Kriege von seinem Vater innegehabte Kohलगroßhandelsfirma aufs neue. Neben seiner angestregten Tätigkeit im Kohlenfach war er Vorstand in vielen vaterländischen Verbänden, für die er sich trotz seines beginnenden, sehr schmerzhaften Leidens bis zuletzt mit seiner ganzen Arbeitskraft einsetzte. Infolge einer Magenoperation starb er am 20. August 1925.

PAUL OPPENHEIM

ist am 31. Oktober 1867 als Sohn des Fabrikbesitzers Oppenheim in Hannover geboren worden. Nach Absolvierung der Schule in seiner Vaterstadt war er von 1887/88 als Volontär bei der Firma Knoevenagel in Hannover beschäftigt. Darauf besuchte er die Staatslehranstalten in Chemnitz und die technische Hochschule in Hannover.

In den Jahren 1894—1900 betätigte er sich bei der Standard Oil Company in verschiedenen Städten Amerikas. Im Jahre 1902 übernahm er als Inhaber die Maschinenfabrik, Hebezeugfabrik und Kranbauanstalt von Eduard Weiler in Berlin-Heinersdorf. In dieser Stellung war er jahrelang Mitglied der Vertrauenskommission des Verbandes Berliner Metallindustrieller.

Er verschied am 2. Juli 1925 an den Folgen einer Blinddarmoperation.

HEINRICH REIMERS

wurde am 2. Dezember 1856 in Hemmendorf, Kreis Hameln, geboren. Von 1877 bis 1882 arbeitete er praktisch in Eisenbahnwerkstätten, bestand Frühjahr 1882 die Reifeprüfung, studierte darauf auf der Technischen Hochschule Hannover Maschinenbaufach und legte das erste Staatsexamen im Februar 1888 ab.

Vom 1. März 1888 bis 5. Oktober 1888 war er bei der Kgl. Eisenbahndirektion Frankfurt a. M. als Regierungsbauführer beschäftigt. Am 17. Oktober 1888 trat er als Marineschiffbauingenieur aspirant zur Marine über, studierte noch drei Semester Schiffbau an der Technischen Hochschule zu Berlin und wurde am 19. September 1890 zum Marinebauführer ernannt.

Nach erfolgter Ausbildung und bestandener zweiter Staatsprüfung wurde er am 19. September 1894 zum Marineschiffbaumeister ernannt. Anfang 1895 nach Wilhelmshaven versetzt, war er zuerst als Leiter verschiedener Werkstätten, dann des Linienschiffsbetriebes tätig. Von November 1895 ab wurde er zur Beaufsichtigung bei der Schichauwerft Danzig für den Umbau des Linienschiffes „Bayern“, später für den Bau des Linienschiffes „Kaiser Barbarossa“ kommandiert. Am 1. Februar 1899 zur Werft Wilhelmshaven zurückversetzt, war er hier als Betriebsdirigent für Kreuzerreparaturen und Umbauten tätig.

Am 1. April 1899 wurde er als Geschwaderbaumeister zum Stabe des ersten Geschwaders kommandiert und trat mit der ersten Division desselben im Juli 1900 die Ausreise nach Ostasien an. Hier wurde er zur Anlegung einer Reparaturwerkstatt in Tsingtau ausgeschiedt, erkrankte aber schwer und mußte im Frühjahr 1901 die Heimreise antreten. Auf der Werft Wilhelmshaven war er hierauf wieder als Betriebsdirigent für Werkstätten und für den Bau eines Schwimmdocks für Tsingtau tätig, wurde April 1906 zum Marinebaurat und April 1907 zum Marineoberbaurat und Schiffbaubetriebsdirektor ernannt. Als solcher hat er hauptsächlich die Betriebsdirektion für die Werkstätten geleitet.

Juli 1910 wurde er zum Marineabnahmeamt nach Düsseldorf kommandiert, welches er bis 1919 geleitet hat.

Im November 1919 wurde er auf Grund der Verkleinerung der Marine in den einstweiligen Ruhestand versetzt.

Seine dienstliche Tätigkeit wurde durch Verleihung des Roten Adlerordens IV. Kl., des Kronen-Ordens III. Kl. und des E. K. II. anerkannt.

Am 3. Juli 1926 erlag er einer Herzlähmung. Seine große persönliche Liebenswürdigkeit wird ihm bei allen, die ihm nahestanden, ein freundliches Andenken sichern.

WILLY SCHMIDT

wurde am 15. Dezember 1881 als ältester Sohn des Kgl. Polizeikommissars Eugen Schmidt in Danzig geboren. Nach dem Besuche des Kgl. Gymnasiums in Danzig arbeitete er praktisch $3\frac{1}{2}$ Jahre bei J. W. Klawitter und auf der Kaiserlichen Werft in Danzig und absolvierte darauf Ostern 1905 die Kgl. Höhere Maschinenbauschule in Stettin.

Seine reichen Erfahrungen als Schiffsmaschinenkonstrukteur erwarb er sich in langjähriger vielseitiger Tätigkeit bei Schichau in Elbing, am Stettiner Vulkan und auf der Kaiserlichen Werft in Danzig, der späteten Danziger Werft. Auch in der Fortbildungsschule der Danziger Werft und später in der technischen Abend- und Seemaschinistenschule in Danzig war er als Lehrer nebenamtlich erfolgreich tätig. Seit 1922 war er erster Konstrukteur der Schiffswerft Übigau in Dresden.

Seine seltene Berufsfreudigkeit, ausdauernder Eifer und Gewissenhaftigkeit ließ ihn überall sehr schnell das Vertrauen seiner Vorgesetzten gewinnen. Auch außerhalb des Berufes fühlte er sich stets verpflichtet, jedem mit Rat und Tat zu dienen, der ihn darum anging.

Eine besondere Freude war es ihm, der mit 9 Jahren schon den Vater verlor, seiner von ihm rührend verehrten Mutter und den zahlreichen Geschwistern in der Kriegs- und Nachkriegszeit eine Stütze sein zu können.

Der an rastlose Betätigung Gewöhnte nahm leider eine schwere Grippe, die ihn 1921 packte, nicht ernst, glaubte er doch mit seinem durch die eifrige Ausübung des Rudersports gestählten Körper solches leicht zu überwinden.

Bei einer Probefahrt im Herbst 1925, die ihm als Vertreter des Oberingenieurs in dessen Abwesenheit oblag, zog er sich eine schwere Erkältung zu, von der er sich nicht wieder vollständig erholen konnte. Solange es jedoch seine Kräfte nur irgend zuließen, tat er in vorbildlicher Pflichttreue seinen Dienst. Er starb am 22. Januar 1926 an den Folgen dieser Erkrankung.

FRIEDRICH SCHULTENKÄMPER

Am 16. Februar 1926 verstarb im Krankenhaus zu Barmbeck der Werftbesitzer Friedrich Schultenkämper (genannt Schulte) aus Elmshorn. Ein seit längerer Zeit sich vorbereitendes Gehirnleiden hatte nach einigen Wochen qualvollen Leidens seinem Leben ein Ziel gesetzt.

Friedrich Schultenkämper wurde am 1. Januar 1867 in Dortmund als Sohn des Fuhrwesenbesitzers F. Schultenkämper geboren, besuchte die dortige Realschule und arbeitete dann praktisch 4 Jahre in der Fabrik von C. Willmann, Dortmund und der Kesselschmiede von Julius Solding in Hörde. Im Anschluß daran besuchte er die Maschinenbauschule in Dortmund und war nach glänzend bestandenem Schlußexamen als Ingenieur auf der Union Dortmund, dem Stahlwerk Hoesch und der Schiffswerft Weser A.-G. Bremen tätig. Von hier ging er 1892 nach Berlin um 6 Semester lang an der Technischen Hochschule Schiff- und Schiffsmaschinenbau zu studieren. Dazwischen machte er 1894/95 als Maschinistenassistent eine Seedampferreise nach Japan, China und Amerika.

Nach weiterer Tätigkeit als Betriebsingenieur und Oberingenieur auf der Germaniawerft in Tegel und Kiel und bei der österr. Nordwest-Dampfschiffahrt-Gesellschaft in Dresden trat er im Oktober 1903 als Oberingenieur und Prokurist auf der Stülkenwerft in Hamburg ein.

Im Jahre 1909 kaufte er aus eigenen Ersparnissen einen Anteil der Schiffswerft Thormaehlen & Co. in Elmshorn, deren alleiniger Besitzer er bald wurde. Hier betrieb er den Bau von Schuten, Leichtern, Pontons und Schiffskörpern für Motorboote und kleinere Dampfschiffe.

Seinem nie ermüdenden Fleiße, seinen großen praktischen und theoretischen Kenntnissen gelang es bald, die Werft zu großem Ansehen zu bringen, und sich einen ständigen Abnehmerkreis auch unter den großen Reedereien und bei der Kriegsmarine durch seine allseitig anerkannt gediegene Bauausführung zu schaffen. Während des Krieges wurde er für seine Leistungen mit dem Verdienstkreuz für Kriegshilfe ausgezeichnet.

Die für die Werften ganz besonders schwierigen Verhältnisse in der Inflationszeit wurden auch Schulenkämpfer zum Verhängnis. Die Gehirnkrankheit, der er schließlich erlag, warf ihre Schatten voraus und brach seine Tatkraft, die in diesen Jahren des Zusammenbruches mehr denn je erforderlich war.

So erlebte er denn noch den Schmerz, daß er seine Werft wegen Mangel an Arbeit stilllegen mußte, was ihm auch seiner Arbeiter wegen besonders nahe ging, deren Wohl ihm stets am Herzen lag.

An seinem Grabe trauern mit seiner Familie seine Freunde, denen er immer ein treuer, liebevoller und hilfsbereiter Berater gewesen ist.

CARL SCHÜMANN

ist am 27. Januar 1874 in Neumünster als Sohn des Restaurateurs Carl Schümann geboren, er besuchte das Gymnasium in Rendsburg. Seine kaufmännische Lehrzeit verbrachte er in der Düngerfabrik Rendsburg. 1894 trat Schümann bei der Firma L. v. Bremen & Co. in Kiel ein, deren Inhaber, L. v. Bremen, kaiserlich russischer Konsul war. Neben seiner kaufmännischen Tätigkeit übernahm er dort ehrenamtlich die Arbeiten für das kaiserlich russische Konsulat und wurde 1902 anlässlich einer schweren Erkrankung des Konsuls von Bremen zum Vizekonsul ernannt. 1903 wurde er auch Mitinhaber der Firma L. v. Bremen & Co. in Kiel. 1904 wurde diese Firma ungewandelt in: Hanseatische Apparatebau-Gesellschaft vorm. L. v. Bremen & Co., Kiel, und nach Hamburg verlegt, wobei Schümann zum leitenden Direktor ernannt wurde. 1915 trat er von diesem Posten zurück, um sich selbständig zu machen.

Im Kriegsjahr 1916 ging Schümann zur Organisation des Gasschutzwesens nach Wien; für seine Tätigkeit dort wurde er mit dem Offizierkreuz vom österreichischen Roten Kreuz ausgezeichnet. Im Juli 1917 kam er ins Feld, und wurde dort für seine Tätigkeit mit dem Eisernen Kreuz II. Klasse und dem Hamburger Hanseatenkreuz dekoriert. Nach Beendigung des Krieges führte er seine in Hamburg gelegene Fabrik weiter, bis ihn am 15. Dezember 1925 plötzlich und unerwartet ein Herzschlag dahinraffte.

HANS SCHWIEDEPS

war als Sohn des Kunstgärtners J. Schwiedeps in Rostock in Mecklenburg am 17. Mai 1870 geboren. Er besuchte das dortige Realgymnasium bis zur Obersekunda. Vom 1. April 1887 bis zum 1. April 1890 lernte er bei der Rostocker A.-G. für Schiff- und Maschinenbau praktisch den Schiffsmaschinenbau. Er diente danach sein Jahr bei der I. Werftdivision in Kiel vom 1. Oktober 1890 bis zum 30. September 1891 und schlug dann die Seemaschinenlaufbahn ein, in der er es in verhältnismäßig kurzer Zeit zum leitenden Maschinisten brachte.

Von Ostern 1896 bis Herbst 1897 besuchte er die Technische Hochschule in Darmstadt und vom Herbst 1897 bis Herbst 1898 die Hochschule in Charlottenburg. Danach war er beim Pommerschen Verein zur Überwachung von Dampfkesseln vom 1. August 1898 bis zum 30. März 1907 als Revisionsingenieur tätig. Im letztgenannten Jahre machte er sich selbständig und war in der folgenden Zeit bis zu seinem Ende in der Hauptsache als Ingenieur des Bureau Veritas, Paris; als Expert Hamburger, Stettiner und ausländischer Versicherungsgesellschaften; als vereidigter Sachverständiger der Stettiner Kaufmannschaft und als Maschineninspektor und Taxator bei den verschiedenen Stettiner Reedereien tätig.

Schwiedeps erlag am 3. Januar einer Lungenentzündung.

KARL STEINBISS

wurde am 3. Mai 1852 in Leipzig geboren. Nach Besuch der Schule und praktischer Lehrzeit in Leipzig studierte er an dem Polytechnikum in Dresden.

Am 26. Mai 1880 legte er die zweite sächsische Staatsprüfung ab. Nach Beschäftigung bei Gruson in Buckau und bei der Maschinenhauptverwaltung der sächsischen Staatsbahnen in Chemnitz trat er am 1. Januar 1882 als Assistent des Obermaschinenmeisters in den Dienst der vormaligen Altona-Kieler Eisenbahngesellschaft in Altona.

Am 1. November 1884 wurde er in den unmittelbaren Staatsdienst übernommen, mit der Stelle des Vorstandes der Hauptwerkstätte in Hamburg betraut und zum 15. November 1890 dem Betriebsamt Kiel als ständiger Hilfsarbeiter zugeteilt. Bei der Neuordnung der Staatseisenbahnverwaltung am 1. April 1895 wurde ihm die Stelle des Vorstandes des Eisenbahn-Maschinenamtes Kiel unter gleichzeitiger Ernennung zum Eisenbahndirektor verliehen. Vom 1. April 1898 ab wurde er mit der Wahrnehmung der Geschäfte eines Mitgliedes bei der Eisenbahndirektion Altona betraut.

Im Jahre 1904 war er als Mitglied in dem internationalen Prüfungsrat der auf der Weltausstellung in St. Louis ausgestellten Lokomotiven nach Nordamerika abgeordnet.

Am 20. Februar 1905 erhielt er den Charakter als Geheimer Baurat, und am 1. April 1907 wurde er unter Ernennung zum Oberbaurat zur Eisenbahndirektion in Kattowitz versetzt.

Im Jahre 1910 nahm er an der Tagung des Internationalen Eisenbahn-Kongreßverbandes in Bern als Vertreter des Deutschen Reiches und der preußisch-hessischen Staatsbahn teil. Am 1. April 1910 wurde er zum Eisenbahn-Zentralamt

versetzt. Am 18. Dezember 1911 zum Präsidenten der Eisenbahndirektion Kattowitz ernannt, übernahm er dessen Geschäfte am 3. Januar 1912.

Am 1. Oktober 1919 ist Steinbiß in den Ruhestand getreten und nach Blankenese verzogen, von wo er am 1. April 1924 seinen Wohnsitz nach Altona-Othmarschen verlegte. Er ist als Hauptmann der Landwehr verabschiedet und starb am 18. Juni 1926.

CARL THÄMER

ist am 16. Juni 1851 als Sohn des Kaufmannes Thämer in Altona geboren, wo er auch die Schule besuchte. Von 1867/68 arbeitete er praktisch in der Maschinenfabrik von Petersen in Altona, worauf er als Einjährig-Freiwilliger in die Marine eintrat und als solcher auf S.M.S. „Kronprinz“ auch den Krieg 1870/71 mitmachte. Nach dem Kriege studierte er an der Technischen Hochschule Hannover und trat am 1. Mai 1877 als Maschinenbauingenieur-Aspirant in die Marine ein. Er wurde der Kaiserlichen Werft Wilhelmshaven zugeteilt, der er bis 1900 angehörte. Bald nach seinem Eintritt zum Unteringenieur ernannt, wurde er 1885 Ingenieur und später Maschinenbaumeister, 1899 Baurat, 1900 Oberbaurat und 1904 Geheimer Baurat und Maschinenbaudirektor.

Thämer ist, ausgerüstet mit hervorragenden maschinenbautechnischen Kenntnissen und praktischen Erfahrungen, hauptsächlich beim Neubau von Kriegsschiffen tätig gewesen. So hat er beim Entwurf und der Ausführung der Maschinenanlagen einer ganzen Reihe von Schiffen an leitender Stelle als Konstrukteur, Betriebsleiter und später als Ressortdirektor maßgebend gewirkt.

Von 1900—1906 gehörte er der Konstruktionsabteilung des Reichsmarineamtes an und leitete dort den Entwurf der letzten großen Kolbenmaschinenanlage, die in der Marine gebaut wurde und anschließend den Entwurf der ersten Dampfturbinenanlage als Hauptantriebsmaschine für Kriegsschiffe. Neben seiner umfangreichen Entwurfstätigkeit hat er sich als einer der ersten mit der Aufstellung von Normalien beschäftigt. Von 1906—1918 war Thämer Maschinenbaudirektor der Kaiserlichen Werft in Danzig, wo er beim Neubau einer großen Anzahl von U-Booten seine reichen Erfahrungen und Kenntnisse für die Lösung schwieriger technischer Fragen in hervorragender Weise nutzbar machen konnte.

Am 14. Februar 1918 wurde ihm der Charakter als Wirklicher Geheimer Oberbaurat mit dem Range eines Kontreadmirals verliehen. Am 1. März 1918 trat er in den Ruhestand und ist am 8. April 1926 an den Folgen eines Schlaganfalles gestorben. Das Andenken des Heimgegangenen, der von allen seinen Mitarbeitern und Untergebenen nicht nur als hervorragender Ingenieur, sondern auch als edel denkender und wohlwollender Mann hochgeschätzt wurde, wird in hohen Ehren gehalten werden.

PETER THOMSEN

wurde am 18. Februar 1855 in Waltrop bei Flensburg in Schleswig als Sohn eines Gutsbesitzers geboren. Er besuchte die Realschule in Flensburg, an welcher er sich die Berechtigung zum einjährigen Militärdienst erwarb. Dann arbeitete er einige Jahre praktisch. Im Anschluß daran besuchte er die Ingenieur-

abteilung des Technikums in Mittweida. Dann diente er sein Jahr bei der Werftdivision in Kiel ab. Hierauf studierte er einige Semester an der Technischen Hochschule Hannover. Seine erste Stelle als Konstrukteur trat er bei der Firma Gebr. Sachsenberg in Roßlau a. d. Elbe an, in der er sich mit dem Entwurf von Raddampfermaschinen und zugehörigen Kesseln beschäftigte. Von dort wurde Thomsen zu Blohm & Voss, Hamburg, berufen, wo er weiter für den Flußschiffbau tätig war. Am 1. Februar 1894 trat Thomsen bei dem damaligen Zivilingenieur Wilhelm Schmidt in Wilhelmshöhe als Oberingenieur und Bürochef ein. In dieser Stelle hatte der Entschlafene eine selten günstige Gelegenheit, seine reiche konstruktive und erfinderische Veranlagung zur Entfaltung zu bringen. Seine erste Arbeit war der Entwurf der ersten Schmidtschen Heißdampf-Tandemmaschine mit Kondensation und zugehörigem Kessel, die von der Firma Beck & Henkel im Jahre 1894 erbaut wurde. Die Maschine erbrachte seinerzeit den Beweis von den außerordentlichen Vorteilen des Heißdampfes. Diese Maschine ist, nachdem sie über 20 Jahre in Schweden in Betrieb war, vor kurzem im Deutschen Museum, München, aufgestellt worden. Die weiteren Arbeiten Thomsens bezogen sich auf die Durchbildung der mit Heißdampf in Berührung kommenden Dampfmaschinenteile, wie Zylinder, Stopfbüchsen, Steuerorgane u. dgl., sowie mit dem Entwurf von Dampfkesseln und Schmidt-Überhitzern für ortsfeste Zwecke. Als Wilhelm Schmidt Ende der 90er Jahre des vergangenen Jahrhunderts seine erfinderische Tätigkeit auf die Umgestaltung der Satttdampflokomotive zur Heißdampflokomotive richtete, hatte er in Peter Thomsen einen für diese Aufgabe besonders geeigneten Mitarbeiter. Die konstruktive Durchbildung der heute auf der ganzen Welt eingeführten Schmidtschen Rauchröhrenüberhitzer für Lokomotiven ist zum größten Teil ein Werk Thomsens. Von ihm stammen auch die ersten Vorschläge für die Durchbildung des Schmidtschen Schiffskessel-Rauchrohrüberhitzers. Thomsen hat also bei der Entwicklung der Satttdampfmaschine zur Heißdampfmaschine mit an erster Stelle gestanden. Die Dampfmaschinentechnik verdankt ihm manche brauchbare Konstruktion. Auch die erste Hochdruckversuchsmaschine und der erste Hochdruckkessel von Schmidt wurden im Jahre 1909 noch von Thomsen entworfen. Thomsen war ein hervorragender Ingenieur mit großem kritischem Verständnis. Bis zu seiner Erkrankung war er unermüdlich tätig und stets bemüht, neue Konstruktionen auf seinem Arbeitsgebiet zu schaffen bzw. die bisherigen Ausführungen zu verbessern und vervollkommen.

Als Mensch ist an Thomsen seine Ehrlichkeit und seine Bescheidenheit hervorzuheben.

Mit Peter Thomsen sind reiche Erfahrungen ins Grab gesunken. Bei der Schmidtschen Heißdampf-Gesellschaft in Cassel-Wilhelmshöhe hinterläßt er eine nur schwer auszufüllende Lücke.

RICHARD WEBER

wurde am 26. Dezember 1864 in Altenburg, Sachsen-Altenburg, als Sohn des Schlossermeisters Weber geboren. Der Verstorbene besuchte in Altenburg die

höhere Schule und dann das Technikum in Chemnitz, worauf er bei der Firma Ludw. Loewe & Co., A.-G., in Berlin praktisch arbeitete. Nachdem er noch bei den Patentanwälten Fehlert, Loubier, Meissner und Harmsen in Berlin tätig war, machte er sich im Jahre 1891 selbständig. Es gelang ihm, seine Firma aus ganz kleinen Anfängen zu ihrer heutigen Bedeutung zu entwickeln. Man darf sagen, daß Weber insbesondere auf dem Gebiete der Gewindebohrer bahnbrechend gewesen ist, und daß auch seine letzte große Arbeit auf diesem Gebiete, nämlich die Vervollkommnung des Schleifverfahrens für Gewindebohrer, von Erfolg gekrönt war und von ihm in vollendeter Weise hinterlassen wurde.

Weber war Mitglied des Normenausschusses der Deutschen Industrie, Delegierter und Rechnungsprüfer der Nordöstlichen Eisen- und Stahlberufsgenossenschaft, Sektion I, sowie stellvertretender Vorsitzender des Deutschen Präzisionswerkzeug-Verbandes.

Er starb am 9. August 1926 an den Folgen eines Herzleidens, das er sich infolge der rücksichtslosen Einsetzung seiner Arbeitskraft schon vor Jahren zugezogen hatte. Er erkrankte auf einer Geschäftsreise, bei der er sich keine Schonung auferlegte und reiste schon schwer krank nach Berlin zurück. Hier hielt er noch etwa 48 Stunden fast ununterbrochene Herzkrämpfe aus, bis ihn eine Herzlähmung von seinen furchtbaren Qualen erlöste.

FRIEDRICH ZEITER

wurde am 17. Oktober 1862 in Braunschweig als Sohn des Hofpianofortefabrikanten Friedrich Zeiter geboren. Er besuchte das dortige Realgymnasium und fuhr dann, seinem glühenden Verlangen entsprechend, mehrere Jahre zur See. Hierauf studierte er an der Technischen Hochschule in Braunschweig und nahm nach Abschluß seiner Studienzeit eine Stellung bei Blohm & Voß in Hamburg an. Später trat er in das technische Bureau des städtischen Wasserwerkes in Hamburg ein. Im Jahre 1895 ging er als Lehrer an die Technischen Staatslehranstalten nach Bremen, wo er bis zuletzt als Professor tätig war. Zeiter starb am 30. März 1926 infolge einer längeren inneren Erkrankung.

Vorträge
der
XXVII. Hauptversammlung.

VII. Die neuzeitliche Dampfturbine und ihre Anwendung für den Schiffsantrieb.

Von Direktor Professor Dr.-Ing. E. A. Kraft, Berlin.

Die uns von der Natur zur Verfügung gestellten Energiequellen, Kohle und Treiböl, wetteifern in Dampf- und Verbrennungsmaschinen um die Vorherrschaft im neuzeitlichen Schiffsantrieb. Längst ist die altbewährte Kolbendampfmaschine der Dampfturbine gewichen, während der Verbrennungsmaschine der große Schritt von der schwingenden Kolbenbewegung zur Drehbewegung des Turbinenläufers bisher noch nicht gelungen ist. In jüngster Zeit schien es sogar, als wenn die seit urdenklichen Zeiten benutzte, ursprünglichste aller natürlichen Energieformen, die Windkraft, berufen wäre, im Schiffsantrieb wieder eine beachtenswerte Rolle zu spielen. Für die in friedlichem Wettstreit wechselnde Überlegenheit der einen oder der anderen Antriebsart sind neben Größe, Geschwindigkeit und Fahrtweg des Schiffes hauptsächlich die jeweiligen Betriebsstoffkosten und der bei fortschreitender Verbesserung erzielte Wirkungs- und Sicherheitsgrad der Maschine maßgebend.

Die Vor- und Nachteile der verschiedenen Schiffsantriebe sind in letzter Zeit so oft und so eingehend erörtert worden, daß ich davon absehen kann, sie an dieser Stelle nochmals vergleichend gegeneinander abzuwägen. Wenn ich mich nun auf die Betrachtung des Dampfturbinenantriebes beschränke, so wird mir diese Aufgabe durch eine ebenso wichtige als auffällige Tatsache wesentlich erleichtert. Noch vor einem knappen Jahrzehnt waren Schiffs- und Landdampfturbine zwar dem Namen und der Theorie nach gleiche, in Wirklichkeit jedoch voneinander höchst verschiedene Maschinen. Bei der die Schiffsschraube unmittelbar treibenden, langsam laufenden Schiffsturbine mit ihren großen Stufenzahlen, geringen Fliehkräften und niedrigen Baustoffbeanspruchungen kam es hauptsächlich darauf an, Scheiben- und Trommelläufer sowie Gehäuse bei geringstem Gewicht widerstandsfähig gegenüber den Verziehungen durch die Wärme und durch den Schiffskörper auszubilden, wobei hoher Wirkungsgrad weder angestrebt noch erreicht werden konnte. Die ortsfeste Dampfturbine hingegen, mit der hohen Drehzahl der vier- und zweipoligen Drehstromerzeuger laufend, weist bei geringer Stufenzahl und günstigem Wirkungsgrad hohe Fliehkrafts- und Biegebungsbeanspruchungen auf und drängte gebieterisch zu ein-

gehendster Vertiefung in die Fragen der kritischen Drehzahlen, der Scheiben- und Schaufelschwingungen und der hochwertigen Baustoffe. Dieser grundlegende Unterschied ist nun infolge der Durchbildung und höchsten Vervollkommnung der Zahnradgetriebe, welche Turbinen und Schrauben mit den ihnen nach Aufbau und Wirkungsgrad günstigsten Drehzahlen laufen zu lassen gestattet, vollkommen verschwunden. In diesem Sinne läßt sogar die Schiffsturbine einen freieren Entwurf zu als selbst die ortsfeste Turbine, für die ja bei großen Leistungen die Zahnradübersetzung eine Ausnahme bildet, während die Schiffsturbine diese schon wegen des erzielbaren höheren Wirkungsgrades nicht entbehren kann.

Wenn nun der reiche Schatz der Erfahrungen und Verbesserungen, der im Laufe der drangvollen letzten Jahre im Bau von ortsfesten Dampfturbinen gesammelt wurde, unmittelbar und unvermindert der Schiffsturbine zugute kommt, so hat andererseits die seit langem übliche planmäßige Wärmewirtschaft auf Schiffen mit ihren dampfbeheizten Vorwärmern, ihrer Speisewasseraufbereitung durch Verdampferanlagen, ihrem künstlichen Kesselzug nicht minder befruchtend auf die Ausbildung neuzeitlicher Dampfkraftwerke und insbesondere auf die Verfahren zur Verbesserung des Wirkungsgrades von Dampfturbinenanlagen gewirkt. Auch in der Ausbildung und Erprobung wichtiger Einzelheiten, insbesondere der jetzt überall benutzten Einringdrucklager, ist die Schiffsturbine bahnbrechend vorangegangen, und es ist vielleicht zum großen Teil ihrem Einfluß zu verdanken, wenn der Grundsatz von der überragenden Bedeutung der Betriebssicherheit sich zu so unbeschränkter Geltung auch im Bau ortsfester Anlagen durchgerungen hat. Die Ziele und Erfolge im Bau ortsfester Turbinen, über die ich Ihnen zunächst berichten will, behalten ihre Gültigkeit für den Bau von Schiffsturbinen und für die großen Aufgaben, die er aller Voraussicht nach in den nächsten Jahren zu lösen haben wird. Die wenigen Beispiele, die ich dem Dampfturbinenbau der allerjüngsten Zeit entnommen habe, sollen die praktische Auswirkung der neuen Bestrebungen des Dampfturbinenbaues und ihre Anwendung auf den Antrieb von Schiffen in anschaulicher Weise zum Ausdruck bringen.

I. Die neueren Bestrebungen des Dampfturbinenbaues.

1. Die Mittel zur Erhöhung der Wirtschaftlichkeit.

Die Mittel, durch welche eine wirtschaftlichere Ausnutzung der Brennstoffenergie in Dampfturbinen angestrebt wird, können in 3 Gruppen eingereiht werden. Sie sollen hier aber nur so weit besprochen werden, als sie auf Kondensations- und Schiffsturbinen Anwendung finden können.

a) **Die Vergrößerung des Wärmegefälles.** Das verfügbare Wärmegefälle kann vergrößert werden einerseits durch die Erhöhung von Druck und Temperatur des Frischdampfes, andererseits durch Erniedrigung des Enddruckes am Austritt. Während die Wahl des Dampfanfangszustandes zunächst völlig frei ist, wird der Höhe der erzielbaren Luftleere durch die Temperatur des Kühl-

wassers eine Grenze gesetzt. Abb. 1 zeigt den Arbeitsvorgang in einer älteren Kondensationsturbine mittlerer Leistung von einem Anfangszustand von 13 atü und 300° auf einen Endzustand von 94,5% Luftleere, mit welcher ein Wirkungsgrad an der Welle von rund 72% erzielt wurde, und demgegenüber die Verhältnisse für eine neuere, größere Kondensationsturbine, die das Gefälle von einem Anfangsdruck von 35 atü und 400° bis auf eine Luftleere von 96% mit einem thermodynamischen Wirkungsgrad von 83% verarbeitet. Wärmeinhalt, Wärmegefälle, Wirkungsgrad und Abdampfnässe sind in beiden Fällen verschieden. Während aber größeres Wärmegefälle und höherer Wirkungsgrad angestrebt werden, bildet die durch die Verbesserung des Wirkungsgrades sich gleichzeitig einstellende größere Abdampfnässe (12% bei der zweiten, gegenüber 7% bei der ersten Anlage) eine durchaus unerwünschte Folgeerscheinung.

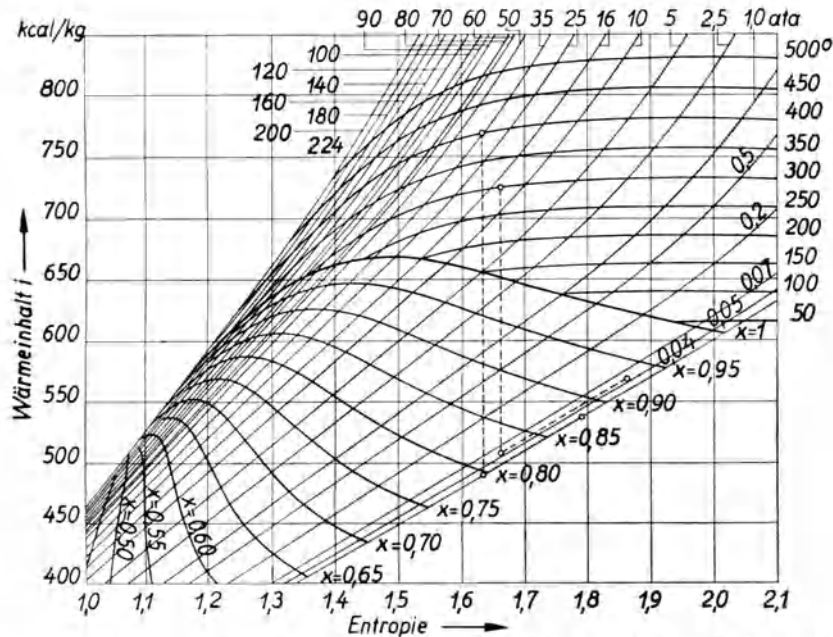


Abb. 1. Arbeitsvorgang in Kodensationsturbinen bei verschiedenem Anfangs- und Endzustand.

Wie sich die Zustandsgrößen des Dampfes beim Übergang auf höhere Drücke unter Annahme adiabatischer Dampfdehnung bis auf eine Luftleere von 96% in Abhängigkeit vom Anfangsdruck ändern, ist in Abb. 2 dargestellt. Aus dieser ist zu ersehen, daß mit zunehmendem Druck bei gleichbleibender Temperatur des Frischdampfes seine Erzeugungswärme stetig abnimmt, während das verfügbare Wärmegefälle bis auf den gleichen Enddruck zunächst größer wird und erst bei ganz hohen Drücken wieder abnimmt. Das Verhältnis dieses Wärmegefälles zur Erzeugungswärme oder der theoretische thermische Wirkungsgrad des Kreisprozesses steigt hierbei anfangs rasch, dann immer langsamer. Dies ist einer der Gründe dafür, daß bei reinen Kondensationsturbinen der Frischdampfdruck zur Zeit im allgemeinen nicht höher als 35 atü gewählt wird. Ein weiterer Grund hierfür ist, daß bei höherem Anfangsdruck auch die Nässe des Abdampfes größer ist, wie aus dem untersten Linienbündel zu er-

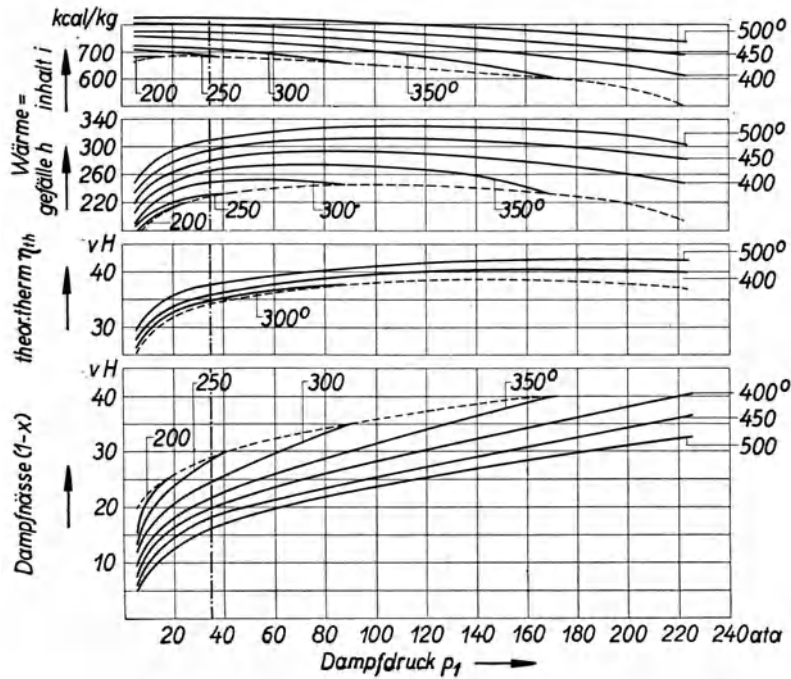


Abb. 2. Adiabatische Dampfdehnung von verschiedenem Anfangsdruck auf 96 % Luftleere.

sehen ist. Selbstverständlich muß die Wahl des Frischdampfdruckes auch vom Standpunkt der Kesselkonstruktion und der Anschaffungskosten sowohl der Kessel- als auch der ganzen Maschinenanlage beurteilt werden.

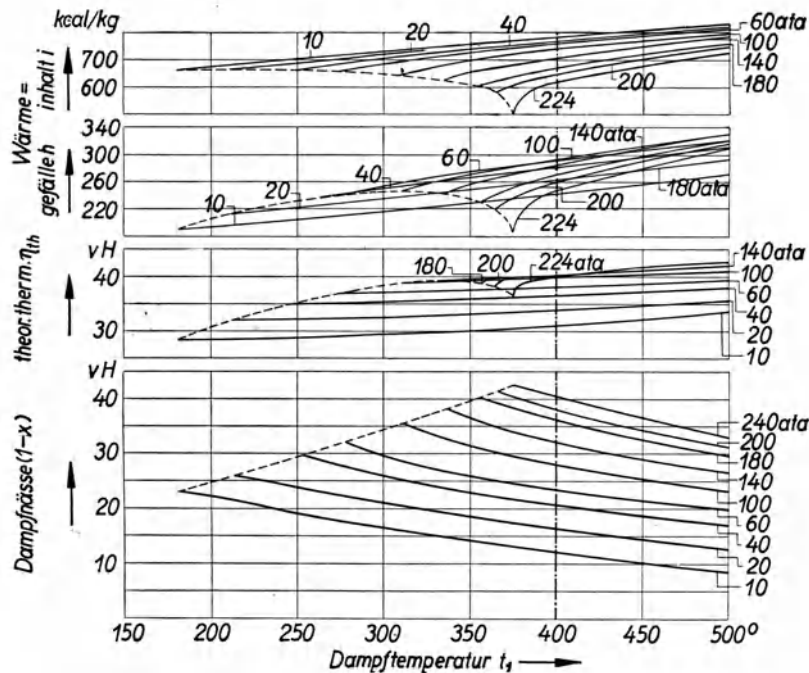


Abb. 3. Adiabatische Dampfdehnung von verschiedener Anfangstemperatur auf 96 % Luftleere.

Wie bei adiabatischer Dampfdehnung auf eine Luftleere von 96% die Änderung der Anfangstemperatur bei gleichem Frischdampfdruck, Wärmehalt, Wärmegefälle, Wirkungsgrad und Abdampfnässe beeinflusst, ist aus Abb. 3 ersichtlich. Es zeigt sich, daß mit steigender Temperatur die drei erstgenannten Größen zunehmen, hingegen die Abdampfnässe abnimmt. Die Anwendung höherer Frischdampftemperaturen ist also in jeder Hinsicht vorteilhaft. Wollte man bei Kondensationsturbinen den Frischdampfdruck allein steigern, ohne gleichzeitig auch auf höhere Frischdampftemperaturen überzugehen, so würde die Dampfdehnung auf hohe Luftleere weit in das Gebiet höherer Dampfnässe führen und dadurch nicht nur den Wirkungsgrad des *ND*-Teiles und damit den

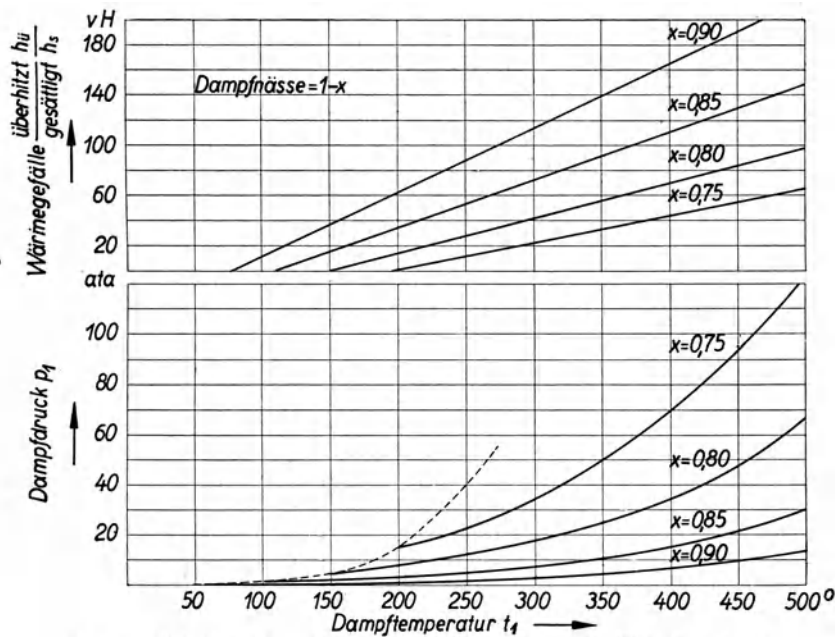


Abb. 4. Adiabatische Dampfdehnung auf 96% Luftleere und gleiche Dampfnässe.

Gesamtwirkungsgrad der Turbine verschlechtern, sondern auch die Möglichkeit für den Verschleiß der *ND*-Schaufeln vergrößern. Infolgedessen wird man bei höherem Anfangsdruck auch die Anfangstemperatur höher annehmen müssen. Der Temperatur des Frischdampfes ist einerseits dadurch eine obere Grenze gesetzt, daß der Abdampf bei jeder häufiger vorkommenden Belastung naß oder im Grenzfall trocken gesättigt sein soll, um zu vermeiden, daß im Kondensator auch Überhitzungswärme abgeführt wird, andererseits dadurch, daß die Festigkeitswerte einzelner Baustoffe bei höherer Temperatur nicht unwesentlich abnehmen. Mit Rücksicht auf die heute zur Verfügung stehenden Baustoffe empfiehlt es sich, mit der Frischdampf Temperatur an der Turbine nicht viel über 400° hinauszugehen.

Wenn man bei einer gegebenen Luftleere am Dampfaustritt eine bestimmte Dampfnässe erreichen bzw. nicht überschreiten will, so kann man von verschiedenen Anfangszuständen ausgehen, die bei der verlustlosen Maschine bekanntermaßen auf der Adiabate liegen. So wird man z. B., wie Abb. 4 zeigt, um bei

96% Luftere auf die spezifische Dampfmenge von 80% zu gelangen, bei einem Anfangsdruck von 20 ata von der Dampftemperatur 315° , bei 40 ata von etwa 425° ausgehen müssen. In diesem Sinne sind daher alle Punkte der Adiabate einander gleichwertig. In Wirklichkeit sind sie dies, ganz abgesehen davon, daß die Zustandsänderung selbst nicht auf der Adiabate erfolgt, jedoch nicht; wie die obere Kurvenschar desselben Bildes zeigt, ändert sich bei der Dampfdehnung von verschiedenem Anfangszustand auf gleichen Endzustand das Verhältnis des Gefällsanteiles, der im überhitzten Gebiet durchlaufen wird, zu dem im Satt-dampfgebiet liegenden, und zwar fällt bei steigendem Druck und steigender Temperatur ein immer größerer Anteil des Gesamtgefälles in das überhitzte Gebiet.

Unter gleichen Strömungsverhältnissen sinkt der Wirkungsgrad einer Dampfturbine um so mehr, je größer der innerhalb des Naßdampfgebietes liegende Teil

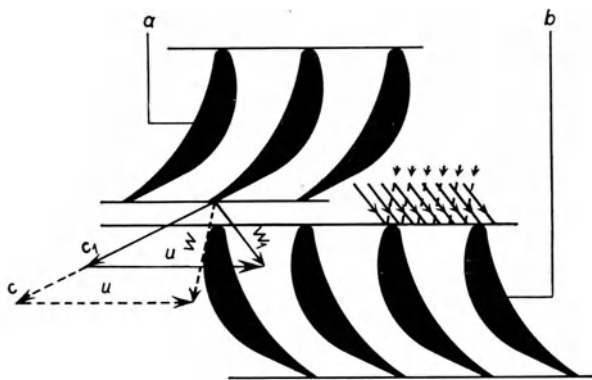


Abb. 5. Einfluß der Dampfneße auf die Richtung der relativen Eintrittsgeschwindigkeit bei Kondensationsturbinen.

- a = Leitschaufeln,
- b = Laufschaufeln,
- c = absolute Geschwindigkeit des Dampfes,
- c_1 = absolute Geschwindigkeit der Wassertropfen,
- w = relative Geschwindigkeit des Dampfes,
- w_1 = relative Geschwindigkeit der Wassertropfen,
- u = Umfangsgeschwindigkeit.

des gesamten Wärmegefälles ist und je tiefer die Dampfdehnung in dieses Gebiet eindringt. Man kann dies in einfacher Weise vielleicht dadurch erklären, daß die entstehenden feinen Wassertropfen vom Dampf beschleunigt werden müssen, wobei Energie verbraucht wird, und das strömende Dampf-Wassergemisch auf die Schaufeln mit einer geringeren Geschwindigkeit einwirkt, als dies bei der Strömung trockenen Dampfes unter demselben Stufengefälle der Fall wäre. Abb. 5 zeigt, allerdings unmaßstäblich, die Ver-

zerrung des Geschwindigkeitsdreieckes bei Verringerung der absoluten Dampfaustrittsgeschwindigkeit. Die Wassertröpfchen werden dadurch gegen den Rücken der Laufschaufeln prallen, was eine weitere Verschlechterung des Stufenwirkungsgrades zur Folge hat.

Bei steigendem Anfangsdruck wird der Wirkungsgrad des *HD*-Teiles einer Turbine für den Gesamtwirkungsgrad insofern wichtiger, als der *HD*-Teil einen größeren Anteil am Wärmegefälle übernimmt. Der Einfluß der Verbesserung des Wirkungsgrades des *HD*-Teiles auf den Gesamtwirkungsgrad kommt indessen nicht voll zur Auswirkung, da der Wirkungsgrad des *HD*-Teiles den Dampfzustand hinter demselben, d. h. vor dem *ND*-Teil, bestimmt, indem bei schlechterem *HD*-Wirkungsgrad die Temperatur vor dem *ND*-Teil höher ist als bei gutem Wirkungsgrad. Da nun das adiabatische Gefälle mit steigender Überhitzung wächst, so vergrößert ein schlechter Wirkungsgrad des *HD*-Teiles das adiabatische und somit das Nutzgefälle des *ND*-Teiles, während ein guter *HD*-Wirkungsgrad es verringert, d. h. die rückgewinnbare Wärme ist im ersten

Fall größer als im zweiten. Die größere Überhitzung vor dem *ND*-Teil, die als Folge eines schlechteren Wirkungsgrades des *HD*-Teiles auftritt, vergrößert aber nicht nur das Wärmegefälle, sondern bekanntlich auch den thermodynamischen Wirkungsgrad des *ND*-Teiles. In Abb. 6 ist für einen mittleren Anfangsdruck näherungsweise dargestellt, wie der Gesamtwirkungsgrad η_i tot. einer Kondensationsturbine durch den *HD*-Wirkungsgrad η_{iHD} beeinflußt wird. Es ergibt sich, daß der Gesamtwirkungsgrad der Turbine bei je 1% Verbesserung des *HD*-Wirkungsgrades je nach seiner absoluten Höhe und je nach seinem Gefällsanteil im Mittel nur um rund 0,15—0,25% zunimmt. Hieraus geht hervor, daß, so groß auch die Fortschritte waren, welche in den letzten Jahren im Bau von *HD*-

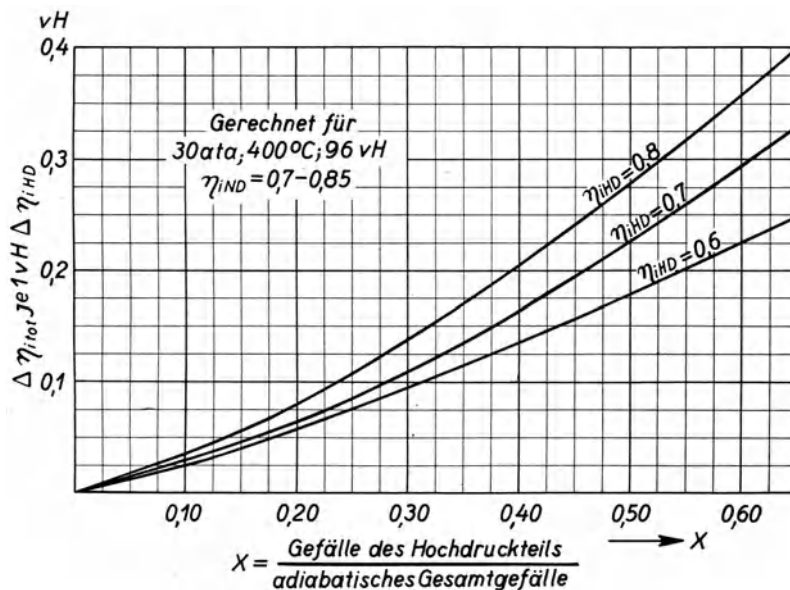


Abb. 6. Gesamtwirkungsgrad η_i tot. einer Kondensationsturbine abhängig vom Hochdruckteilwirkungsgrad η_{iHD}

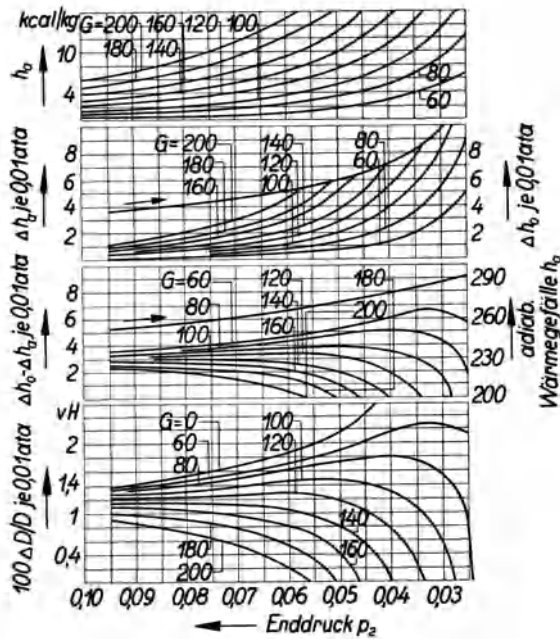
Turbinen gemacht wurden, der Gesamtwirkungsgrad von Kondensationsturbinen keine sprunghafte Steigerung erfahren konnte, der Wert höherer Frischdampfdrücke also ein beschränkter und eine wesentliche Erhöhung des Gesamtwirkungsgrades von Kondensationsturbinen ohne grundlegende Verbesserung des Wirkungsgrades des *ND*-Teiles nicht zu erwarten ist.

Der Auslaßverlust einer Turbine ist ein unvermeidlicher Gefällsverlust. Während die absolute Austrittsgeschwindigkeit des Dampfes aus den Laufschaufeln im allgemeinen stets ganz oder teilweise in den Leitschaufeln der folgenden Stufe ausgenutzt wird, kann dies selbstverständlich bei der letzten Stufe der Turbine nicht der Fall sein. Die kinetische Energie, welche der absoluten Auslaßgeschwindigkeit der letzten Stufe entspricht, muß verlorengegeben werden. Dieser Verlust ist um so größer, je größer bei gegebenem Dampfdurchsatzgewicht das spezifische Dampfvolmen oder die Luftleere und je kleiner der Dampfaustrittsquerschnitt ist.

Das oberste Kurvenbündel der Abb. 7 stellt für einen besonderen Fall (axialer Dampfaustrittsquerschnitt $3,4 \text{ m}^2$) den Auslaßverlust in Abhängigkeit

von der Höhe der Luftleere, d. h. vom Enddruck hinter der Beschauflung im Abdampfstutzen, für verschiedene Dampfmengen dar, wobei dem Dampfvolumen bzw. der spezifischen Dampfmenge eine angenommene Zustandskurve zugrunde gelegt ist. Wie man sieht, können bei dem genannten Austrittsquerschnitt große Dampfmengen von 150—200 t/h nur mit schlechter Luftleere oder großem Auslaßverlust bewältigt werden.

Kurvenbündel 2 veranschaulicht die Zunahme des Auslaßverlustes bei Absenkung des Enddruckes um je 0,01 at, die mit Δh_0 bezeichnete Kurve hingegen für den gleichen Druckunterschied die Zunahme des Wärmegefälles längs der



angenommenen Zustandskurve. Der Unterschied beider gibt, wie Kurvenbündel 3 zeigt, das Restgefälle oder den wirksamen Teil des Gefälles an, welcher bei Erhöhung der Luftleere um je 0,01 at ausgenutzt werden kann. Wird der gesamte Zuwachs an Gefälle durch den Auslaßverlust aufgezehrt, so tritt bei Verbesserung der Luftleere überhaupt kein nutzbarer Gefällszuwachs, also auch keine Verbesserung des Dampfverbrauches ein. Die mit h_0 bezeichnete Kurve gibt das adiabatische Wärmegefälle von einem Anfangszustand von 35 atü und 400° auf den entsprechenden Gegendruck von 0,10, 0,09 ata usw. an.

Abb. 7. Luftleere und Auslaßverlust von Dampfturbinen.

- Anfangsdruck p_1 35 atü
- Anfangstemperatur t_1 400°
- Stündliches Dampfgewicht G t/h
- Dampfverbrauch D kg/kWh
- Axialer Dampfaustrittsquerschnitt 3,4 m²
- Adiabatisches Wärmegefälle h_0 kcal/kg
- Auslaßverlust h_a kcal/kg

Das letzte Kurvenbündel unten zeigt schließlich die Verbesserung des Dampfverbrauches bei zunehmender Luftleere für den gewählten Sonderfall. Die Verbesserung des Dampfverbrauches ist in Prozenten des

theoretischen Dampfverbrauches bei dem genannten Anfangszustand angegeben. Im allgemeinen wird man bei neuzeitlichen Dampfturbinen für die Gewährlast keinen größeren Auslaßverlust als etwa 2% zulassen; bei der Überlast wird der Auslaßverlust natürlich entsprechend höher sein.

Was nun die Erhöhung des verfügbaren Wärmegefälles durch Erniedrigung des Gegendruckes anbelangt, so hängt bei Kondensationsturbinen die erzielbare Luftleere zunächst von der Menge und Temperatur des zur Verfügung stehenden Kühlwassers und der Ausbildung der Kondensation ab. Während ortsfeste Anlagen im allgemeinen an die Brennstoffquelle gebunden sind und daher häufig unter Wassermangel leiden und infolgedessen mit mäßiger Luftleere arbeiten müssen, ist die den Schiffsturbinen zur Verfügung stehende Kühlwassermenge sozusagen unbegrenzt, so daß im allgemeinen stets höhere Luftleere erzielt werden

kann. Da die Vergrößerung des Wärmegefälles bei Erhöhung der Luftleere beträchtlich ist und mit wachsender Luftleere immer stärker zunimmt, so sinkt der spezifische Dampfverbrauch einer Turbine bei steigender Luftleere in dem Maße als es gelingt, das vergrößerte Wärmegefälle in der Turbine noch mit gutem Wirkungsgrad auszunutzen. Dies wird natürlich nur dann der Fall sein, wenn der niedrige Druck nicht nur im Kondensator, sondern auch unmittelbar hinter dem letzten Laufschaufelkranz auftritt, d. h. wenn ein nennenswerter Spannungsabfall im Abdampfstutzen vermieden wird. Auf die Ausbildung der Abströmquerschnitte ist daher besondere Sorgfalt zu verwenden. Um so wichtiger wird dies, je höher die Austrittsgeschwindigkeit des Dampfes aus den Schaufeln der letzten Stufe ist. Gelingt es, den Abdampfteil als wirksamen Diffusor auszubilden, so kann ein großer Teil der Auslaßenergie wieder in Druck umgesetzt und ein meßbarer Spannungsabfall im Abdampfgehäuse vollkommen vermieden werden. Abb. 8 zeigt die obere Gehäusehälfte des *ND*-Teiles einer mehrgehäusigen Dampfturbine, an welcher das in Diffusorform ausgebildete Austrittsende gut zu erkennen ist. Abb. 9 zeigt den unteren Teil des Abdampfgehäuses einer sehr großen Turbine, in dessen Abströmquerschnitte Diffusorwände eingegossen sind, die den aus der oberen Hälfte der Beschauflung austretenden Dampf von der unteren Hälfte trennen.

b) Die Verbesserung des Arbeitsvorganges. Ogleich auch in früherer Zeit schon vereinzelte Ansätze dazu vorhanden waren, den naheliegenden Gedanken der Verbesserung des Kreisprozesses zur Ausführung zu bringen, so hat erst das entschlossene Aufgreifen der Frage des Hochdruckdampfes zu ganz bestimmten Vorschlägen, zu ihrer eingehenden theoretischen Erforschung und ihrer versuchsweisen Anwendung geführt. Vor allem sind es die stufenweise Entnahme eines Teiles des Arbeitsdampfes aus der Turbine zwecks Vorwärmung des Speisewassers und die Zwischenüberhitzung des Arbeitsdampfes, welche wichtige Ergänzungen und, wenigstens in theoretischer Hinsicht, Verbesserungen des Betriebes von Dampfkraftanlagen mit höheren Drücken bilden. Die Erörterung dieser beiden Verfahren läßt sich jedoch von derjenigen der gesamten Kraftanlage, also insbesondere der Kessel, der Überhitzer, der Rauchgas- und Anzapfdampfvorwärmer, der Speise- und Kondensatpumpen usw. nicht trennen, würde also über den Rahmen meines heutigen Vortrages hinausgehen und soll daher nur in den Hauptgesichtspunkten gekennzeichnet werden.

Die Speisewasservorwärmung durch Anzapfdampf zwecks Erhöhung der Wirtschaftlichkeit von Dampfkraftanlagen oder das sogenannte Regenerativverfahren wurde bei Kolbendampfmaschinen schon vor vielen Jahren gelegentlich angewandt, ihre systematische Ausbildung verdankt sie jedoch erst dem neuzeitlichen Dampfturbinenbau. Das Verfahren besteht darin, Dampf, der bereits einen Teil der ihm innewohnenden Energie als Arbeit abgegeben hat, einer mittleren Stufe der Turbine zu entnehmen und damit das als Speisewasser dienende Kondensat der Hauptturbine vorzuwärmen. Der wirtschaftliche Gewinn ergibt sich hierbei dadurch, daß die Verdampfungswärme dieser Anzapfdampfmenge nicht durch das Kühlwasser des Kondensators abgeleitet wird, sondern

dem Kreisprozeß erhalten bleibt. Erfolgt die Anzapfung nur an einer Stelle, so wird bei dieser einstufigen Vorwärmung der Dampf mit einem der gewünschten

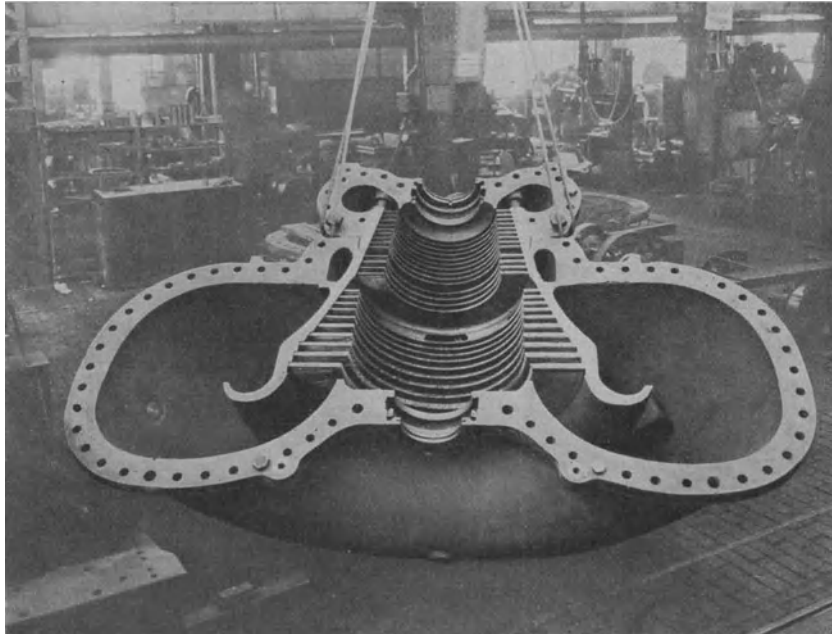


Abb. 8. AEG *ND*-Gehäuseoberteil einer viergehäusigen Dreifachexpansions-Kondensationsturbine. $N = 15\,000$ kW; $n = 3000$ Uml./min.

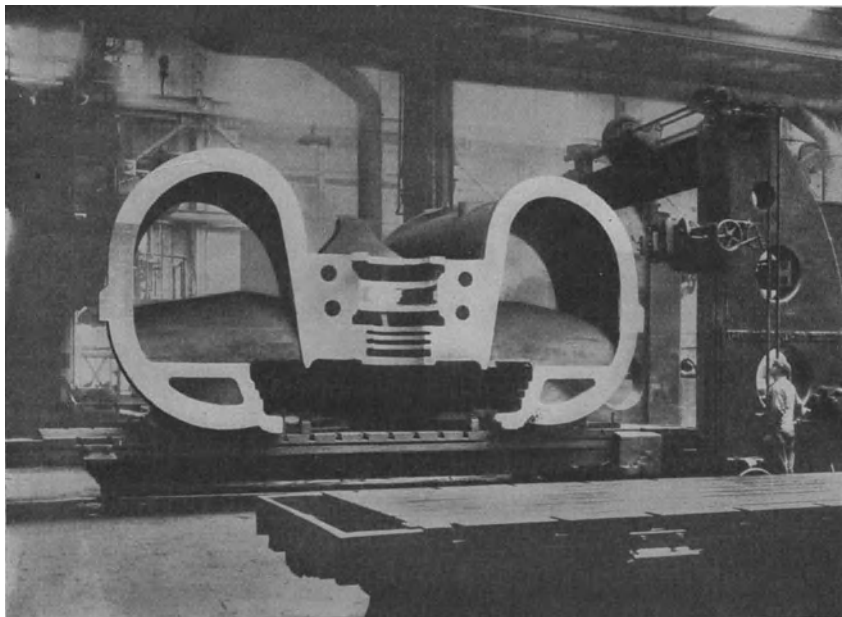


Abb. 9. AEG, *ND*-Abdampf-Gehäuseunterteil einer viergehäusigen Kondensationsturbine. $N = 70\,000$ kW; $n = 1500$ Uml./min.

Vorwärmtemperatur annähernd entsprechenden Druck abgezapft. Bei mehrstufiger Vorwärmung wird das Kondensat zunächst durch niedrig gespannten

Dampf auf eine Zwischentemperatur und erst von dieser mittels höher gespannten Dampfes auf die Vorwärmtemperatur erwärmt. Die wirtschaftlichste Lösung wäre selbstverständlich die Vorwärmung mit vielen, mathematisch ausgedrückt mit unendlich vielen Vorwärmstufen.

Die obere Kurvenschar der Abb. 10 zeigt die Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades einer Turbinenanlage bei verschiedenen Anfangsdrücken und entsprechenden Anfangstemperaturen in Abhängigkeit von der Vorwärmtemperatur für ein- und zweistufige Vorwärmung. Daraus ist zunächst ersichtlich, daß das Verfahren um so wirtschaftlicher ist, mit je höherem Anfangsdruck die Turbine arbeitet, was ohne weiteres verständlich ist, da ja bei höherem Anfangsdruck der Anzapfdampf in der Turbine ein größeres Gefälle durchläuft, also

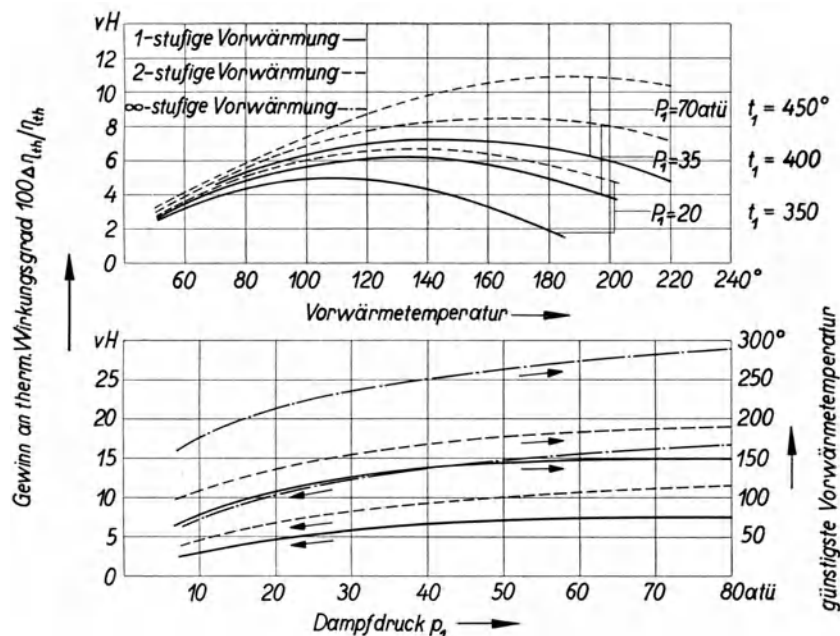


Abb. 10. Anzapfung von Dampfturbinen zwecks Speisewasservorwärmung.

mehr Arbeit abgibt. Dieselbe Abbildung zeigt, was auch keines besonderen Beweises bedarf, daß unter sonst gleichen Verhältnissen zweistufige Vorwärmung wirtschaftlicher ist als einstufige. Die untere Kurvenschar gibt in Abhängigkeit vom Frischdampfdruck den theoretischen Gewinn an Wirkungsgrad an, der mit einer Vorwärmung in ein, zwei und unendlich vielen Stufen erzielbar ist, und zeigt für diese Fälle die günstigste Vorwärmtemperatur. Beispielsweise wäre bei 80 atü Anfangsdruck und unendlich vielen Vorwärmstufen 16,5% Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades zu erzielen, wobei die günstigste Vorwärmtemperatur 294° (Sättigungstemperatur von 80 atü) wäre. Bei zweistufiger Vorwärmung läßt sich theoretisch mit einer Vorwärmung auf 195° bestenfalls 11,5% Gewinn erreichen. Selbstverständlich wird man die Zahl der Anzapfstellen aus praktischen Gründen beschränken.

Die Anzapfung der Turbine ergibt nebst der erzielbaren Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades noch den zusätzlichen Vorteil, daß die Dampf-

menge, welche die letzten Stufen der Turbine zu durchströmen hat, geringer und dadurch die obere Leistungsgrenze, die bekanntlich bei gegebener Drehzahl hauptsächlich durch die zulässigen Höchstwerte des Durchmessers und der Schaufellänge der letzten Stufe bestimmt ist, erhöht wird.

Das zweite Mittel zur Verbesserung des Arbeitsvorganges in der Turbine ist, wie erwähnt, die Zwischenüberhitzung des Arbeitsdampfes. Bei diesem Verfahren wird die gesamte Dampfmenge, nachdem sie bereits in einem Teil der Turbine ein gewisses Wärmegefälle abgegeben hat und hierbei entspannt und abgekühlt wurde, bei gleichbleibendem Druck wieder überhitzt und hierauf der Turbine zur weiteren Verarbeitung nochmals zugeführt, was ein- oder mehrmals wiederholt werden kann. Die hierbei erzielbare Ersparnis an Brennstoff setzt

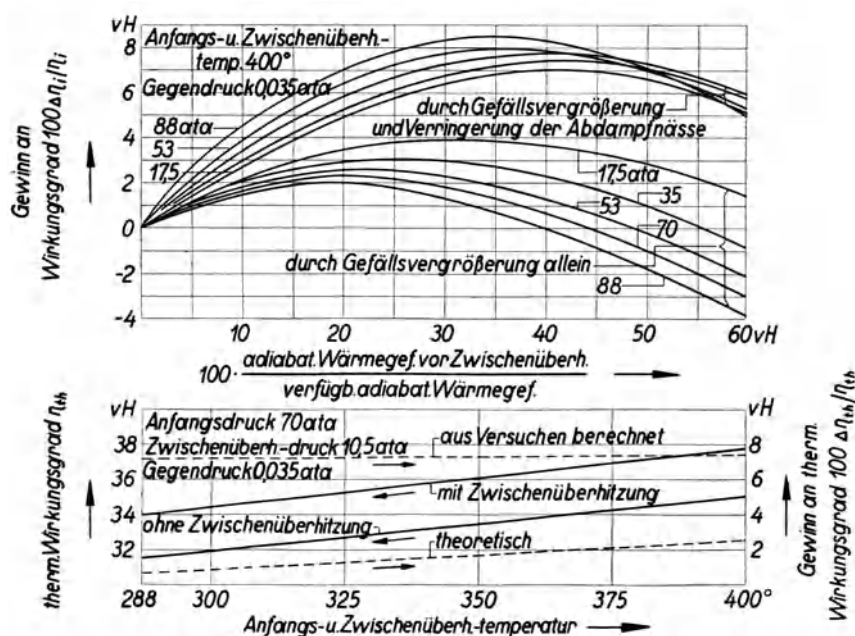


Abb. 11. Zwischenüberhitzung des Arbeitsdampfes von Dampfturbinen.

sich aus zwei Teilen zusammen. Zunächst verbessert sich der thermische Wirkungsgrad des Kreisprozesses selbst, d. h. die Summe des Wärmegefälles bis zum Überhitzungsdruck und des Gefälles nach der Überhitzung, d. i. vom Zwischendruck bis auf die Luftleere, ist im Verhältnis zur gesamten zugeführten Wärme größer als das Wärmegefälle des einfachen Arbeitsvorganges im Verhältnis zur Erzeugungswärme. Den durch diese Gefällesvergrößerung erzielbaren Gewinn zeigen unter der Annahme, daß die Anfangs- und Zwischenüberhitzungstemperatur gleich 400° und der Gegendruck $0,035 \text{ ata}$ ist, die unteren Kurven des oberen Teiles der Abb. 11. Es ist zu beachten, daß dieser Gewinn unter Umständen bei zu niedrig gewähltem Zwischendruck negativ, d. h. zu einem Verlust werden kann, was ohne weiteres verständlich ist, wenn man bedenkt, daß im Grenzfall, wenn der Zwischenüberhitzungsdruck mit dem Enddruck zusammenfällt, die ganze Zwischenüberhitzungswärme ohne Arbeitsleistung in den Kondensator gehen würde.

Weit größer als der durch die Gefällsvergrößerung erzielbare Gewinn ist der zweite Anteil, welcher durch die Abnahme der Dampfnässe im Niederdruckteil, also durch Verbesserung der Wirkungsgrades der *ND*-Stufen, entsteht. Dieser ist unter der Annahme, daß der Stufenwirkungsgrad mit steigendem Druck in gewissem Maße abnimmt, in dem oberen Kurvenbündel des oberen Bildes mit berücksichtigt. Der Wirkungsgrad einer Turbinenstufe ist unter sonst gleichen Verhältnissen, d. i. bei gleichem Stufengefälle, gleichem c_0/u , gleichen Schaufelwinkeln usw. um so geringer, je größer die Dampfnässe in der betreffenden Stufe ist; zwecks Berechnung der vorstehenden Kurven ist er gleich dem Wirkungsgrad bei überhitztem Dampf mal der spezifischen Dampfmenge der Stufe gesetzt.

Die untere Abbildung stellt die Verhältnisse für einen Sonderfall dar. Der Anfangsdruck ist mit 70 ata, der Zwischenüberhitzungsdruck mit 10,5 ata, der Gegendruck mit 0,035 ata angenommen, die Zwischenüberhitzung stets bis zu der Anfangstemperatur durchgeführt. Von den voll ausgezogenen Kurven stellt die obere in Abhängigkeit von der Anfangs- und Zwischenüberhitzungstemperatur den thermischen Wirkungsgrad bei Zwischenüberhitzung, die untere denjenigen des einfachen Kreisprozesses dar. Von den gestrichelten Kurven zeigt die untere die Verbesserung durch Gefällsvergrößerung allein, die obere die gesamte Verbesserung durch Zwischenüberhitzung unter Berücksichtigung der Dampfnässe. Wie ersichtlich, beträgt der gesamte theoretische Gewinn etwa 7%, wobei allerdings die Druck- und Wärmeverluste in den Rohrleitungen, im Zwischenüberhitzer usw. nicht berücksichtigt sind.

Die Untersuchung mehrfacher Zwischenüberhitzung ergibt, daß der erzielbare Gewinn bei mehr als zwei Zwischenüberhitzern, insbesondere wenn man die Drosselverluste in den Zwischenüberhitzern und Rohrleitungen in Rechnung zieht, so gering ist, daß es sich nicht lohnt, die Verwicklung der Anlage in Kauf zu nehmen.

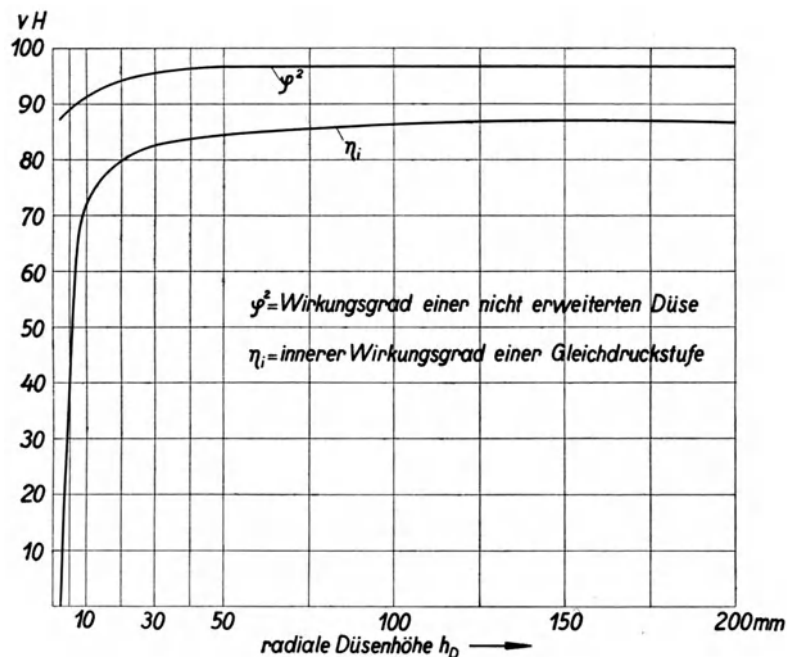
Wendet man in einer Turbine gleichzeitig Zwischenüberhitzung und Regenerativverfahren an, so sind die Gewinne daraus nahezu unabhängig voneinander und somit die gesamte Verbesserung gleich der Summe der beiden einzelnen Gewinne.

c) Die Verbesserung des Turbinenwirkungsgrades. Die größten Fortschritte hat der Dampfturbinenbau der letzten Jahre in der Verbesserung der eigentlichen Turbinenwirkungsgrade gezeitigt. Aus den vielseitigen Bestrebungen und Errungenschaften will ich nur die wichtigsten hervorheben.

Der Dampf durchfließt eine Turbine oder eine Turbinenstufe in zwei getrennten Strömen, nämlich im Arbeitsdampfstrom, in welchem er Arbeit leistet, und im Undichtheitsdampfstrom, in dem er keine Arbeit leistet. Je größer das Verhältnis des Arbeitsdampfquerschnittes zum Undichtheitsquerschnitt ist, desto geringer ist der Undichtheitsverlust, desto höher ist also unter sonst gleichen Verhältnissen, insbesondere bei gleicher Gütezahl, der innere Wirkungsgrad der Turbinenstufe oder der ganzen Turbine. Da nun der Arbeitsdampfquerschnitt einer Turbinenstufe um so größer ausfällt, je kleiner die Dampfgeschwindigkeit ist, so wird unter sonst gleichen Verhältnissen im allgemeinen

der Wirkungsgrad um so höher werden, je kleiner man die Dampfgeschwindigkeit wählt. Diese Tatsache ist unabhängig von der Anschauung, welche man sich bezüglich des unmittelbaren Einflusses der Dampfgeschwindigkeit auf den Schaufelwirkungsgrad gebildet hat, d. h. unabhängig davon, wie sich die Geschwindigkeitsziffern φ und ψ für die Leit- und Laufschaufeln mit der absoluten Größe der Dampfgeschwindigkeit ändern.

In der letzten Zeit hat man nun die alte, späterhin aber fast in Vergessenheit geratene Erfahrung wieder aufgegriffen, daß nicht allein die Größe des Arbeitsdampfquerschnittes an sich, sondern auch die Dampfstrombreite, d. i. die Schaufellänge bzw. radiale Düsenhöhe der Turbine als solche eine Rolle spielt. Da die



Strömungsverluste im Arbeitsdampfstrom hauptsächlich am äußeren und inneren Rand, also an der inneren und äußeren Begrenzungsfläche auftreten, so sind breite Arbeitsdampfströme günstiger. Düsen und Laufschaufeln von geringer radialer Höhe sind natürlich auch aus dem Grunde ungünstig, weil ihre vom Dampf benetzte Oberfläche im Verhältnis zu ihrem mittleren Querschnitt und damit auch ihr Wandreibungsverlust groß wird. Abb. 12 zeigt in ihrem oberen Teil den Wirkungsgrad von Düsen verschiedener radialer Höhe nach den neuesten amerikanischen Versuchen. Nach diesen ist der Wirkungsgrad einer Düse von z. B. 100 mm radialer Höhe rund 97,5%, und bei 5 mm Höhe nur etwa 89%. Weit größer ist jedoch, wie die untere Kurve desselben Bildes zeigt, die gesamte Verschlechterung des inneren Wirkungsgrades infolge der auftretenden Undichtheitsverluste, Randströmungen und zusätzlichen Strömungsverluste. Ist z. B. der innere Wirkungsgrad der Turbinenstufe bei 100 mm radialer Düsenhöhe 87%, so sinkt er bei 5 mm bis auf rund 45% herab. Daraus

geht als eines der wichtigsten Ergebnisse der jüngst vergangenen Zeit hervor, daß für guten Wirkungsgrad insbesondere eine genügende Radialbreite des Dampfstromes erforderlich ist.

In diesem Sinne ergeben natürlich auch größere Arbeitsdampfmen gen günstigere Verhältnisse. Wie mit dem Fortschreiten der Verbesserung der Konstruktion, der Werkstatttechnik und der Baustoffe die Grenzleistung von Kondensationsturbinen bei den einzelnen Drehzahlen im Laufe der Jahre stetig erhöht wurde, ist für normale Drehstrom-Turbodynamos mit 50 Perioden in Abb. 13 dargestellt. Während im Jahre 1910 nur Maschinen bis 2200 PS_e mit 3000 Uml./min, solche von 2200—6500 PS_e mit 1500 Uml./min gebaut wurden

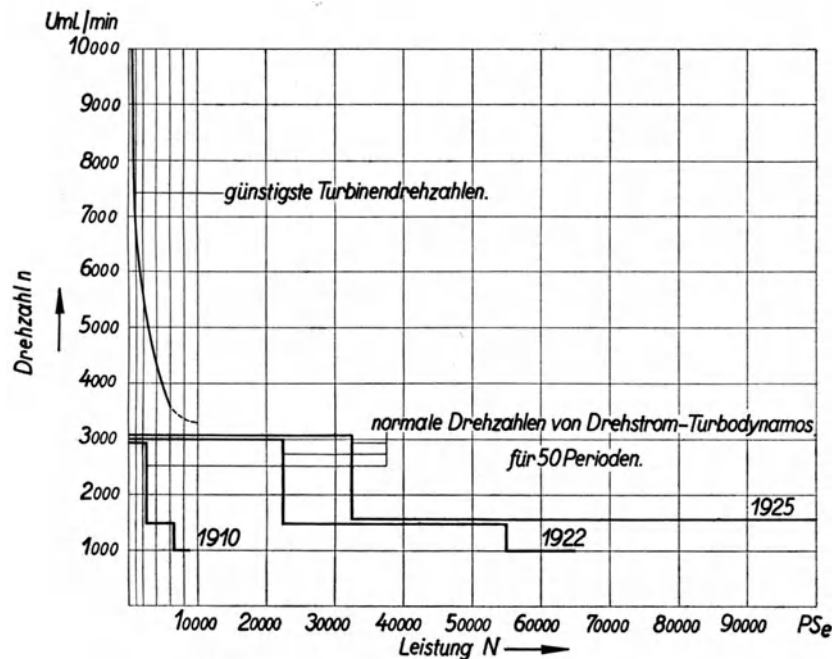


Abb. 13. Umdrehungszahlen von Kondensationsturbinen.

und höhere Leistungen eine Erniedrigung der Drehzahl auf 1000 verlangten, wurden im Jahre 1922 bereits Turbinen von 22 000 PS_e mit 3000 Uml./min und von 55 000 PS_e mit 1000 Uml./min gebaut. Heute ist man schon bei Maschinen von 40 000 PS_e¹⁾ mit 3000 Uml./min angelangt, und die größten zur Zeit im Bau befindlichen Einheiten von über 100 000 PS_e konnten mit der verhältnismäßig hohen Umlaufzahl von 1500 Uml./min gebaut werden. Wird die *ND*-Turbine in mehrere Teilturbinen zerlegt, so wird darüber hinaus noch eine beliebige Leistungssteigerung möglich sein²⁾.

Diese Drehzahlen sind allerdings für Dampfturbinen, die ihrer Natur nach Schnellläufer sind, insbesondere bei kleinen Dampfmen gen noch keineswegs die

¹⁾ Die Leistungserhöhung von 32 000 auf 40 000 PS_e wurde erst nach Fertigstellung der Abb. 13 durchgeführt.

²⁾ Kurz nach Fertigstellung der vorliegenden Abhandlung wurde bekannt, daß in Amerika in zwischen der Bau einer Turbineneinheit von der vor kurzem wohl noch für völlig unmöglich gehaltenen Leistung von 280 000 PS_e in Angriff genommen worden ist.

günstigsten. Bei welchen Drehzahlen sich bei Dampfturbinen günstigste Verhältnisse ergeben würden, ist durch die obere Kurve im gleichen Bild angegeben. Durch die Anwendung von Übersetzungsgetrieben ist es auch gelungen, sich diesen Verhältnissen mehr und mehr zu nähern.

Guter Schaufelwirkungsgrad einer Turbinenstufe ist gebunden an ein bestimmtes Verhältnis der Umfangs- zur Dampfgeschwindigkeit, und zwar steigt innerhalb gewisser Grenzen der Schaufelwirkungsgrad mit diesem Verhältnis. In Bezug auf eine Stufengruppe oder auf eine vollständige Turbine kann man eine ideelle Umfangsgeschwindigkeit und eine ideelle Dampfgeschwindigkeit einführen, wodurch man zu dem Begriff der Gütezahl gelangt. Man versteht darunter das Verhältnis aus der Summe der Quadrate der Umfangsgeschwindigkeiten der einzelnen Stufen zum Gesamtwärmegefälle der Turbine. Je größer dieses Verhältnis ist, desto besser ist im allgemeinen der Wirkungsgrad der Turbine, so daß also der Ausdruck „Gütezahl“ seine Berechtigung hat. Im neuzeitlichen Dampfturbinenbau, der sich die höchsten Wirkungsgrade zum Ziel setzt, verwendet man naturgemäß viel höhere Gütezahlen als früher. Dabei ist aber zu bemerken, daß die Kurve der Wirkungsgrade in der Nähe ihres Scheitelpunktes einen sehr flachen Verlauf zeigt, so daß selbst eine bedeutende Vergrößerung der $\sum u^2$ bzw. der Gütezahl in diesem Gebiete nur mehr eine verhältnismäßig geringe Verbesserung des Wirkungsgrades ergibt. Ferner wäre es aber auch unrichtig, anzunehmen, daß eine Erhöhung der Gütezahl unter allen Umständen von Vorteil ist; es ist vielmehr niemals die Bedingung eines genügend breiten Arbeitsdampfstromes außer acht zu lassen. Bei kleinen Leistungen und kleinen Dampfmenen z. B. kann man die nötige $\sum u^2$ nicht durch Vergrößerung der Stufendurchmesser aufbringen, weil sonst die Schaufellänge zu gering ausfallen würde, man muß vielmehr eine größere Zahl von Stufen kleinen Durchmessers wählen. Da nun aber die Zahl der Stufen wegen der Herstellungskosten und durch die Forderung einer starren, aber nicht zu dicken und daher nicht zu langen Welle begrenzt ist, so müssen Maschinen kleiner Leistung stets mit geringerer Gütezahl entworfen werden, oder mit anderen Worten, eine Erhöhung ihrer Gütezahl würde den Gesamtwirkungsgrad nicht verbessern, gegebenenfalls sogar verschlechtern. Abb. 14 zeigt in der oberen Kurve das Wachsen des thermodynamischen Wirkungsgrades mit der Leistung unter mittleren Dampfverhältnissen, in der unteren Kurve die entsprechenden Gütezahlen. Die beiden Kurven geben natürlich nur Mittelwerte an, denen sich der Einzelfall mehr oder weniger nähern wird. Insbesondere ist zu bemerken, daß die angegebenen Wirkungsgrade reichliche, d. i. betriebstechnisch zulässige Schaufelspielräume, also auch im Dauerbetriebe zu haltende Werte und eine mäßige Stufenzahl, also einen bezüglich Herstellungskosten brauchbaren Aufbau der Turbine voraussetzen. Nicht nachdrücklich genug kann davor gewarnt werden, den Turbinenwirkungsgrad durch unzulässige Verringerung der Schaufelspiele, also durch Verringerung der Betriebssicherheit, erhöhen zu wollen, denn die Betriebssicherheit einer Turbine erfordert gewisse nicht zu unterschreitende Spiele.

Aus dem Verlauf der Kurven kann man auch entnehmen, daß, wenn nur der thermodynamische Wirkungsgrad in Betracht kommt, die Steigerung der Leistung über etwa 15 000 PS_e hinaus geringeren Gewinn bringt.

Eine der für den Wirkungsgrad der Beschauflung wichtigsten Forderungen ist ferner, daß die Zunahme der Arbeitsquerschnitte und Schaufellängen stetig erfolge, so daß Wirbelverluste infolge toter Räume vermieden werden und die Umrißlinie des den Strömungsverlauf bestimmenden, die Leit- und Laufschaufeln umfassenden Umgrenzungskörpers eine stetig gekrümmte Kurve sei.

Leit- und Laufschaufeln müssen derart durchgebildet sein, daß die Strömung durch sie hindurch mit den geringsten Verlusten stattfindet und sie den genauen

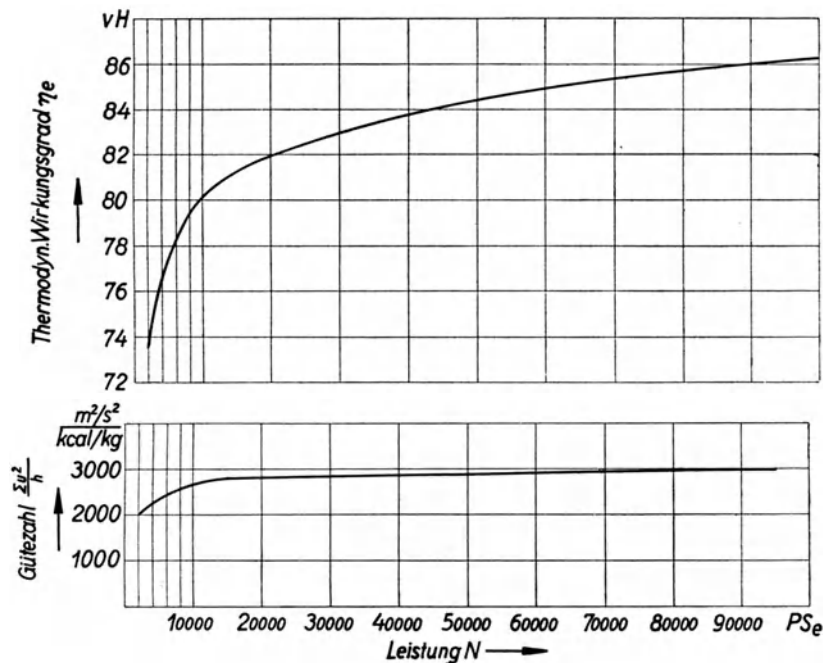


Abb. 14. Gütezahl und thermodynamischer Wirkungsgrad von Kondensationsturbinen für verschiedene Leistung.

Arbeitsquerschnitt aufweisen. Düsen von genügender radialer Höhe werden auch heute noch durch Eingießen von Leitschaufelblechen in Gußeisen oder Stahlguß gebildet. Bei geringerer radialer Höhe lassen sich die Düsen bei diesem Verfahren jedoch nicht mehr mit der erforderlichen Genauigkeit herstellen und werden daher bei neueren Dampfturbinen fast stets allseitig mechanisch bearbeitet ausgeführt. Dies bringt nicht nur den Vorteil vollkommen glatter Wände und daher verminderter Wandreibung, sondern bietet auch die Möglichkeit, die axiale Baulänge der Zwischendeckel und damit die gesamte Baulänge der Turbine zu verkürzen, was wieder die Stopfbuchsendurchmesser und die Stopfbuchsenverluste verringert. Abb. 15 zeigt eine derartige Ausführungsform, bei welcher die Düsen durch Aneinanderreihen von gewöhnlichen Stahl- oder Messingschaufeln und zwischengelegten Füllstücken gebildet werden.

Für den Wirkungsgrad der Düsen ist aber nicht nur ihre Form, Bauart und Werkstoffausführung, sondern auch ihre Anordnung von Wichtigkeit. Zur

Vermeidung der Wirbel- und Ventilationsverluste wird man einen so großen Teil des Umfanges beaufschlagen, als es die Rücksicht auf die Schaufellänge zuläßt. Die einzelnen Düsendgruppen müssen längs des Umfanges unmittelbar aneinandergereiht sein. Die schädliche Wirkung teilweiser Beaufschlagung, die Ventilations- und Auffüllungsverluste der Laufschaufeln sind durch Abdecken des nichtbeaufschlagten Teiles des Umfanges zu verringern.

Neben den Strömungs- und Spaltverlusten der Beschauflung, sowie den Radreibungs- und Ventilationsverlusten sind besonders die Verluste durch die Außen- und Zwischenstopfbuchsen hervorzuheben. Um selbst den Austritt eines schwachen Dampfvrases aus den Stopfbuchsen zu verhindern, wird der

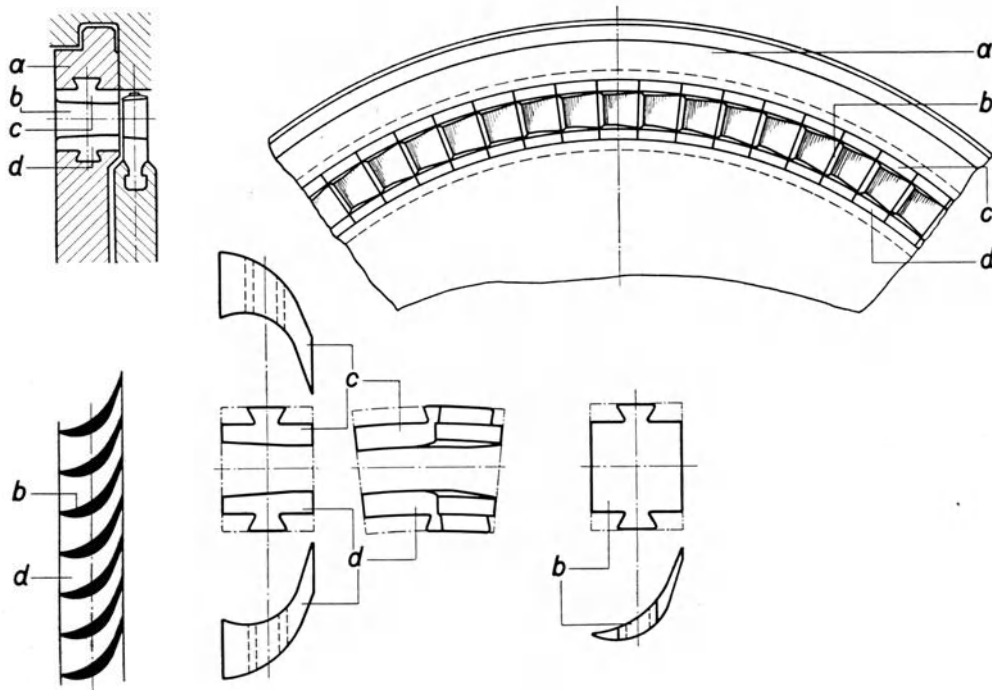


Abb. 15. AEG, allseitig bearbeitete Dampfdüsen.

a = Düsenträger, b = Düse, c = oberes Füllstück, d = unteres Füllstück.

äußere Teil der Abdichtung in letzter Zeit häufig als Wasserstopfbuchse ausgebildet. Abb. 16 zeigt eine vereinigte Dampf- und Wasserstopfbuchse neuerer Bauart. Die Wasserstopfbuchse besteht im wesentlichen aus einem in einer Ringkammer kreisenden Läufer, dem von außen Dichtungswasser zugeführt wird, das bei der Drehung der Welle infolge der Fliehkraft nach außen gedrückt wird und dadurch gegen den durch die vorhergehende Labyrinthstopfbuchse bereits heruntergedrosselten Dampfdruck vollkommen abdichtet.

Abdichtung gegen hohen Druck erfordert eine sehr große Zahl von Einzel-labyrinth, führt also zu sehr langen Stopfbuchsen. Um die hiermit verbundene, durchaus unerwünschte Vergrößerung der Baulänge zu vermeiden, sind Stopfbuchsen in mehreren Gruppen entworfen worden, die nicht axial, sondern radial

hintereinandergeschaltet sind, Abb. 17. Die einzelnen Labyrinthgruppen, und zwar sowohl die umlaufenden als auch die ruhenden Ringe, sind einteilig und

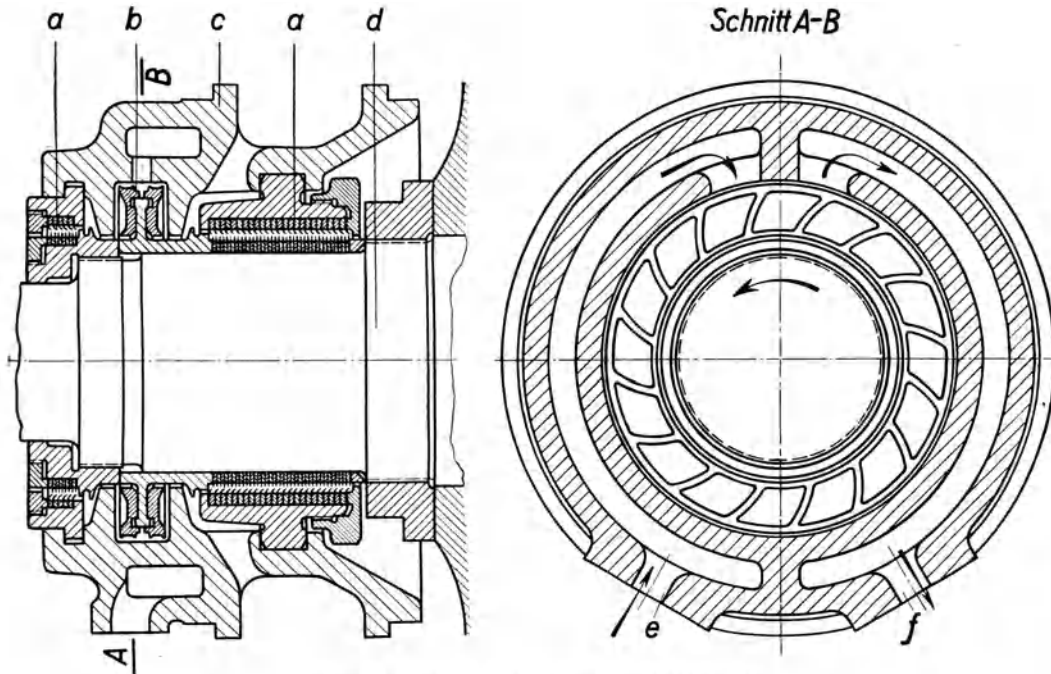


Abb. 16. AEG, Wasser- und Labyrinthstopfbuchse.

a = Labyrinthdichtung, b = Wasserdichtung, c = Gehäuse, d = Turbinenwelle, e = Wassereintritt, f = Wasseraustritt.

müssen daher über die Welle geschoben werden. Für höchste Drücke werden mehrere solcher mehrflutigen Stopfbuchsengruppen hintereinandergeschaltet. Die Abdichtung des letzten Leckdampfes gegen die äußere Atmosphäre wird

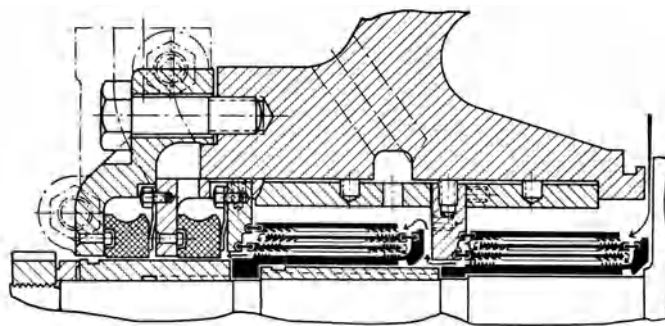


Abb. 17. General Electric Co., Außenstopfbuchse für höchsten Dampfdruck.

dann noch durch zwei mehrteilige Kohlerringe oder auch durch einige Labyrinthdichtungen besorgt.

Mechanische Verluste treten insbesondere in den Druck- und Lauflagern auf. Um die Verluste in den Drucklagern möglichst gering zu halten, werden diese jetzt allgemein als Einring-Drucklager mit beweglichen Druckklötzen ausgebildet, die nicht nur bedeutende Axialschübe bei hohen Drehzahlen mit Sicher-

heit aufzunehmen imstande sind, sondern auch sehr geringe Reibungsverluste aufweisen.

Der Grundgedanke der Blockdrucklager, die Auflösung der Lagerfläche in einzelne sich selbsttätig einstellende Tragklötze zur Erzielung mehrerer keilförmiger Ölschichten, ist in neuerer Zeit auch bei Lauflagern angewandt worden. Abb. 18 zeigt eine derartige Konstruktion, bei welcher sechs Lagerklötze um

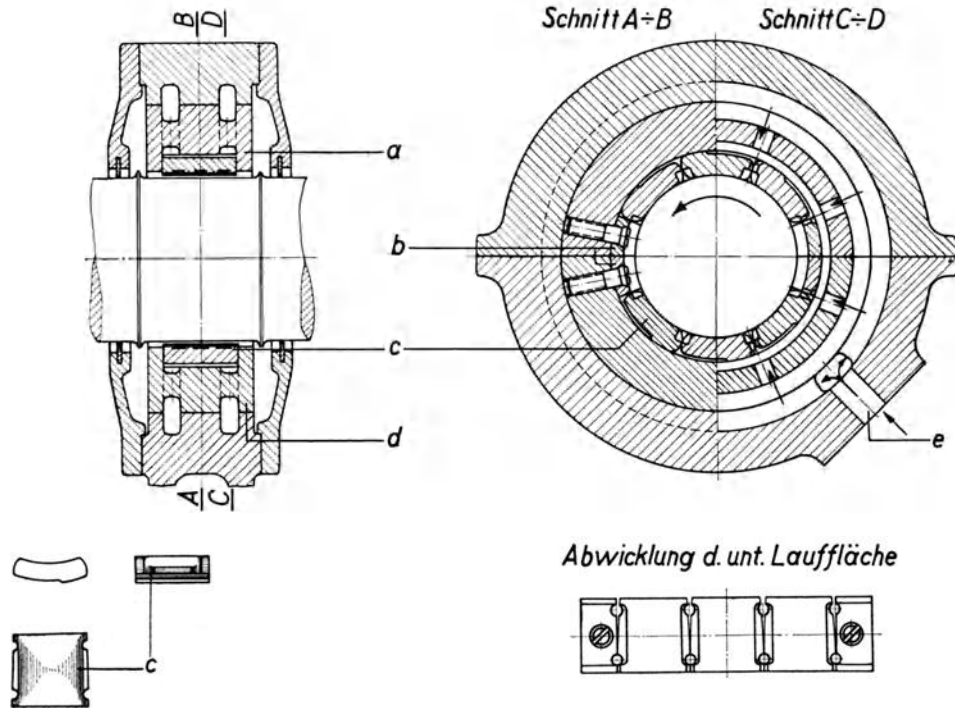


Abb. 18. AEG, Lauflager mit beweglichen Tragklötzen.

a = Lagerring-Oberteil, *b* = Schlußstück, *c* = Lagerklotz, *d* = Lagerring-Unterteil, *e* = Ölzufuß.

eine Kante der äußeren Zylinderfläche eine geringe Kippbewegung ausführen können. Der Vorteil dieser Bauart liegt außer in den geringen Reibungsverlusten in der sehr geringen Baulänge.

2. Die Richtlinien für den Entwurf von Dampfturbinen hoher Wirtschaftlichkeit.

Für die rechnerische und konstruktive Durchbildung von Turbinen ergeben sich nun unter Berücksichtigung der besprochenen Gesichtspunkte folgende Richtlinien: Oberster Grundsatz auch des neuzeitlichen Dampfturbinenbaues muß die Forderung unbedingter Betriebssicherheit und Einfachheit des Aufbaues sein. Unverrückbar bleibt dieser Grundsatz auch im Wechsel der Anschauungen und im Streit der Meinungen aufrecht bestehen. Erst an zweiter Stelle steht bei aller ihr zukommenden Wichtigkeit die Wirtschaftlichkeit. Bedenkt man, wie unübersehbar die Folgen einer Betriebsstörung auf hoher See sein können, welche ungeheuren Schaden eine verhältnismäßig kurze, sonst harmlose Stillsetzung der Maschinenanlage verursacht und wie rasch dadurch die Ersparnisse vieler Monate aufgezehrt werden können,

so wird man der Betriebssicherheit nicht nur vom technischen, sondern insbesondere auch vom wirtschaftlichen Standpunkte überragende Wichtigkeit zugestehen müssen. Während hierzulande in der letzten Zeit sozusagen jedermann vom Wirkungsgradtaumel erfaßt war, stellt demgegenüber z. B. der Amerikaner, wie ich vor kurzem während eines Aufenthaltes in den Vereinigten Staaten feststellen konnte, die Betriebssicherheit nicht nur an die erste Stelle, sondern faßt seine diesbezügliche Ansicht in die Worte zusammen: „Reliability first, last and at any time“. Der amerikanische Standpunkt scheint der gesündere zu sein, denn wirkungslos verpuffen alle Mittel zur Erhöhung der Wirtschaftlichkeit, wenn sie nicht auch gepaart sind mit höchster Betriebssicherheit. Unrichtig ist es daher, das Streben nach hohem Wirkungsgrad zu überspannen.

Je höher der angestrebte Wirkungsgrad ist, desto edler müssen die Baustoffe und desto feiner gegliedert und weniger einfach muß der Aufbau sein. Auch aus diesem Grunde sollte von übertriebenen Wirkungsgradbestrebungen abgesehen werden.

Im einzelnen wäre zu bemerken: Zunächst müssen mäßige Umfangsgeschwindigkeiten die Beanspruchungen der kreisenden Teile in sicheren Grenzen halten, die Anforderungen an die Eigenschaften der Baustoffe und die Herstellung dürfen nicht zu hoch sein. Insbesondere ist es durchaus unzulässig, unter dem Druck des Wettbewerbes aus nichttechnischen Gründen die Grenzleistungen der Turbinen dadurch zu steigern und ihr Gewicht und ihren Preis dadurch zu verringern, daß man die Durchmesser und damit auch die mechanischen Beanspruchungen der letzten Stufen über jene Grenzen hinaus steigert, die zu überschreiten langjährige Erfahrung eindringlich warnt.

Für guten Wirkungsgrad der Beschauflung, des lebenswichtigsten Teiles einer Turbine, handelt es sich meist in erster Linie darum, die Schaufellängen genügend groß zu machen und die Undichtheitsverluste möglichst gering zu halten. Der unmittelbare Einfluß der Dampfgeschwindigkeit selbst auf den Wirkungsgrad ist hierbei von untergeordneter Bedeutung. Bei kleinem Dampfdurchsatzvolumen führt höhere Drehzahl und mäßiger Druck in der ersten Turbinenstufe auf günstigere Schaufellängen. Überdruckverfahren erfordert im allgemeinen kleinere Schaufelspielräume. Wenn man von ganz großen Dampfmenge absieht, ist es daher ratsam, im Gebiet der geringen Dampfvolumenta Gleichdruckwirkung mit den hierbei zulässigen größeren Schaufelspielräumen vorzuziehen und die Betriebssicherheit der Anlage nicht durch Anwendung sehr kleiner betriebstechnisch unzulässiger Schaufelspiele herabzusetzen. Bei welchem Dampfdruck man zweckmäßigerweise auf das Überdruckverfahren übergehen kann, ist hauptsächlich eine Frage der Undichtheitsverluste und hängt zunächst von der Größe der zu verarbeitenden Dampfmenge ab.

Für kleinere und mittlere Leistungen ist bei mäßigem Frischdampfdruck die eingehäusige Bauart vorzuziehen, bei höheren Frischdampfdrücken ergibt sich infolge der dann größeren Stufenzahl naturgemäß von selbst die Verarbeitung des verfügbaren Gefälles in Teilturbinen. Hohe Luftleere macht

bereits bei mittleren Leistungen die Auflösung der letzten Stufen in zwei parallel arbeitende Elemente erforderlich, weil sich aus Festigkeitsgründen der bei mäßigem Auslaßverlust nötige Dampfdurchflußquerschnitt nicht mehr in einem Schaufelkranz unterbringen läßt.

Unterkritische Wellen, die selbst bei unveränderlicher Drehzahl fast allgemein gewählt werden, um ruhigen Gang der Maschine zu erzielen, sind bei Schiffsturbinen, die mit jeder Drehzahl arbeiten müssen, selbstverständlich unerlässlich. Die Schwingungsgefahr der kreisenden Schaufelträger beseitigen entweder mäßige Durchmesser und hinreichende axiale Abmessungen der Radscheiben oder die stabile Trommelbauart. Die Abmessungen der Schaufeln sind so zu wählen, daß sie bei keiner Betriebsdrehzahl synchron erregt werden. Die Schaufeln sind im Schaufelträger so zu befestigen, daß sie auch unter Einwirkung der Fliehkraft und Wärmedehnung als fest eingespannt betrachtet werden können, da sonst ihre Schwingungszahl, soweit sie von der Einspannung abhängt, eine Funktion der Drehzahl wird. Periodische Impulse, gleichgültig welcher Art, müssen tunlichst vermieden werden.

Natürlich muß die Einhaltung dieser allgemeinen baulichen Richtlinien mit sorgfältigster Werkstattarbeit gepaart sein, denn wo der Konstrukteur um jede noch so geringfügige Verbesserung des Wirkungsgrades sorgsam bemüht ist, darf die werkstattechnische Ausführung nicht lässig gehandhabt werden.

II. Die Anwendung der neuen Bestrebungen auf den Bau der Dampfturbinen.

Nach der allgemeinen Behandlung der Mittel, durch welche die Wirtschaftlichkeit von Dampfturbinen erhöht werden kann, und nach der Kennzeichnung der Richtlinien für den Entwurf hochwirtschaftlicher Turbinen soll nunmehr ihre praktische Anwendung auf den Bau von Dampfturbinen besprochen werden, und zwar zunächst in rascher Aufeinanderfolge an einigen ortsfesten Ausführungen für unmittelbaren und mittelbaren Hauptantrieb, dann für Hilfsmaschinenantrieb und schließlich deren Anwendung für den Schiffsantrieb.

1. Der ortsfeste Turboantrieb.

Für kleinere Leistungen sind auch wirtschaftliche Kondensationsturbinen eingehäusig. Abb. 19 zeigt den Schnitt durch eine vielstufige, eingehäusige Turbine für 3000 kW und 3000 Uml./min. Sie besteht aus einer kleinen zweikränzigen Geschwindigkeitsstufe, die ein geringes Wärmegefälle verarbeitet, aus einer Anzahl Gleichdruckstufen von geringem Durchmesser und schließlich einigen Gleichdruck- und Überdruckstufen von größerem Durchmesser. Die Welle und die Radscheiben, mit Ausnahme des Curtisrades, bestehen aus einem Stück. Auf Stetigkeit der Dampfdurchschnittszunahme ist besonderer Wert gelegt.

Während bei eingehäusigen Kondensationsturbinen größerer Leistung ein Wirkungsgrad an der Kupplung von 75—80% zu erzielen ist, kann eine neuzeitliche mehrgehäusige Turbine bei der Konstruktionslast und noch reichlichen Schaufelspielräumen 80—86% erreichen.

Bei größeren Dampfmenngen bildet man den *ND*-Teil, um mit mäßigen Schaufellängen der letzten Stufe auch hohe Luftleere gut ausnutzen zu können,

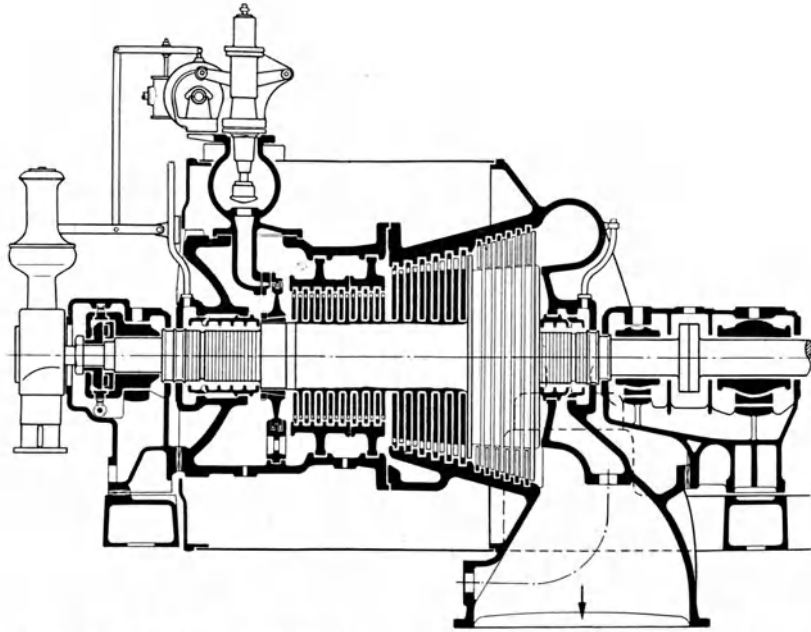


Abb. 19. AEG, Schnitt durch eine Kondensationsturbine. ($N = 3000$ kW; $n = 3000$ Uml./min)

für Doppelstrom, den Abdampfstutzen mit Diffusorwirkung aus. Abb. 20 zeigt den Schnitt durch eine zweigehäusige Kondensationsturbine von 10 000 bis

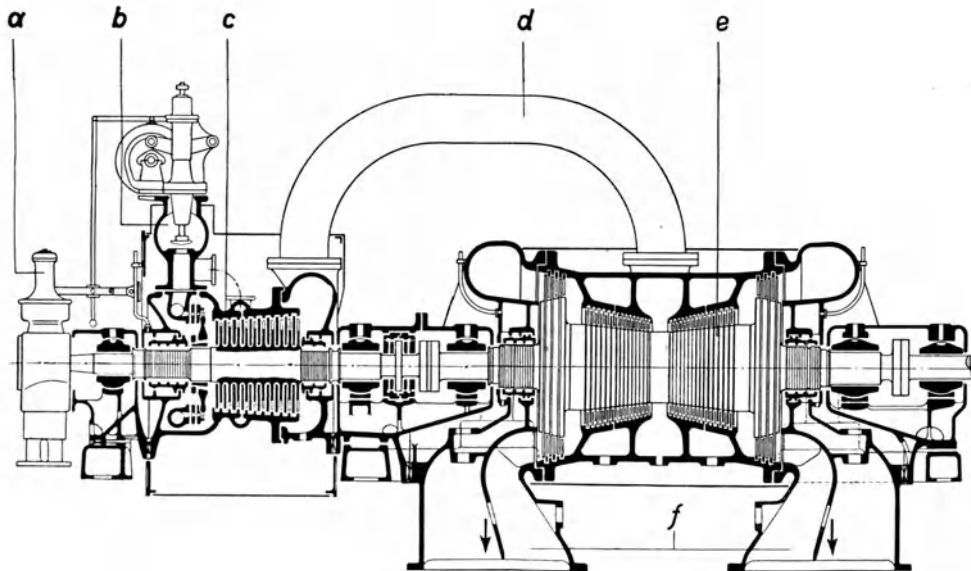


Abb. 20. AEG, Schnitt durch eine zweigehäusige Kondensationsturbine. ($N = 10\ 000$ bis $20\ 000$ kW; $n = 3000$ Uml./min)
 a = Drehzahlregler, b = Frischdampf, c = HD-Turbine, d = Überströmung zur ND-Turbine, e = ND-Turbine,
 f = Abdampf.

20 000 kW bei 3000 Uml./min. Alle Stufen sind einkränzig. Die Gleichdruckwirkung der *HD*-Beschauflung ermöglicht größere Schaufelspielräume im Ge-

biet der kleinen Dampfvolumina und der höheren Temperaturen, Ausgleichskolben sind nicht erforderlich. Wegen der geringen Lagerabstände ergeben sich für die *HD*- und die *ND*-Turbine kräftige, unterkritische Wellen und niedrige Beanspruchungen. Die Zone des höheren Druckes und der höheren Temperatur beschränkt sich nur auf einen kleinen Teil der Turbinenanlage.

Bei großen Leistungen und insbesondere bei höheren Dampfdrücken kommt man zwangsläufig zur Anwendung von mehreren Teilturbinen. Abb. 21 zeigt die Anordnung einer der Turbinenanlagen für das neue Großkraftwerk Rummelsburg bei Berlin, deren Nennleistungen 70 000 kW bei dauernder Überlast von über 80 000 kW betragen. Die Turbinen sind 1500-tourige Dreifachexpansions-

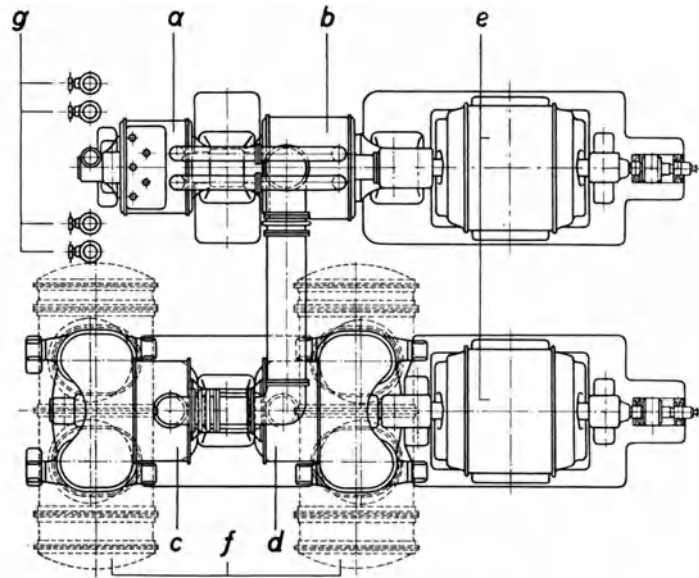


Abb. 21. AEG, Anordnung einer Turbodynamo- und Kondensations-Anlage von 70 000 kW.

$a = HD\text{-Turbine}$	$\left. \begin{array}{l} N = 35\,000\text{ kW;} \\ n = 1500\text{ Uml./min.} \end{array} \right\}$	$e = \text{Dynamo}$	$\left. \begin{array}{l} N = 35\,000\text{ kW;} \\ n = 1500\text{ Uml./min.} \end{array} \right\}$
$b = MD\text{-Turbine}$	$\left. \begin{array}{l} N = 35\,000\text{ kW;} \\ n = 1500\text{ Uml./min.} \end{array} \right\}$	$f = \text{Kondensator,}$	
$c = ND\text{ I-Turbine}$	$\left. \begin{array}{l} N = 35\,000\text{ kW;} \\ n = 1500\text{ Uml./min.} \end{array} \right\}$	$g = \text{Schnellschlußventil.}$	
$d = ND\text{ II-Turbine}$			

maschinen mit doppeltem *ND*-Teil und arbeiten mit 35 atü Anfangsdruck und 400°. Abb. 22 zeigt den Schnitt durch die *HD*- und *MD*-Turbine, die beide Gleichdruckscheibenaufbau aufweisen. Die erste Stufe des *HD*-Teiles ist eine kleine zweikränzige Geschwindigkeitsstufe. Die Abdichtung des *HD*-Läufers an der Frischdampfseite erfolgt wegen des hohen Stufendruckes durch eine dreiflutige Labyrinthstopfbuchse. Die beiden parallel geschalteten *ND*-Teile, siehe Abb. 23, haben Überdruckbeschauflung und sind zwecks Ausgleich des Axialschubes, ebenso wie die *HD*- und die *MD*-Turbine, im Gegenstrom angeordnet. Abb. 24 zeigt einen der Abdampfteile während der Bearbeitung, Abb. 25 von unten gesehen die Abströmquerschnitte selbst, die beide ein gutes Bild von den riesigen Abmessungen dieser Anlage geben. Um eine geringe Auslaßgeschwindigkeit, also geringe Auslaßverluste zu erzielen, sind bei einer Maschineneinheit im ganzen vier Austrittsöffnungen vorgesehen. Es würde zu weit führen, auf

die weiteren Einzelheiten dieser bemerkenswerten Anlage jetzt näher einzugehen. Es sollen daher nur noch zwei Aufnahmen gebracht werden, welche die

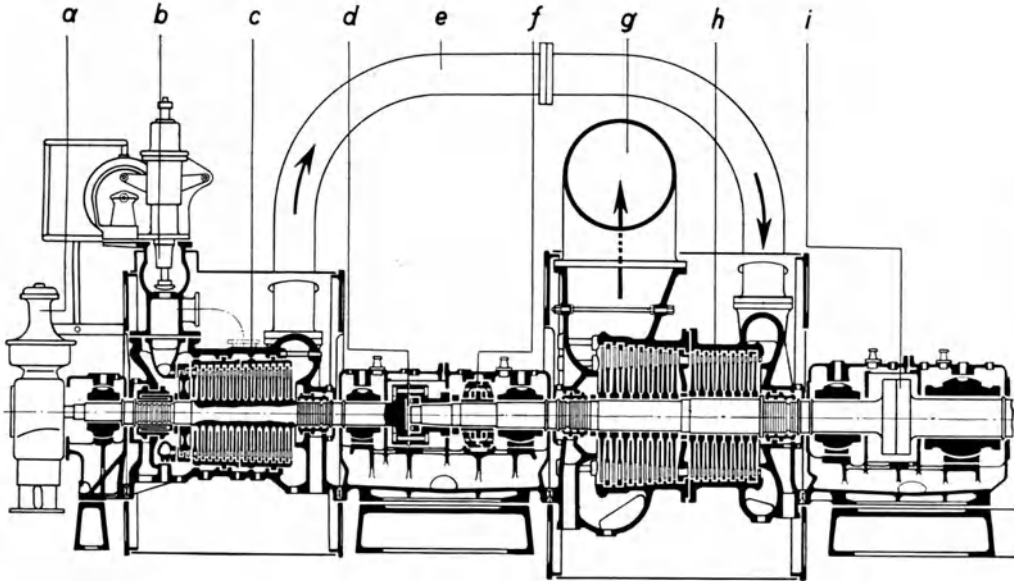


Abb. 22. AEG, Längsschnitt der *HD*- und *MD*-Turbine der 70 000-kW-Anlage.

a = Drehzahlregler, *b* = Frischdampf, *c* = *HD*-Turbine, *d* = starre Kupplung, *e* = Überströmung zur *MD*-Turbine, *f* = Einscheiben-Drucklager, *g* = Überströmung zur *ND*-Turbine, *h* = *MD*-Turbine, *i* = Dynamowelle.

erste dieser Anlagen während des Zusammenbaues in der Werkstatt, Abb. 26 von der Frischdampfseite, Abb. 27 von der Dynamoseite, darstellen. Die erste

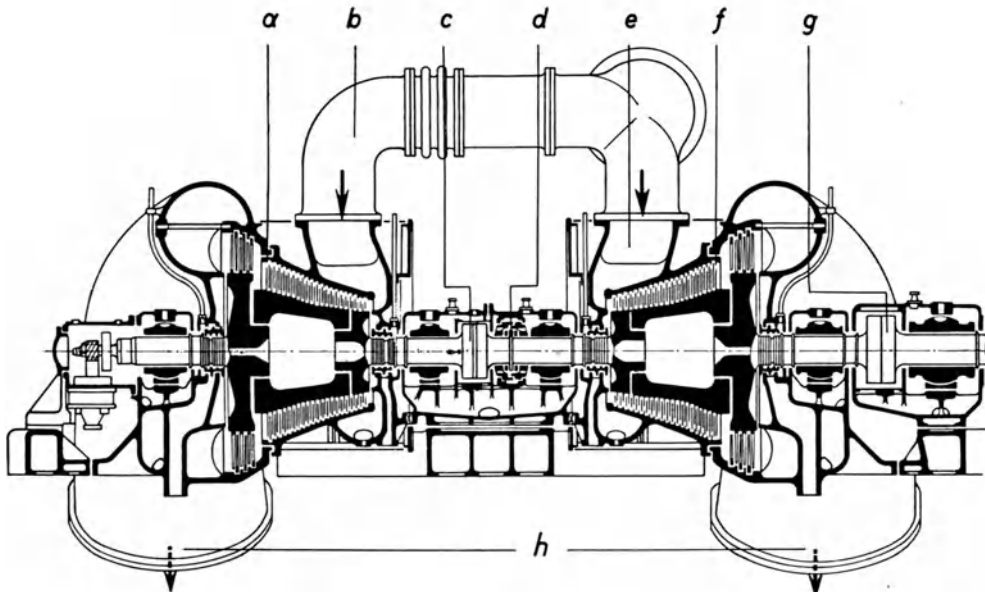


Abb. 23. AEG, Längsschnitt der *ND*-Turbinen der 70 000-kW-Anlage.

a = *ND I*-Turbine, *b* = Überströmung von der *MD*-Turbine, *c* = starre Kupplung, *d* = Einscheiben-Drucklager, *e* = Dampfeinströmung, *f* = *ND II*-Turbine, *g* = Dynamowelle, *h* = Abdampf.

dieser Anlagen ist inzwischen in Betrieb genommen und stellt bekanntlich die größte zur Zeit in Betrieb befindliche Turbineneinheit der Welt dar.

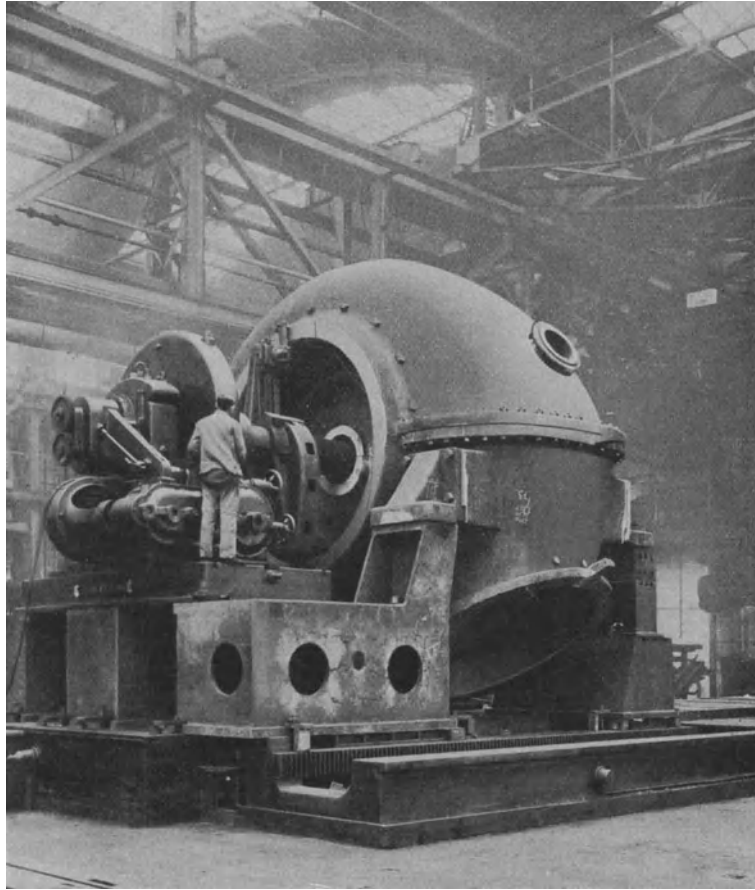


Abb. 24. AEG, *ND*-Abdampf-Gehäuse einer viergehäusigen Kondensationsturbine.
($N = 70\,000$ kW; $n = 1500$ Uml./min)

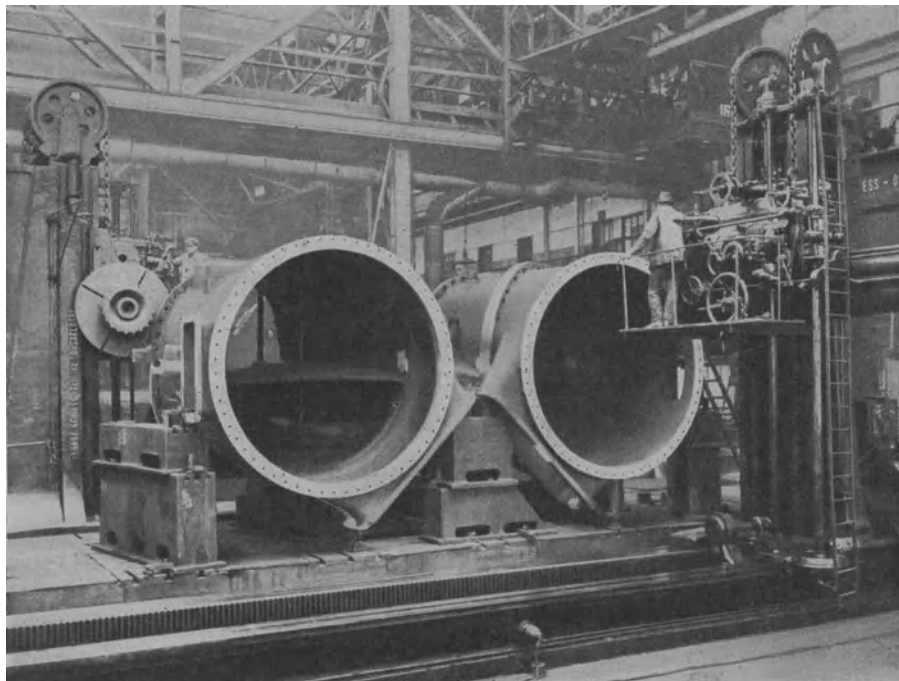


Abb. 25. AEG, *ND*-Abdampf-Gehäuseunterteil einer viergehäusigen Kondensationsturbine. ($N = 70\,000$ kW;
 $n = 1500$ Uml./min)

Bei kleinen Leistungen muß man, wie erwähnt, zu höheren Drehzahlen übergehen. Die Verwendung hoher Drehzahlen ergibt bei gleichem Maschinen-

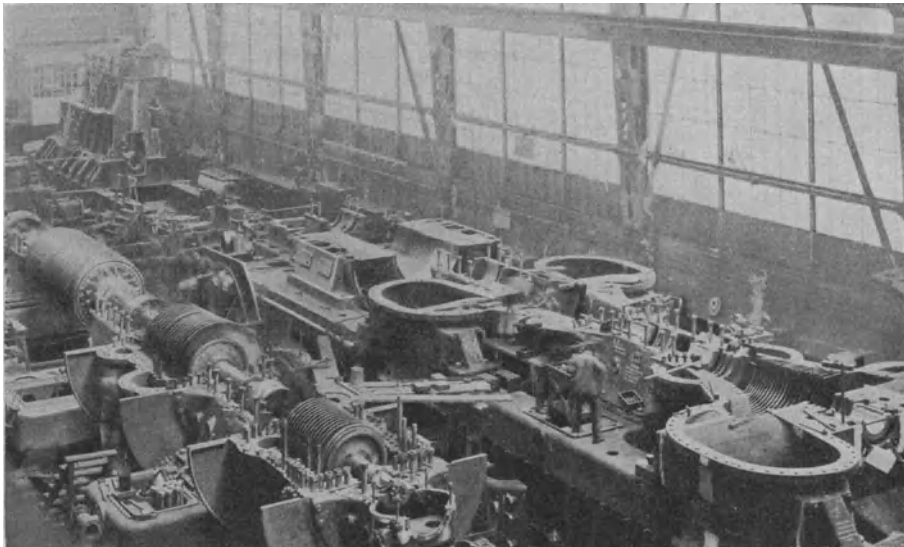


Abb. 26. AEG, 70 000-kW-Anlage während der Montage in der Werkstatt.

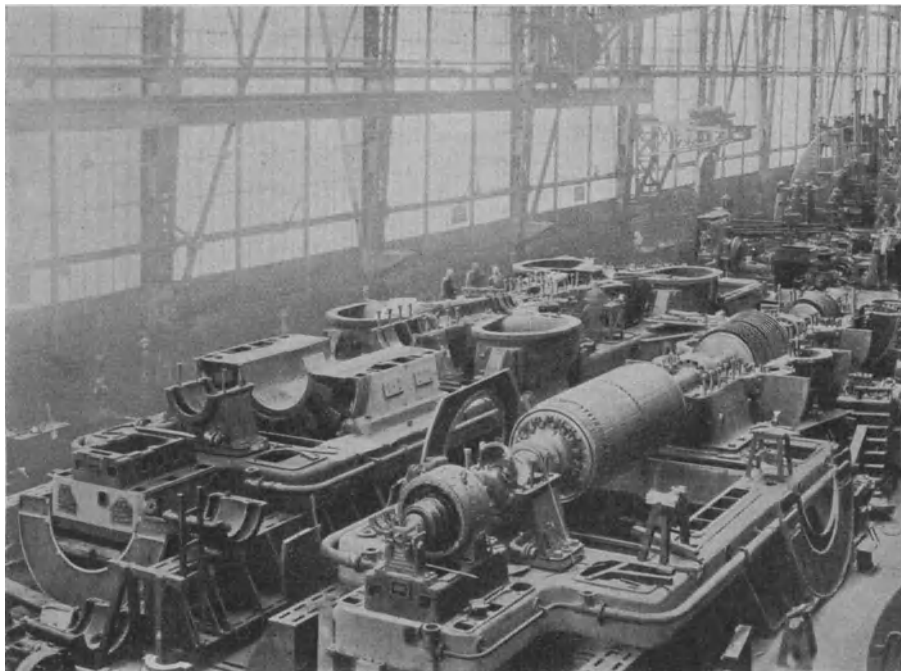


Abb. 27. AEG, 70 000-kW-Anlage während der Montage in der Werkstatt.

gewicht größere Leistungen und, was für den Wirkungsgrad von Dampfturbinen geringerer Dampfmengen von Wichtigkeit ist, günstigere Schaufelverhältnisse. Da die unmittelbare Verbindung der treibenden Maschine und des getriebenen

Teiles aber häufig beiden einen unnatürlichen Zwang auferlegen würde, der die Erzielung bester Wirkungsgrade verhindert, wird dann die Zwischenschaltung von Übersetzungsgetrieben erforderlich. Es sind elektrische, hydraulische und mechanische Drehzahlminderer in Anwendung gekommen, deren Zweckmäßigkeit sich aus den jeweiligen Verhältnissen ergibt. Die einfachste und wirtschaftlichste Form der Übersetzung, die gleichzeitig auch den Vorteil eines beliebig hohen Übersetzungsverhältnisses besitzt und daher auch bei weitem die größte Verbreitung gefunden hat, stellt das Zahnradvorgelege dar. Wegen des hohen Wirkungsgrades und der bei der derzeitigen Beherrschung der konstruktiven und werkstattechnischen Erfordernisse und der Baustofffrage gewährleisteten vollkommenen Betriebssicherheit dieser Übersetzungsart gewinnt der Bau von Triebturbinen immer mehr an Bedeutung. Die Triebturbine ist auch für Schiffe

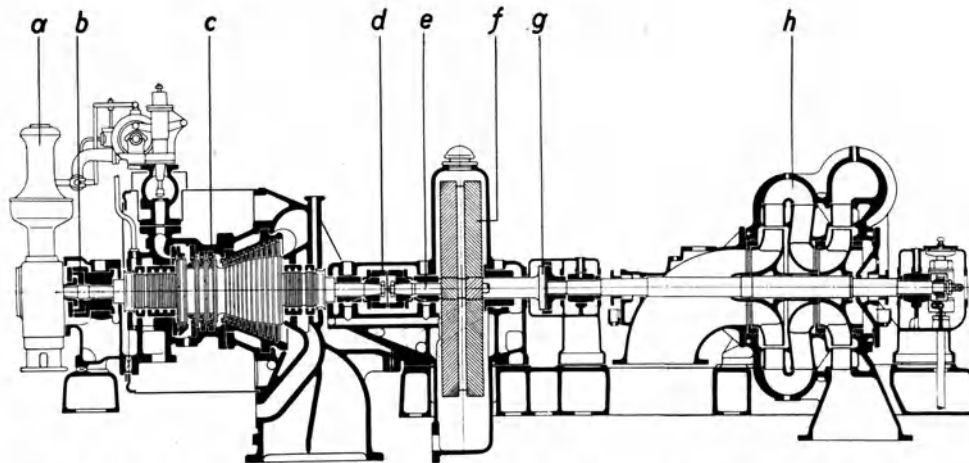


Abb. 28. AEG, Wasserwerks-Turbopumpenanlage mit Vorgelege, $Q = 1800 \text{ cbm/h}$ auf 50 m WSman. ;
 $n = 8500/750 \text{ Uml./min.}$

- | | |
|--------------------------|----------------------|
| a = Drehzahlregler, | e = Vorgelegeritzel, |
| b = Drucklager, | f = Vorgelegerad, |
| c = Turbine, | g = starre Kupplung, |
| d = bewegliche Kupplung, | h = Hauptpumpe. |

heute wohl die weitaus verbreitetste Form des Turboantriebes. Bedenken, daß eine Turboanlage mit zwischengeschaltetem Zahnradvorgelege weniger betriebsicher sei als eine unmittelbar antreibende Anlage, sind nicht mehr zeitgemäß.

Nur einige wenige Beispiele mögen die Anwendung von Zahnradvorgelegen bei Turbomaschinen zeigen. Zunächst eine Anlage kleinerer Leistung. Abb. 28 stellt eine neuzeitliche Triebturbine für rund 500 PS_e und 8500 Uml./min dar, deren Drehzahl durch ein Vorgelege im Verhältnis von rund 11,3 : 1 herabgesetzt wird. Die ersten Turbinenstufen arbeiten im Gleichdruckverfahren, die übrigen sind Überdruckstufen. Infolge der hohen Drehzahl und der kleinen Durchmesser ergeben sich günstige Schaufellängen und ein guter Wirkungsgrad.

Abb. 29 zeigt die gedrängte Anordnung eines neuzeitlichen Kondensationspumpensatzes, bei dem sowohl die einzelnen Pumpen als auch die Antriebsmaschinen mit den für ihre Eigenart günstigsten Drehzahlen laufen. Der Elektromotor treibt unmittelbar die langsamlaufende Kühlwasserpumpe und über ein Zahnradvorgelege die raschlaufende Aufschlagwasser- und Kondensatpumpe.

Eine kleine Dampfturbine kann durch ein zweites Ritzel gleichfalls den ganzen Pumpensatz antreiben. Die Drehzahl der Turbine beträgt 5000, die des Elektro-

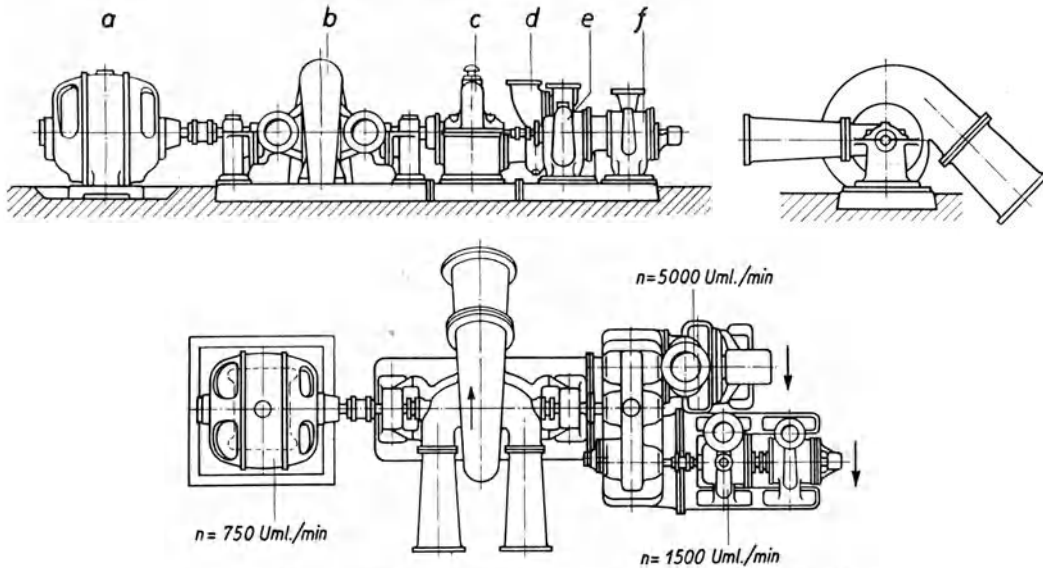


Abb. 29. AEG, Kondensationspumpengruppe für elektrischen und Dampftrieb.
 a = Elektromotor, d = Turbine,
 b = Kühlwasserpumpe, e = Aufschlagwasserpumpe,
 c = Zahnradvorgelege, f = Kondensatpumpe.

motors und der Kühlwasserpumpe 750 und die der beiden weiteren Pumpen 1500 Uml./min. Der elektrische Antrieb ist hierbei für den normalen Dauerbetrieb gedacht, während die Dampfturbine nur zum Anfahren bzw. zur Aus-
 hilfe für den Fall einer Betriebsstörung an dem Motor oder dem Stromnetz dient.

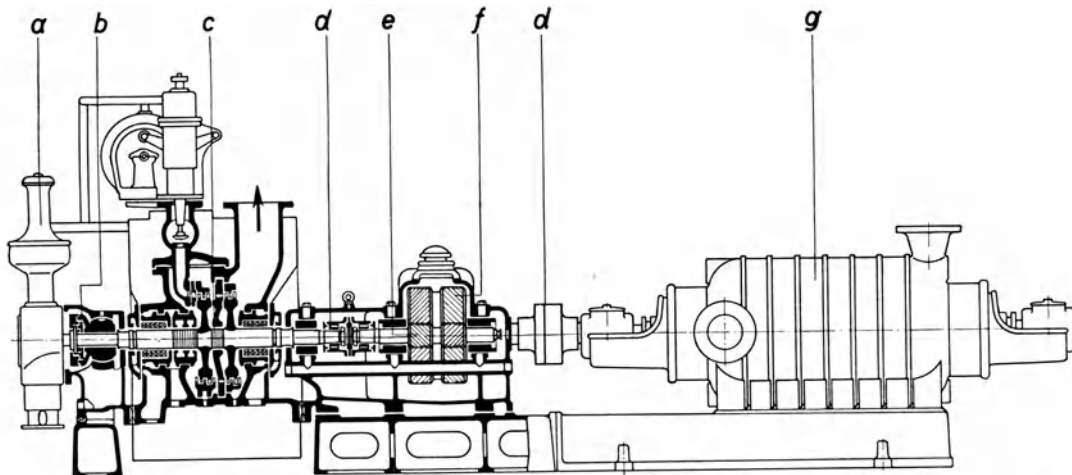


Abb. 30. AEG, Turbo-Kesselspeisepumpe mit Vorgelege, $Q = 435 \text{ m}^3/\text{h}$ auf 400 m WSman.; $n = 6000/1470 \text{ Uml./min.}$
 a = Drehzahlregler, c = Turbine, e = Vorgelegeritzel,
 b = Drucklager, d = bewegliche Kupplung, f = Vorgelegerad,
 g = siebenstufige Kesselspeisepumpe.

Ein weiteres Beispiel eines Turboantriebes stellt Abb. 30 dar, die den Schnitt durch eine Kesselspeisepumpe zeigt. Die Turbine läuft hier mit 6000 Uml./min

und treibt mittels eines Zahnradvorgeleges die Speisewasserpumpe mit rund 1800 Uml./min an.

Auch bei großen Leistungen können Zahnradvorgelege in Anwendung kommen, wenn es sich um Anpassung der wirtschaftlichen Turbinendrehzahl an die der Arbeitsmaschine handelt. Die nächste Abb. 31 stellt eine Triebturbine dar, bei welcher mit einem einzigen Ritzel bei einer Betriebsumfangsgeschwindigkeit

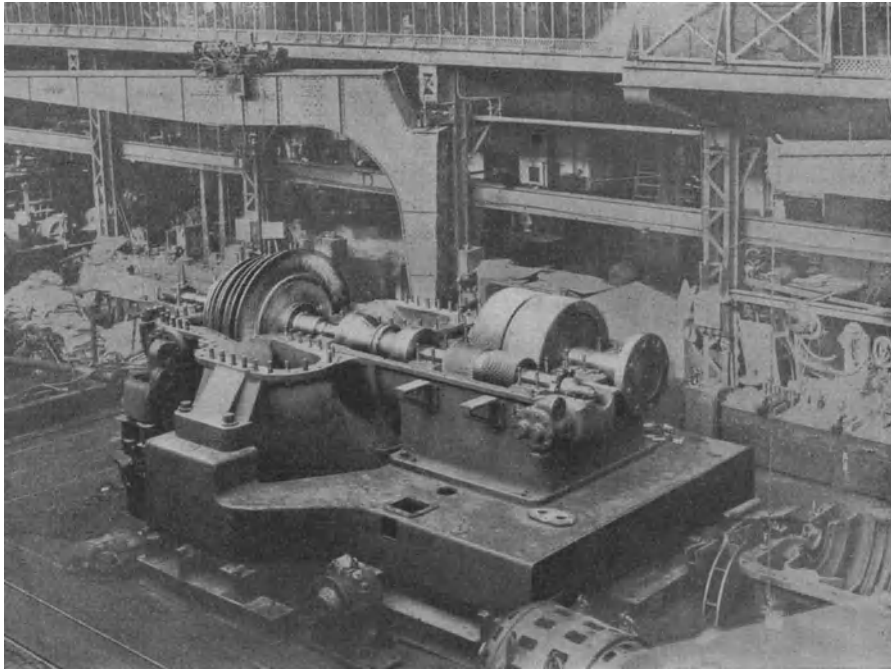


Abb. 31. AEG, Frischdampf-Speicherdampf-Kondensationsturbine mit Zahnradvorgelege.
 $N = 8000$ (12 000) kW; $n = 3000/1000$ Uml./min.

der Verzahnung von rund 70 m/s 16 000 PS_e übertragen werden. Dies ist die größte auf diese Art übertragene Leistung.

Der Anwendungsbereich des mittelbaren Turboantriebes ist ein sehr weiter. Auf allen Gebieten hat sich das Zahnradvorgelege als ein wertvolles Mittel zur Erhöhung der Wirtschaftlichkeit bewährt.

2. Der Schiffsturboantrieb.

Bis vor kurzem hat man nur vereinzelt und nur in geringem Umfange versucht, die so erfolgreichen Bestrebungen und Entwicklungen des ortsfesten Dampfturbinenbaues auf die Schiffsturbine zu übertragen. Diese wurden im ersten Teil meines Vortrages nur deshalb so eingehend erörtert, weil sie ohne weiteres auch für den Schiffsantrieb volle Gültigkeit haben. Die gleichen Erwägungen werden die Wahl von Anfangsdruck und -temperatur, die Ausbildung der Dampfabströmquerschnitte, die Anwendung der Anzapfung und Zwischenüberhitzung und die konstruktive Durchbildung des Aufbaues der Schiffsturbinen bestimmen.

Um nun die Anwendung der neuen Erkenntnisse des Dampfturbinenbaues auf den Schiffsantrieb und die damit erzielbaren Wirkungsgrade klar vor Augen zu führen, seien im folgenden einige Ausführungsbeispiele erläutert.

Der Unterschied zwischen der bezüglich Wirkungsgrad und Gewicht günstigsten Turbinendrehzahl und jener der getriebenen Schiffsschrauben oder Schaufelräder ist im allgemeinen sehr groß. Zur Zeit werden daher bei Schiffsantrieb stets Drehzahlminderer zwischengeschaltet.

Eingangs wurde eine Kondensationsturbine erwähnt, die als kennzeichnend für die früheren Verhältnisse angesehen werden kann. Sie ist bei einer Leistung von 3000 WPS eingehäusiger Bauart, verarbeitet ein Wärmegefälle von 13 atü

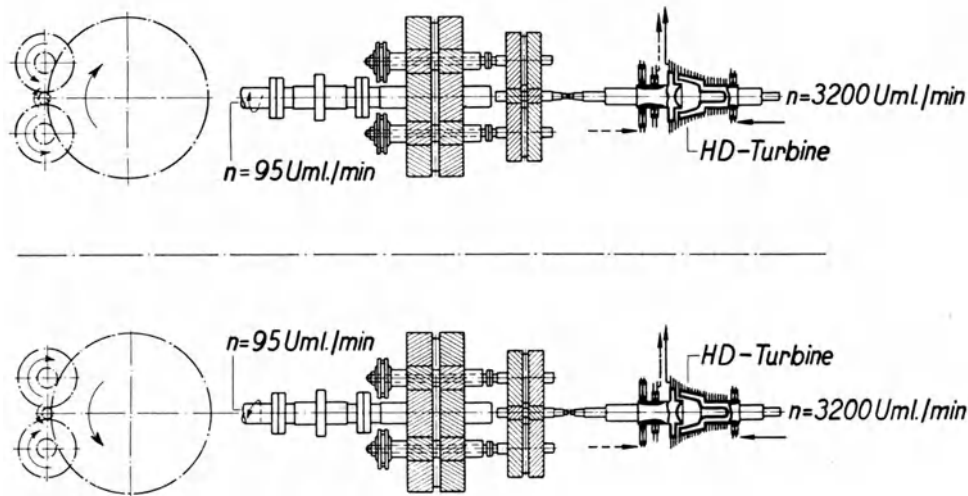


Abb. 32. Schiffs-Triebturbinen-Anlage für ein Zweiwellenschiff. $N = 20\,000 \text{ WPS}$; $n = 95 \text{ Uml./min}$. $35 \text{ atü } 400^\circ 96\%$; zwei eingehäusige Turbinen; — Dampfweg für Vorwärtsfahrt; - - - Dampfweg für Rückwärtsfahrt.

und 300° auf eine Luftleere von $94,5\%$ und erzielt bei einer mittleren Gütezahl von rund $1500 \frac{\text{m}^2/\text{s}^2}{\text{kcal/kg}}$ einen Wirkungsgrad an der Kupplung von ungefähr 72% und einen Dampfverbrauch von $4,05 \text{ kg/PS}_\text{e}\text{h}$.

Unter den heutigen Verhältnissen würde eine Anlage dieser Leistung im allgemeinen für einen etwas höheren Anfangszustand, ungefähr 20 atü und 350° , eine Luftleere von 96% und eine Drehzahl von 4000 Uml./min gebaut werden. Der hierfür vorteilhafte vereinigte Gleichdruck-Überdruckaufbau würde bei einer gesamten Gütezahl von rund 2000 einen Wirkungsgrad von etwa $73,5\%$ an der Turbinenkupplung und einen Dampfverbrauch von $3,46 \text{ kg/PS}_\text{e}\text{h}$ ergeben.

Handelt es sich um eine Anlage für größere Leistungen, so wird man zweckmäßigerweise den Dampfdruck noch höher annehmen. Ich habe für ein Zweiwellenschiff von $20\,000 \text{ WPS}$ Gesamtantriebsleistung vier verschiedene Lösungen untersucht und möchte nun die möglichen Anordnungen der Anlage und die hiermit erreichbaren Wirkungsgrade angeben. Als Anfangszustand ist durchwegs 35 atü und 400° , als Luftleere 96% angenommen.

Bei der ersten Anordnung, Abb. 32, sind zwei eingehäusige Turbinen von je $10\,000 \text{ WPS}$ und einer Drehzahl von 3200 Uml./min vorgesehen. Die Tur-

binen der beiden Schraubenwellen sind parallelgeschaltet. Bei einer Gütezahl von 2500 ergibt sich ein thermodynamischer Wirkungsgrad von 78,5% und ein Dampfverbrauch von 2,91 kg/PS_eh.

Bei der zweiten Anordnung, Abb. 33, sind zwei zweigehäusige Turbinen von je 10 000 PS angenommen, die Turbinensätze der beiden Schraubenwellen also gleichfalls parallelgeschaltet. Die Drehzahl der *HD*-Turbinen beträgt 5000, die der *ND*-Turbinen 2500 Uml./min. Mit einer Gütezahl von 2650 ist der erzielbare Wirkungsgrad an der Turbinenkupplung 81% und der spezifische Dampfverbrauch 2,83 kg/PS_eh.

Die dritte Lösung, Abb. 34, verarbeitet das verfügbare Wärmegefälle in drei besonderen Turbinengehäusen. Bei Vorwärtsgang sind die drei Teilturbinen

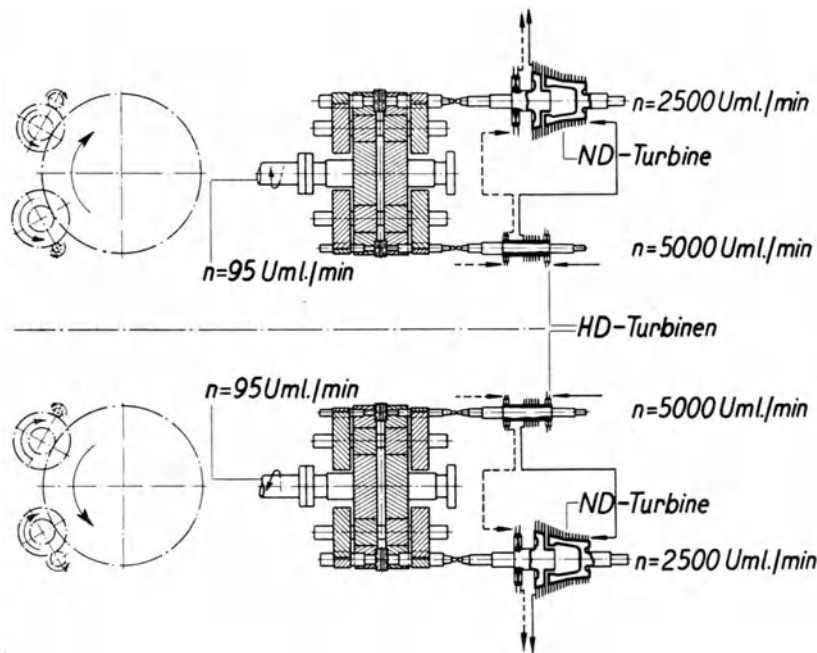


Abb. 33. Schiffs-Triebturbinen-Anlage für ein Zweiwellenschiff. $N = 20\,000$ WPS; $n = 95$ Uml./min. 35 atü 400° 96%; zwei zweigehäusige Turbinen; — Dampfweg für Vorwärtsfahrt; - - - Dampfweg für Rückwärtsfahrt.

hintereinandergeschaltet. Ihre Drehzahlen konnten unabhängig voneinander und somit günstigst angenommen werden und betragen für die *HD*-, die *MD*- und die *ND*-Turbine 5000, 3500 und 2000 Uml./min. Wird die mittlere Gesamtgütezahl der Anlage wieder zu 2650 angenommen, so wird sich infolge der für die Teilturbinen nunmehr günstigst angenommenen Drehzahlen ein etwas besserer Wirkungsgrad von 82% und ein Dampfverbrauch von 2,79 kg/PS_eh ergeben.

Bei der vierten Ausführungsform, Abb. 35, sind die Turbinen der beiden Schraubenwellen hintereinander geschaltet. Es sind nur eine *HD*- und eine *ND*-Turbine vorgesehen, von denen je eine Schraubenwelle angetrieben wird, die Leistung des Turbinensatzes ist somit 20 000 WPS. Die Drehzahl der *HD*-Turbine beträgt 3300, die der *ND*-Turbine 2000 Uml./min. Die mittlere Gesamtgütezahl ist rund 2800, der Wirkungsgrad an der Turbinenkupplung 83% und der Dampfverbrauch 2,75 kg/PS_eh.

In Abb. 36 sind die den Wirkungsgrad bestimmenden Angaben für diese vier Ausführungsformen der 20 000-WPS-Turbinenanlage zusammengestellt.

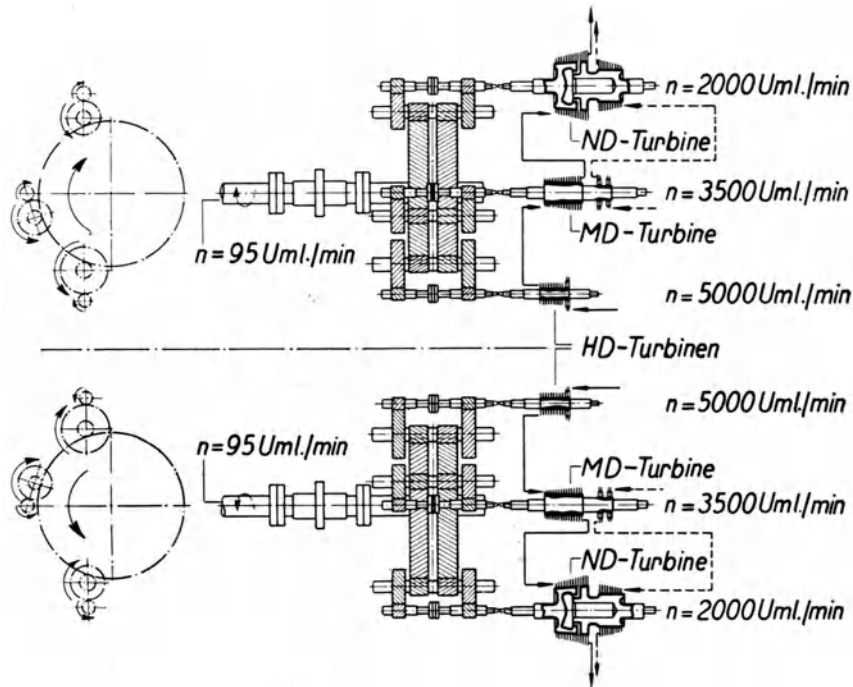


Abb. 34. Schiffs-Triebturbinen-Anlage für ein Zweiwellenschiff. $N = 20\,000$ WPS; $n = 95$ Uml./min. 35 atü 400° 96%; zwei dreigehäusige Turbinen; — Dampfweg für Vorwärtsfahrt; - - - Dampfweg für Rückwärtsfahrt.

Bei gleicher Einheitsleistung der Turbinen steigen mit besserem Wirkungsgrade auch die Herstellungskosten. Je nach dem beabsichtigten Baustoff- und Kostenaufwand wird daher die eine oder die andere Anordnung zu wählen sein.

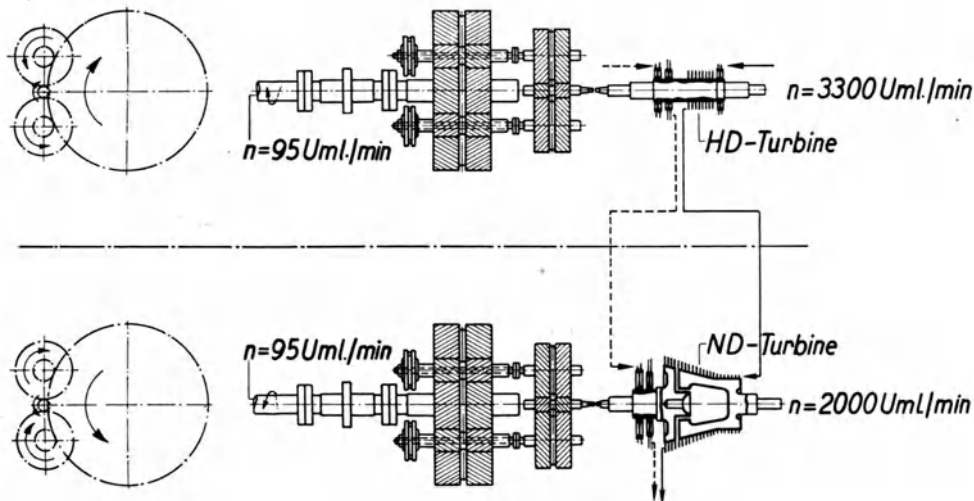


Abb. 35. Schiffs-Triebturbinen-Anlage für ein Zweiwellenschiff. $N = 20\,000$ WPS; $n = 95$ Uml./min. 35 atü 400° 96%; eine zweigehäusige Turbine; — Dampfweg für Vorwärtsfahrt; - - - Dampfweg für Rückwärtsfahrt.

Die angegebenen Wirkungsgrade beziehen sich auf reinen Kondensationsbetrieb, eine mäßige Stufenzahl und reichliche Schaufelspielräume, wie sie für

Schiffsantrieb nur in Frage kommen können. Ist Anzapfung zwecks Speisewasservorwärmung oder Zwischenüberhitzung des Arbeitsdampfes vorgesehen, so ergibt sich eine weitere Verbesserung der Ausnutzung der Brennstoffenergie, wie in den Abb. 10 und 11 angegeben ist. Hierbei besteht allerdings eine gewisse Schwierigkeit darin, daß mit der Schiffsgeschwindigkeit auch die Dampfdrücke und -temperaturen in der Turbine wechseln; doch kann ein Ausgleich durch Zuschaltung von Anzapf- oder Abdampf der Hilfsmaschinen geschaffen werden.

In allerletzter Zeit hat man versucht, auch für kleinere Leistungen hohen Dampfdruck anzuwenden, und vor kurzem eine solche Anlage in Dienst gestellt. Die nächste Abb. 37 zeigt die Turbinenanlage für einen Zweiwellen-Fahrgastdampfer, die das erste Beispiel einer hohen Druck verarbeitenden Schiffsturbine darstellt. Die Anlage ist für eine gesamte Antriebsleistung von 3500 WPS ausgelegt und als siebengehäusige Vierfachexpansionsturbine ausgebildet. Der Dampfzustand vor den Düsen beträgt rund 35 atü und 400°, die Luftleere am

Gesamtleistung N	WPS	20 000	20 000	20 000	20 000
Turbinensätze		2	2	2	1
Leistung N_1 je Turbinensatz	WPS	10 000	10 000	10 000	20 000
Teilturbinen je Turbinensatz		1	2	3	2
HD -Turbine n	Uml./min	} 3000	} 5000	5000	} 3300
MD -Turbine n	Uml./min			3500	
ND -Turbine n	Uml./min			2000	
Gütezahl	$\frac{m^2}{s^2}$	2500	2650	2650	2800
Thermodyn. Wirkungsgr. a. d. Turb.-Kuppl.	%	78,5	81	82	83
Dampfverbrauch	kg/PS _h	2,91	2,83	2,79	2,75

$$p_1 = 35 \text{ atü}, \quad t_1 = 400^\circ, \quad p_2 = 0,04 \text{ ata.}$$

Abb. 36. Schiffs-Triebturbinen-Anlagen für ein Zweiwellschiff. $N = 20\,000$ WPS; $n = 95$ Uml./min.

Abdampfende 95%. Die Maschinenanlage besteht aus einer HD -Turbine für die gesamte Dampfmenge und aus je zwei $MD I$ -, $MD II$ - und ND -Turbinen für je die halbe Dampfmenge, der Dampfstrom teilt sich also hinter der HD -Turbine. Die Drehzahl der erstgenannten fünf Turbinen beträgt bei der Nennlast 6000, die der beiden ND -Turbinen 3000 und die der Schiffsschrauben infolge Zwischenschaltung je eines einstufigen Zahnradvorgeleges 575 Uml./min. Alle Turbinen arbeiten im reinen Überdruckverfahren. In der HD -Turbine wird der Dampf bis auf rund 14 atü entspannt; um in ihr günstigere Schaufellängen zu erhalten, wird durch sie die gesamte Dampfmenge hindurchgeleitet. Da die HD -Turbine allein ungefähr 550 PS leistet und auf die BB -Schraubenwelle geschaltet ist, wird, damit beide Schraubenwellen die gleiche Leistung abgeben, nach dem StB -Turbinensatz etwas mehr als die Hälfte der gesamten Dampfmenge geleitet. Die Anordnung der einzelnen Turbinen ist insofern ungewöhnlich, als die HD - und alle MD -Turbinen achtern von dem Zahnradvorgelege, die ND -Turbinen aber vor diesem angeordnet sind. Die durch die ND -Turbinen angetriebenen Ritzel sind an der höchsten Stelle des großen Rades, damit nach dem Kondensator hin sich noch ein ausreichendes Gefälle ergibt. Die $\sum u^2$ der Anlage beträgt 600 000, die Gütezahl rund 2200, der Wirkungsgrad an der Turbinenkupplung 77,0% und der spezifische Dampfverbrauch 3,05 kg/PS_h. Die

Längsschnitte durch die verschiedenen Turbinen sind in den Abb. 38, 39, 40 und 41 dargestellt. Rückwärtsturbinen sind eingebaut in die *MD I*- und die *ND*-Turbinen. Abb. 42 zeigt die *BB*-Turbinenanlage von Außenbord gesehen mit abgehobenen Gehäusedeckeln, Abb. 43 die geschlossene Anlage mit den Verbindungsrohrleitungen.

Die Hilfsmaschinen dieser Anlage werden mit gedrosseltem Frischdampf von 15 atü betrieben, ihr Abdampf von einer Spannung von 1 atü dient zur Vorwärmung des Speisewassers bis auf rund 95°. Eine weitere Vorwärmung des

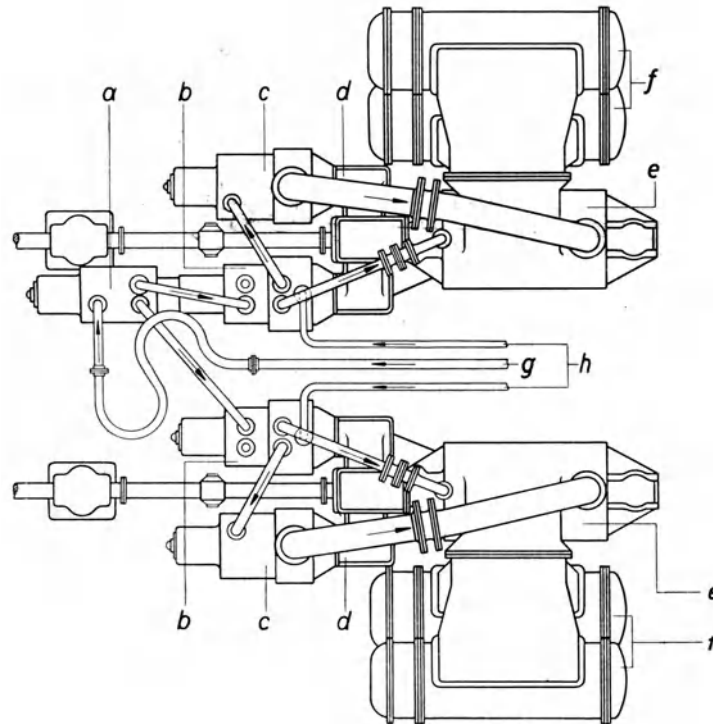


Abb. 37. C. A. Parsons u. Co., siebengehäusige Vierfachexpansions-Turbinen-Anlage für ein Zweirudderschiff.

$N = 3500$ WPS,
6000/3000
 $n = \frac{575}{575}$ Uml./min,

$p_1 = 35,15$ atü,
 $t_1 = 400^\circ$,
 $p_2 = 0,05$ ata.

$a = 1 \times HD$ -Turbine,
 $b = 2 \times MD I$ -Turbinen,
 $c = 2 \times MD II$ -Turbinen,
 $d = 2 \times$ Zahnradvorgelege,

$e = 2 \times ND$ -Turbinen,
 $f = 4 \times$ -Kondensatoren,
 $g =$ Frischdampf für Vorwärtsfahrt,
 $h =$ Frischdampf für Rückwärtsfahrt.

Speisewassers bis auf 150° wird durch Anzapfdampf aus den *MD*-Turbinen vorgenommen.

Infolge der großen Zahl von Teilturbinen erscheint die Anlage wohl ein wenig verwickelt, doch ist die Unterteilung der Druck- und Temperaturgefälle sicherlich günstig. Es ist zu hoffen, daß diese bemerkenswerte Anlage im Betrieb sich ebenso bewähren wird wie die zahlreichen ortsfesten Dampfturbinen, die bereits mit hohen Anfangsdrücken arbeiten.

Auch für Schaufelraddampfer ist Turboantrieb in letzter Zeit mehrfach in Anwendung gekommen. Abb. 44 zeigt eine solche Anlage für einen Radschlepper von rund 1000 WPS. Es sind zwei hintereinandergeschaltete Tur-

birten mit einer Drehzahl von 4000 Uml./min bei der Nennlast vorgesehen, die über ein gemeinsames, zweistufiges Zahnradvorgelege die Schaufelräder mit

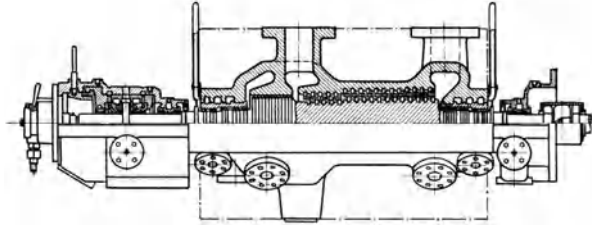


Abb. 38. C. A. Parsons u. Co., Längsschnitt der *HD*-Turbine einer 3500-WPS-Schiffs-Triebturbinen-Anlage;
 $n = 6000$ Uml./min.

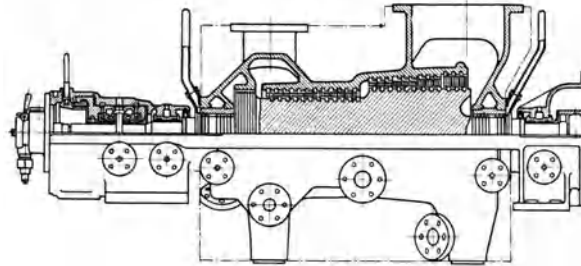


Abb. 39. C. A. Parsons u. Co., Längsschnitt der *MD I*-Turbine einer 3500-WPS-Schiffs-Triebturbinen-Anlage;
 $n = 6000$ Uml./min.

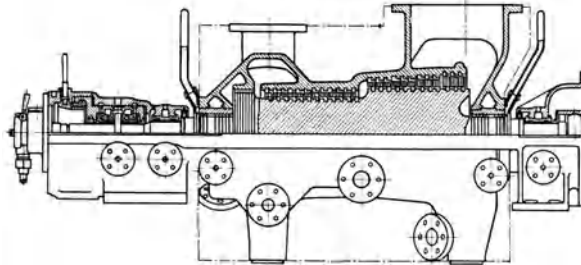


Abb. 40. C. A. Parsons u. Co., Längsschnitt der *MD II*-Turbine einer 3500-WPS-Schiffs-Triebturbinen-Anlage;
 $n = 6000$ Uml./min.

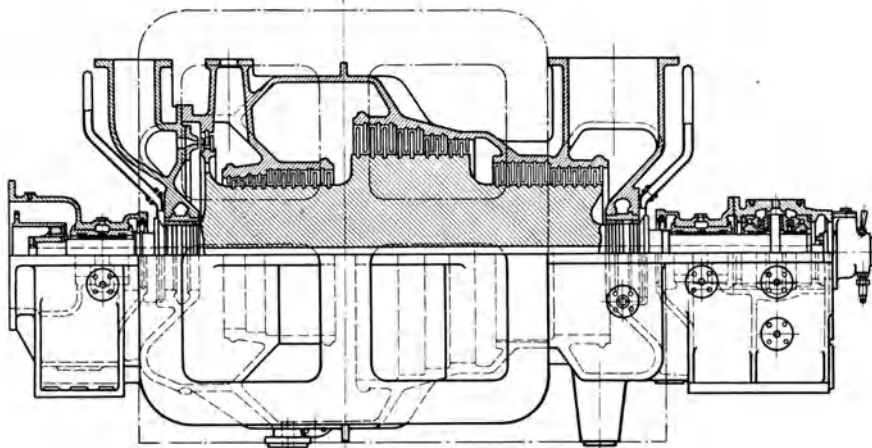


Abb. 41. C. A. Parsons u. Co., Längsschnitt der *ND*-Turbine einer 3500-WPS-Schiffs-Triebturbinen-Anlage;
 $n = 3000$ Uml./min.

45 Uml./min antreiben. Die beiden Turbinen sind nebeneinander und mit ihren Achsen parallel zu den Schaufelradwellen angeordnet. Die Welle des großen

Getrieberades ist mit letzteren durch bewegliche Kupplungen verbunden. Nach Angabe der Baufirma sind solche Anlagen trotz der erforderlichen schweren Getriebe um 25—40% leichter als Dampfkolbenmaschinen der gleichen Leistung, wozu noch wegen des geringeren Dampfverbrauches je PS_h eine geringere

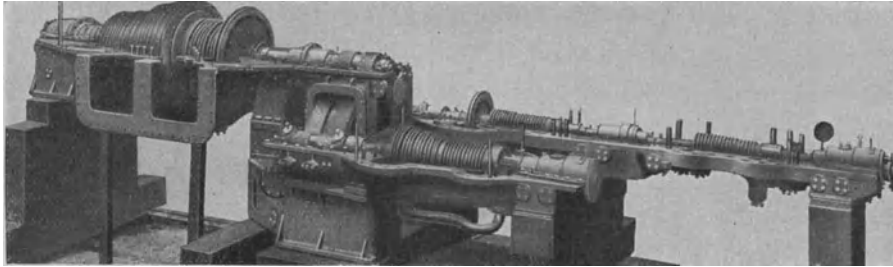


Abb. 42. C. A. Parsons u. Co., *HD*-Turbinensatz einer 3500-WPS-Schiffs-Triebturbinen-Anlage mit abgehobenen Gehäusedecken.

Heizfläche der Kessel mit entsprechendem Mindergewicht kommt, was für Schiffe, die einen möglichst geringen Tiefgang besitzen müssen, von besonderem Werte ist.

Die vorstehenden Ausführungen haben sich nur mit dem reinen Turboantrieb ganz ohne oder mit mechanischer Übertragung befaßt, die erwähnten Beispiele nur dessen Anwendung gezeigt. Es wären nun noch vereinigte Anlagen wie Turbine und Flüssigkeitsgetriebe oder elektrische Übertragung, und insbesondere Kolbenmaschine und Dampfturbine usw. und deren Aussichten

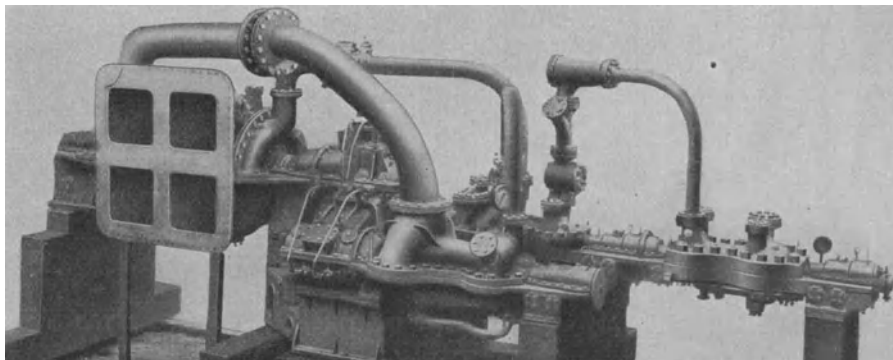


Abb. 43. C. A. Parsons u. Co., *HD*-Turbinensatz einer 3500-WPS-Schiffs-Triebturbinen-Anlage, geschlossen.

im neuzeitlichen Schiffsantrieb zu erörtern; eine eingehende Behandlung würde aber einerseits für die Dampfturbine selbst keine grundsätzlich anderen Gesichtspunkte bringen, andererseits über den Rahmen meines Vortrages hinausgehen.

Nicht unerwähnt kann indes bleiben, daß die Ausbildung der Schiffs-Hilfsmaschinen bis in die letzte Zeit im allgemeinen sehr vernachlässigt worden ist. Während man bei den Hauptantriebsmaschinen meist auf Einhaltung guter Wirkungsgrade Wert legt, werden hochwertige Hauptmaschinen häufig mit minderwertigen Hilfsmaschinen versehen, deren Kraft- und Brennstoffverbrauch häufig nicht einmal überprüft wird, die also den neuzeitlichen Anforderungen an Wirtschaftlichkeit nicht entsprechen. Es findet sich eine Reihe von Schiffen,

bei denen der Verbrauch der Hilfsanlagen einen hohen Anteil jenes der Hauptmaschinen beträgt, wodurch natürlich die Gesamtwirtschaftlichkeit der Anlage stark herabgesetzt wird. Es wäre zu wünschen, daß auch in dieser Beziehung die Bestrebungen und Errungenschaften des ortsfesten Turbinenbaues die verdiente Aufmerksamkeit finden.

Ich habe versucht, Ihnen in knappen Strichen ein Bild von der Entwicklung des neuzeitlichen Dampfturbinenbaues zu zeichnen. Dieselbe wirtschaftliche Lage, die durch die hohen Preise der Brennstoffe und durch die Forderung,

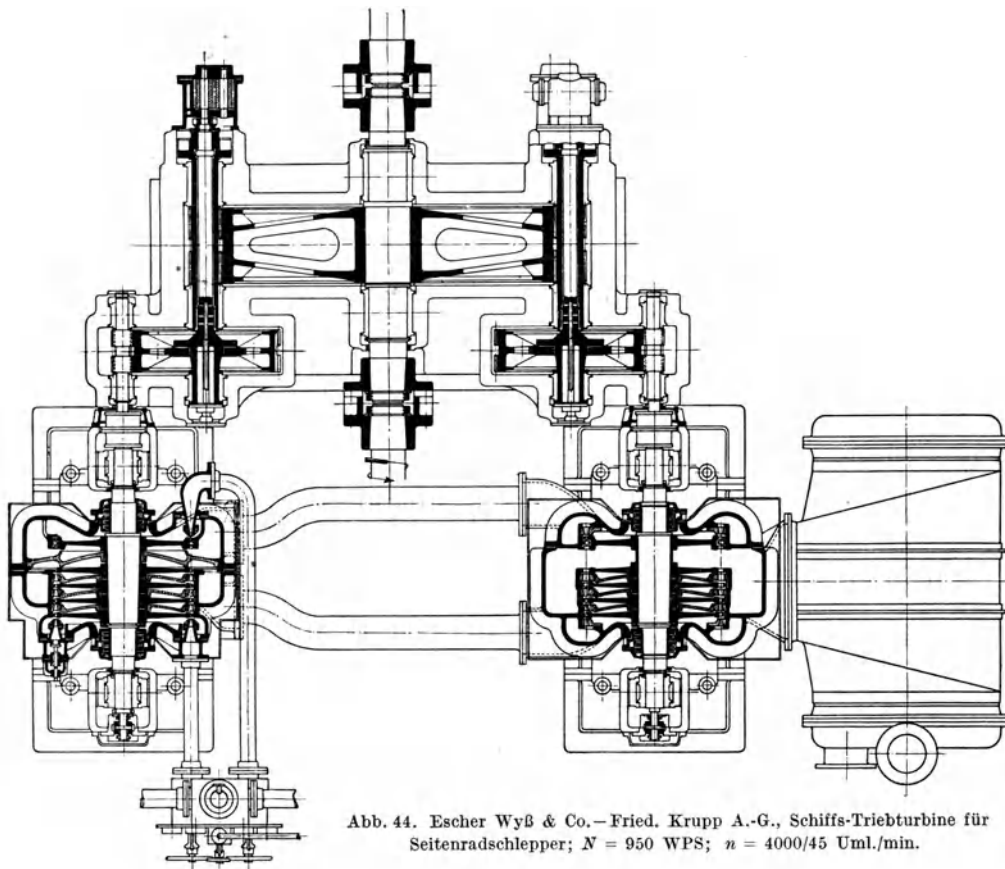


Abb. 44. Escher Wyß & Co.-Fried. Krupp A.-G., Schiffs-Triebturbine für Seitenradschlepper; $N = 950$ WPS; $n = 4000/45$ Uml./min.

mit ihnen auf das sparsamste umzugehen, einen gewaltigen Ansporn für die großen Fortschritte des ortsfesten Dampfturbinenbaues bildete, war gleichzeitig die Ursache für das Darniederliegen des Seeverkehrs, des Schiffs- und Schiffsmaschinenbaues. Die Schiffsturbine, einst nach Größe der Einheitsleistungen und der Anlagen führend, ist von der ortsfesten Turbine weit überholt worden. Mit der Gesundung unserer und der weltwirtschaftlichen Verhältnisse, mit der allmählichen Rückkehr des Wohlstandes, mit dem Wiederaufblühen Deutschlands werden neue und bedeutende Aufgaben an den Schiffsturbinenbau herantreten. Aus den Leistungen der letzten Jahre dürfen wir die zuversichtliche Hoffnung schöpfen, diesen Aufgaben gewachsen zu sein.

Erörterung.

Herr Professor Dr.-Ing., Dr.-phil. Bauer, Hamburg:

Meine Herren! In dem ausgezeichneten Vortrag, den Herr Professor Kraft soeben gehalten hat, ist er in weitgehendem Maße auf die Anwendung des sehr hoch gespannten Dampfes für den Betrieb von Turbinen eingegangen. Zweifellos muß — und wir werden ja darüber in dem zweiten heutigen Vortrag noch sehr Interessantes hören — das Bestreben der Einführung des Hochdruckdampfes mit in allererster Linie heute gefördert werden. Ich möchte mir in diesem Zusammenhang nur eine kleine Anfrage an Herrn Professor Kraft gestatten, und zwar unter Bezugnahme auf die Abbildung S. 100, in welcher von dem Wirkungsgrad für verschiedene Dampfstrombreiten die Rede ist. Nach diesem Kurvenblatt sind die Wirkungsgrade bei sehr schmalen Dampfband sehr niedrig. Jedem, der sich mit dem Problem des Entwurfs einer Schiffsdampfturbine mit nicht allzu hohen Leistungen beschäftigt hat, die mit Hochdampfdruck betrieben werden soll, sagen wir z. B. mit über 40 Atm., bei kleineren Leistungen schon bei geringeren Dampfdrücken — dem tritt die Schwierigkeit vor Augen, allzu niedrige Schaufeln beim Eintritt zu vermeiden. Das spezifische Volumen des Dampfes ist ein sehr geringes. Andererseits darf der Durchmesser der Turbine nicht zu klein gewählt werden, um ein günstiges Verhältnis von Umfangsgeschwindigkeit zu Dampfgeschwindigkeit zu erhalten. Es ergeben sich dann bei der Rechnung Schaufeln von 3 mm, 5 mm u. dgl. Man hat nun noch die Möglichkeit, das Gefälle sehr stark zu unterteilen und kleine Dampfgeschwindigkeiten in den ersten Rädern oder Stufen dadurch zu erzielen, daß man jeder derselben ein kleines Wärmegefälle zuweist. Dies bedingt eine sehr große Anzahl von Stufen im Bereiche hoher Temperaturen, wodurch wiederum eine Beeinträchtigung der Betriebssicherheit zu befürchten ist. Wenn man aber den anderen Ausweg wählt, die Beaufschlagung bei vielen Rädern hintereinander partiell zu machen, dann werden wieder die Ventilationsverluste sehr erheblich und dadurch wieder der Wirkungsgrad geschädigt.

Ich bin überzeugt, daß Herr Professor Kraft sich sehr eingehend mit diesem Problem beschäftigt hat, und ich glaube, wir müßten ihm sehr dankbar sein, wenn er unter Bezugnahme auf die von ihm eingangs erwähnte Abbildung uns über diese wichtigen Fragen noch mit einigen Worten Aufschluß geben würde.

Herr Professor Dr.-Ing. Flügel, Danzig-Langfuhr:

Meine Herren! Die neuen Dampfturbinentypen, wie sie uns Herr Professor Kraft hier vorgeführt hat, sind in der letzten Zeit meiner praktischen Tätigkeit bei der AEG entstanden. Ich selbst war an ihrer Ausgestaltung in leitender Stellung beteiligt. Die neue Bauart bedeutete einen außerordentlich großen Sprung gegenüber der früheren. Er wurde trotzdem mit einem Schlag auf breiter Linie gewagt und sofort eine sehr große Anzahl von Maschinen nach den völlig neuen Grundsätzen gebaut. Angesichts des Umstandes, daß nur ganz ungenügende versuchsmäßige Unterlagen vorlagen, bedeutete es unter diesen Verhältnissen naturgemäß für einen an verantwortlicher Stelle tätigen Ingenieur etwas sehr Spannendes, was nun die Erfahrung bringen würde. Heute darf ich zu meiner Befriedigung feststellen, daß die seinerzeit bei meinem Ausscheiden hinterlassenen Richtlinien sich bewährt haben und von der Firma beibehalten wurden.

Nur in einer Hinsicht hat die Erfahrung eine gewisse Enttäuschung gebracht, nämlich hinsichtlich des Einflusses der Schaufellänge auf den Turbinenwirkungsgrad, eine Frage, die vorhin auch Herr Professor Bauer berührt hat. Bekanntlich setzte man auf die neuartige Herstellung zusammengesetzter Leitkränze große Hoffnungen, weil man damit bei besten Formen sehr genaue Leitkanäle mit völlig glatten Wänden erzielen konnte. Ich selbst war mir bereits damals bewußt, daß die von anderen Firmen bei ihren Neukonstruktionen als unbedenklich betrachteten sehr kleinen Schaufellängen, die später vielfach zu bösen Enttäuschungen führten, die zulässige Grenze bei weitem unterschritten. Auf Grund einfacher Überlegungen fand ich, daß sich der Einfluß der Schaufellänge auf den Stufenwirkungsgrad durch folgende Beziehung erfassen läßt:

$$\eta = \eta_0 \left[1 - \frac{a}{L} \right]^1.$$

Dabei bedeutet η_0 den Stufenwirkungsgrad unter sonst gleichen Verhältnissen bei sehr großer (unendlicher) Schaufellänge, L die radiale Leitkranzbreite am Austritt und a einen Wert, der so gedeutet werden kann, als ob $\frac{a}{2}$ die Dichte der an der inneren und äußeren Kanalbegrenzung (s. Abb. 1) infolge der Randverluste völlig abgeregneten Dampfschicht sei. Unter Voraussetzung der denkbar besten Verhältnisse, also insbesondere vollständig bearbeiteter Leitkränze, kleinster Überdeckungen der Eintrittskanten eines Kranzes gegenüber den Austrittskanten des vorausgehenden Kranzes, kleinster Spiele und engster Stufenteilungen hatte ich damals diesen Wert zu $a = 0,6$ bis $0,8$ mm geschätzt. Die Erfahrungen haben jedoch gezeigt, daß der Mindestwert von a das Doppelte beträgt, also $a \leq 1,4$ mm zu setzen ist. Will man außer den reinen Beschauelungsverlusten auch den Einfluß der Undichtheitsverluste mit umfassen, so ist der Wert von a noch um $0,2$ bis 1 mm zu erhöhen, wobei die kleineren Mehrwerte für Kammerstufen, die größeren für Trommelstufen gelten.

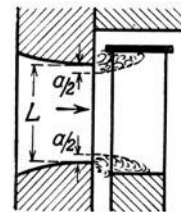


Abb. 1.

¹⁾ Die Gleichung wurde bereits von Herrn Kraft in seinem Buch „Die neuzeitliche Dampfturbine“ S. 26 mitgeteilt.

Durch jene einfache Beziehung für den Einfluß der Schaufellänge auf den Stufenwirkungsgrad hat man ein Mittel in der Hand, sich mit ziemlicher Sicherheit in allen Fällen, wo verhältnismäßig kleine Schaufellängen auszuführen sind, über den zu erwartenden Turbinenwirkungsgrad zu unterrichten und vor unangenehmen Überraschungen zu schützen. Die Gleichung kann ferner als Unterlage dienen, um zu beurteilen, wie weit man unter gewissen Verhältnissen, insbesondere bei der Verarbeitung kleinerer Dampfvolumina, mit den Leistungen heruntergehen darf, ohne daß der Turbinenwirkungsgrad allzu sehr abfällt.

Ich möchte mir noch eine kurze Bemerkung zu der Anfrage von Herrn Bauer gestatten. Es ist bei kleinerem Durchflußvolumen natürlich notwendig, zur Erzielung genügender Schaufellängen kleine Durchmesser zu verwenden, was mit Rücksicht auf die Beschränkung der Stufenzahl besonders bei geringeren Maschinenleistungen zu hohen Drehzahlen zwingt. Herr Kraft hat ja vorhin ein Kurvenblatt gezeigt (Abb. 13), in welchem für kleinere Maschinen die ungefähr günstigsten Umlaufzahlen angegeben sind. Durch das zweistufige Zahnradvorgelege haben wir ein bequemes Mittel in der Hand, um beim Schiffsantrieb zwanglos innerhalb des praktisch in Frage kommenden Bereichs sowohl Propeller wie Turbine mit den jeweils günstigsten Drehzahlen zu betreiben.

Herr Direktor Professor Dr.-Ing. Kraft, Berlin (Schlußwort):

Meine Herren! Die beiden Herren Diskussionsredner, Herr Direktor Dr. Bauer und Herr Professor Dr. Flügel, letzterer bis vor kurzem einer meiner bewährtesten Mitarbeiter bei der AEG, haben mit Recht den schwierigsten Punkt aus dem Dampfturbinenbau für höhere Drücke, die Schaufellänge, herausgegriffen. Die höheren Drücke haben geringere Dampfvolumina und daher geringere Schaufellängen zur Folge. Ich hatte Ihnen nun aber ausgeführt, daß für einen guten Wirkungsgrad eine geringe Schaufellänge unmöglich ist. Hier gibt es eben nur wenige Mittel, um die Undichtigkeiten der Beschauflung zu bekämpfen, und diese sind: höhere Drehzahl, wenn es sich um kleinere Dampfmenngen handelt, dann geringere Dampfgeschwindigkeiten, um größere Schaufellängen zu haben, und endlich Gleichdruckwirkung, bei welcher man partielle Beaufschlagung anwenden kann. Es hat sich bei von uns durchgeführten Versuchen herausgestellt, daß es bei höheren Dampfdrücken immer noch zweckmäßiger ist, in der ersten Stufe lieber nicht den ganzen Umfang zu beaufschlagen und dadurch größere Schaufellängen zu erhalten, als geringere Schaufellängen und Überdruckwirkung anzunehmen und den ganzen Umfang zu beaufschlagen. Wir verwenden deshalb bei kleineren Dampfmenngen in der ersten Stufe auch meistens noch ein Curtis-Rad, also ein mehrkränziges Gleichdruckrad, bei welchem wir einerseits mit dem Dampfdruck doch ein wenig tiefer herunter kommen, also in das Gebiet der mittleren Dampfdrücke gelangen, andererseits die Schaufellänge durch eine Teilbeaufschlagung vergrößern können.

Ich hatte auf diese Frage der Schaufellänge, die den Wirkungsgrad wesentlich beeinflusst, ja eingehend hingewiesen und diejenigen, die selbst im Dampfturbinenbau tätig sind, wissen, daß diese das Schmerzenskind des Wirkungsgrades ist.

Insofern war auch die letzte Anlage, die ich gezeigt hatte, die englische Anlage, welche bei einer verhältnismäßig kleinen Leistung mit 35 Atmosphären arbeitet, eine Ausnahme, und erfordert jedenfalls sehr kleine Schaufelspielräume, im HD-Gebiet wahrscheinlich sogar Null, um die Spaltverluste überhaupt beherrschen zu können.

Im übrigen hat sich auch bereits Herr Professor Flügel mit der Anfrage von Herrn Dr. Bauer in seinen Ausführungen zum Teil befaßt.

Ich glaube, meine Herren, daß immerhin die Zeit nicht mehr fern ist, in der der Dampftrieb wieder in größerem Umfange für Schiffszwecke in Anwendung kommt. Wenn auch im Dampfturbinenbau der letzten Jahre die ortsfeste Maschine den Wegweiser für die Entwicklung gebildet hat und bereits auf einer hohen Stufe der Vervollkommnung angelangt ist, so wird doch für den Schiffsantrieb noch eine Anzahl von Einzelfragen zu untersuchen und zu lösen sein. Seit jeher haben die Probleme des Seeverkehrs befruchtend auf den nie rastenden Geist des Technikers gewirkt und ihn zu immer bedeutenderen Leistungen angespornt. Wenn nicht alle Anzeichen trügen, so bringt bereits die nahe Zukunft ein Wiederaufleben des Dampftriebes und eine neue Blüte des Schiffsturbinenbaues. (Lebhafter Beifall.)

Vorsitzender Herr Geheimrat Prof. Dr.-Ing. Busley:

Herr Professor Kraft hat uns im ersten Teil seines Vortrages mit den Fortschritten im Bau der stationären Dampfturbinen bekannt gemacht, um dann in einem zweiten Teil die neueren besonderen Eigenschaften der Schiffsturbinen folgen zu lassen. Die interessanten Ausführungen im zweiten Teil seines Vortrages haben unsere Aufmerksamkeit in hohem Maße erregt, und ich glaube nicht fehlzugehen, wenn ich Herrn Professor Kraft hierfür den einstimmigen Dank der ganzen Versammlung ausspreche.

VIII. Entwicklungsmöglichkeiten des Hochdruckdampfes im Schiffsbetriebe.

Von O. H. Hartmann, Kassel-Wilhelmshöhe.

An dieser Stelle ist bereits mehrfach über Hochdruckdampf gesprochen worden; insbesondere ist Dr. G. Bauer in seinen Vorträgen 1913 und 1916 über „Neuere Erfahrungen und Bestrebungen im Schiffsturbinenbau“ bzw. über „Wärmetechnische Betrachtungen über Wirtschaftlichkeit der Schiffsantriebe“ auf diese Frage eingegangen. Auch sind zu jener Zeit Hinweise auf die einschlägigen Versuche Wilhelm Schmidts gemacht worden, ohne daß sich die Technik ernstlich für diese Frage interessierte. Erst mein Vortrag auf der Hauptversammlung des Vereins deutscher Ingenieure in Kassel im Jahre 1921 über diese langjährigen Arbeiten und Versuche, die bis dahin zu einem gewissen Abschluß gelangt waren, hat der Einführung höchster Drücke in der Praxis den Weg geebnet. Der beste Beweis dafür ist ja der große Umfang, den die Weltliteratur in den verflossenen 5 Jahren auf diesem Gebiet angenommen hat, und die vielen im Bau oder in Betrieb befindlichen Dampfkraftanlagen, deren Betriebsdruck über 30 at liegt. Naturgemäß setzen sich solche neuen Gedanken und Ideen, wie sie seinerzeit in Kassel der Fachwelt bekanntgegeben wurden, in der Technik nicht im Handumdrehen in die Tat um, sondern dazu ist eine gewisse Übergangszeit erforderlich, in der die vielen praktischen und theoretischen Bedenken beseitigt und in der gewisse neue Konstruktionselemente geschaffen werden müssen.

Interessant ist vielleicht in diesem Zusammenhange zu erwähnen, was der Geschäftsführer des Verbandes der deutschen Dampfkessel- und Apparatebauindustrie, Dipl.-Ing. Weber, auf der Tagung dieses Verbandes in Harzburg im Mai d. J. über die Kesselentwicklung in den letzten Jahren berichtete. Nach einer Aufstellung der Vereinigung der deutschen Elektrizitätswerke besaßen diese im Jahre 1924 nahezu 2 000 000 m² Kessel- und Überhitzerheizfläche, wobei jede einzelne Kesseleinheit im Mittel eine Gesamtheizfläche von 440 m² besaß. Von diesem Betrage waren nur ganze 2,4 % der Heizfläche für einen Dampfdruck von mehr als 20 at gebaut. Demgegenüber stellte der Wasserrohrkesselverband fest, daß in den Jahren 1922—1924 20 % der bestellten Kessel für mehr als 20 at Betriebsdruck genehmigt wurden, während im Jahre 1925 dieser Prozentsatz

bereits auf 65 % gestiegen ist. 37 % aller in diesem Jahre bestellten Kessel ist sogar für einen Betriebsdruck von mehr als 30 at bestimmt, worunter sich Einheiten von mehr als 2500 m² Kessel- und Überhitzerheizfläche befinden. Zweifellos hat der in den Vereinigten Staaten von Amerika erzielte Fortschritt bei uns die anfänglich bestehende Zurückhaltung überwinden helfen. Dabei war auch in Amerika bis zum Jahre 1922 noch kein höherer Betriebsdruck als etwa 20 at in Verwendung, und die im Jahre 1923 dort rasch einsetzende Entwicklung in der Steigerung des Dampfdruckes ist, wie mir versichert wurde, nicht ganz ohne Beeinflussung durch die Bestrebungen Wilhelm Schmidts entstanden.

Im Interesse des Fortschrittes der Technik ist es zu begrüßen, daß jetzt auch in deutschen Dampfkesselfabriken 133 Kessel mit einer Gesamtheizfläche (Kessel und Überhitzer) von 100 000 m² in Bau oder bereits fertiggestellt sind, die Betriebsdrücke über 30 at verwenden. Wilhelm Schmidt schlug zwar gleich eine Steigerung des Dampfdruckes auf 60 bis 100 at vor, was ich auch heute hier vertritt, aber die ausübende Technik hegt gegen derartige Betriebsdrücke bis jetzt noch gewisse Bedenken. Vor allem spricht zur Zeit dagegen wohl weniger die Frage des Hochdruckkessels, die schon auf verschiedenem Wege gelöst ist, als die der mit dem hochgespannten Dampf zu betreibenden Turbinen, oftmals auch noch die Kostenfrage. Durch Schaffung der geschmiedeten und geschweißten Kesselbehälter, wie sie von den Firmen Fried. Krupp A.-G., Essen/Ruhr, Preß- und Walzwerk A.-G. Reisholz und Vereinigte Stahlwerke A.-G., Abt. Thyssen, Mülheim/Ruhr, geliefert werden, (es sind bereits in den letzten zwei Jahren nahezu 600 derartige Trommeln bestellt bzw. fertiggestellt) sind die Mittel an die Hand gegeben, auch in Wasserrohrkesseln höchste Betriebsdrücke zu bewältigen.

Im Bau von Kraftwerken ist man jetzt im deutschen Reich bei Dampfdrücken von etwa 40 at angelangt, abgesehen von einigen Anlagen für 60 at, z. B. der Schmidtschen Versuchsanlage in Wernigerode und der Schmidt-Borsig-Anlage bei A. Borsig, Berlin-Tegel, und der im Bau befindlichen Kraftanlage, Bauart W. Schmidt der Schultheiß-Patzenhofer-Brauerei in Berlin für 48 at.

In Schweden vollzog sich in der Steigerung des Dampfdruckes eine ähnliche Entwicklung wie in Deutschland unter der Führung von Blomquist, dem Mitarbeiter des bekannten Erfinders de Laval, der nach mehrjährigen Versuchen im Jahre 1922 mit dem rotierenden Atmoskessel herauskommen konnte, zu dem von der Dampfturbinen-Gesellschaft de Laval in Stockholm eine Turbine von 600 PS₀ für 50 at Betriebsdruck geliefert wurde.

In den Vereinigten Staaten von Amerika sind bereits einige Großkraftwerke, so z. B. das Philo-Kraftwerk mit einem Dampfdruck von 42,3 at und die Crawford-Street-Anlage in Chicago für 45,7 at Betriebsdruck ausgeführt worden. Ferner hat das Weymouth-Kraftwerk der Edison Electric-Illuminating Co. in Boston eine Kesselanlage mit zugehöriger Turbine für 84 at Betriebsdruck zu Versuchszwecken zur Aufstellung gebracht. Weiter ist vor einiger Zeit in den Centrales Electriques des Flandres eine Hochdruck-Vorschaltanlage für 55 at in Betrieb genommen. Es ist daher zu hoffen, daß in kurzer Zeit recht erhebliche

Erfahrungen im Dauerbetrieb in ortsfesten Hochdruckdampfkraftanlagen vorliegen werden.

Auch bei ortsbeweglichen Kraftanlagen ist schon mit der Einführung des Hochdruckdampfes der Anfang gemacht worden. Ich sehe davon ab, von den früheren kleineren Anlagen für Dampf- und Triebwagen von Serpollet und Stoltz zu berichten, und erwähne im Zusammenhang damit die Hochdruck-Zweidruck-Lokomotive für 60 at Betriebsdruck, die nach den Entwürfen der Schmidtschen Heißdampfgesellschaft für die Reichsbahn-Gesellschaft von Henschel & Sohn in Kassel gebaut worden ist. Der Kessel dieser Lokomotive hat bereits einige 100 Betriebsstunden mit bestem Erfolge hinter sich. Ferner sind mit dem Lokomotivkessel sehr eingehende Verdampfungsversuche bei Rostbelastungen bis zu 450 kg/m²h ausgeführt worden, die einen Kesselwirkungsgrad von 71 bis 79 % und eine Verdampfungsleistung, je nach der Rostbelastung, von etwa 50 bis 70 % im Hochdruckteil ergeben haben. Die Hochdrucklokomotive selbst hat auch schon eine Reihe von Probefahrten hinter sich, so daß sie zur weiteren Prüfung dem Eisenbahnversuchsam in Berlin-Grünwald überwiesen werden konnte.

Selbst in den sonst so konservativen Schiffahrtskreisen Englands findet der Hochdruckdampf großes Interesse. Es ist, wie ja wohl allgemein bekannt ist, zur Zeit eine Anlage für den Dampfer „George V.“ von 4000 PS für 40 at Betriebsdruck und 400° Frischdampftemperatur auf der Werft von Yarrow fertiggestellt. Die Turbinen dafür sind von Parsons entworfen. Die englischen Schiffahrtskreise sind im allgemeinen mit der Einführung von Neuerungen sehr zurückhaltend; so ist es z. B. noch nicht einmal gelungen, den Heißdampf in der englischen Handelsschifffahrt allgemein einzuführen. Um so mehr ist der Mut zu bewundern, so hohen Dampfdruck und so hohe Überhitzung anzuwenden. Anscheinend soll die führende Stellung im Schiffsmaschinenbau wiedergewonnen werden, die bei Einführung der Heißdampfmaschine und des Ölmotors verlorengegangen ist. Es ist daher auch für uns höchste Zeit, die Aussichten und Entwicklungsmöglichkeiten des Hochdruckdampfes im Schiffsbetrieb näher zu untersuchen und der Ausführung solcher Anlagen näherzutreten.

Ehe wir uns mit Konstruktionseinzelheiten von Hochdruckschiffskesseln und -maschinen befassen, dürfte es angebracht sein, einmal kurz die erreichbaren wärmewirtschaftlichen Vorteile zu erörtern. Hierüber ist bereits sehr viel geschrieben worden, und ich möchte deshalb nur ganz kurz die oberen Grenzwerte bekanntgeben¹⁾.

Wenn man nur das reine adiabatische Wärmegefälle bei gleicher Anfangstemperatur betrachtet, so ergibt sich bei einem Vergleich zwischen einem Dampfdruck von 15 ata und einem solchen von 60 ata nur eine Vergrößerung des adiabatischen Wärmegefälles von 13 % und auch nur eine annähernd gleich große Ersparnis an Brennstoff. Der in der Praxis erhältliche Gewinn läßt sich auf verschiedene Weise größer gestalten, als er dem oben angegebenen Betrage entspricht, so ist es z. B. möglich, wesentlich höhere Frischdampftemperaturen anzuwenden als bei

¹⁾ Sonderheft Hochdruckdampf Z.V. d. I. 1924. — O. H. Hartmann: „Hochdruckdampf“ V. d. I. Verlag 1925.

475° vorausgesetzt. Das Wärmegefälle ist in drei Stufen unterteilt, und zwar so, daß der Arbeitsdampf vor der jeweiligen Zwischenüberhitzung nicht in Sättigung übergegangen ist. Die Zwischenüberhitzung erfolgt mittels hochüberhitzten Frischdampfes nach der ersten Stufe und bei Drücken über 30 at mittels gesättigten Hochdruckdampfes auch nach der zweiten Stufe. Die Höhe der Zwischenüberhitzungstemperatur ist für Überhitzung mittels Hochdruckheißdampfes zu 75° unter der jeweiligen Frischdampfetemperatur gewählt. Ferner ist noch Speisewasservorwärmung mittels Anzapfdampfes in zwei Stufen vorgesehen. In die Rechnungen ist in allen Stufen ein thermodynamischer Wirkungsgrad von 80% und ein mechanischer Wirkungsgrad von 96% eingeführt. Der Wärmeverbrauch für Zwischenüberhitzung und Speisewasservorwärmung ist in den Zahlen eingeschlossen. Dabei ist angenommen, daß das Kondensat mit der Niederschlags-temperatur von 32,6° dem Arbeitsprozeß wieder zugeführt wird.

Die Wärmeverbrauchszahlen sind der Übersichtlichkeit wegen auch noch in nachfolgender Zahlentafel 1 aufgeführt. Wenn man den Wert für 15 ata mit dem für 100 ata vergleicht, so steigt die Wärmeersparnis im Bestfalle auf 24,5%, wobei der niedrigste Wärmeverbrauch 1700 kcal/PS_eh beträgt.

Zahlentafel 1.

Anfangsdrücke ata	15	30	60	100
Wärmeverbrauch kcal/PS _e	2255	2032	1830	1700
Ersparnis in Proz.	—	9,9	18,85	24,6

Aus der Abb. 1, Linie 1 und 5 und der Zahlentafel 1 ersieht man, daß die Ersparnis noch bis in die höchsten Drücke zunimmt, und daß es keinesfalls richtig ist, bei einem Druck von 40 at als oberste Grenze stehenzubleiben, denn die Wärmeersparnis zwischen 30 und 60 ata beträgt noch 9 bis 10%, zwischen 30 und 100 ata etwa 15 bis 16%. Baut man außerdem die Maschine derart, daß man das obere Druckgefälle in Kolbenmaschinen und das untere in Dampfturbinen ausnutzt, so lassen sich die Ersparnisziffern noch etwas vergrößern, da der thermodynamische Wirkungsgrad der Hochdruckzylinder nach den Versuchen an den bisherigen Hochdruckmaschinen mit steigendem Druck zunimmt und, auf indizierte Leistung bezogen, über 90% beträgt. Einem Verbrauch an Dampfwärme von 1700 kcal/PS_eh entspricht bei einem Kesselwirkungsgrad einschließlich Leitungsverlust von 85% ein Wärmearaufwand, auf Brennstoff bezogen, von 2000 kcal/PS_eh, was bei Verwendung von Kohle von 7500 kcal/kg einen Verbrauch von 0,2675 kg/PS_eh oder einen Ölverbrauch von 0,2 kg/PS_eh ergibt. Hieraus ist zu ersehen, daß diese Zahlen dem Brennstoffverbrauch eines Dieselmotors nahekommen. Wird billiges Öl unter dem Kessel verfeuert, was ohne weiteres zulässig ist, so läßt sich der zugunsten des Dieselmotors bestehende geringe Unterschied in den Brennstoffkosten für die PS_eh nicht nur völlig ausgleichen, sondern ins Gegenteil umkehren, so daß die Ölfeuerung mit ihren großen Vorteilen auch bei Dampfschiffen selbst unter ungünstigen Ölpreisverhältnissen wieder

möglich wird, selbst wenn die vorstehend angegebenen Zahlen bei einer Schiffsmaschine nicht ganz erreicht werden sollten.

In der vorstehenden Zahlentafel 1 ist für eine Maschinenanlage mit 15 at Betriebsdruck ein Wärmeverbrauch von 2255 kcal/PS_h angegeben. Maschinenanlagen, wie sie hier vorausgesetzt sind, sind aber heute bei niedrigen Drücken in so vollkommener Ausführung noch nicht in Verwendung. Selbst wenn eine Getriebeturbine verwendet wird, ist der Wärmearaufwand an Dampf noch immer 2600 kcal/PS_h. Bei 60 at Betriebsdruck läßt sich also gegenüber dieser wirklich in der Praxis geltenden Zahl durch den Hochdruckdampf eine Wärmeersparnis von etwa 30 % und bei 100 at von 34,8 % erhalten. Betrachtet man die Dampfverbrauchszahlen, Linie 2 und 2', so fällt auf, daß der Dampfverbrauch für die PS_h für die Maschinenanlage mit Anzapfdampfvorwärmung und dem besten Wärmeverbrauch (*I*) höher liegt als für eine Maschinenanlage mit Zwischenüberhitzung ohne Speisewasservorwärmung. Das liegt an dem Verbrauch des Dampfes, der für die Speisewasservorwärmung abgezapft wird, dessen Wärme aber dem Kreisprozeß erhalten bleibt. Mit der Dampfanzapfung ist der Vorteil verbunden, daß die im Hochdruckteil arbeitende Dampfmenge vergrößert, im Niederdruckteil dagegen verringert wird, was für die Schaufelbemessung von Turbinen von günstigem Einfluß ist.

Von der Berücksichtigung der Verbrauchszahlen der Hilfsmaschinen ist in Abb. 1 und Zahlentafel 1 abgesehen, weil die Konstruktion und Arbeitsweise dieser Maschinen und der prozentuale Anteil an der Gesamtleistung bzw. am Dampfverbrauch bei jedem Schiff ein anderer ist. Eine Selbstverständlichkeit ist es, wenn die Hauptmaschinen so wirtschaftlich wie möglich gebaut werden, daß auch die gleichen Gesichtspunkte für die Hilfsmaschinen zur Geltung kommen; in der Praxis ist das leider oft noch nicht der Fall. Die Hilfsmaschinen lassen sich beispielsweise mit Anzapfdampf betreiben, oder sie können elektrisch betätigt werden. Den Betriebsstrom dafür kann man, wie das schon hin und wieder geschehen ist, in Ölmotoren erzeugen, wodurch sich der Vorteil ergibt, daß im Hafen kein Dampfkessel im Betrieb sein muß.

Zweifellos werden die von mir angegebenen Brennstoffzahlen für manchen Reeder recht verlockend aussehen, wenn er diese mit seinem jetzigen Brennstoffverbrauch vergleicht. Ich bin mir aber bewußt, daß er nur dann dazu übergehen wird, Hochdruckdampf einzuführen, wenn die Kosten einer zugehörigen Kraftanlage nicht wesentlich größer sind als für eine Anlage mit üblichem Betriebsdruck, damit ein ausreichender Gewinn herauspringt. Ferner ist als erste Voraussetzung die gleiche Betriebssicherheit nachzuweisen wie bei den vorhandenen Anlagen, denn ein Aufliegen eines Schiffes von einigen Wochen kann die ganze jährliche Ersparnis an Brennstoffkosten aufwiegen. Für die Einführung des Hochdruckdampfes ist es daher unbedingt notwendig, zu Konstruktionen zu kommen, die größte Gewähr für absolute Betriebssicherheit bieten. Es wäre auch verfehlt, wenn man gleich von vornherein Schiffe größter Leistung für Hochdruckdampfbetrieb einrichten wollte. Es scheint mir zweckmäßig zu sein, erst einige Flußschlepper, Fischdampfer oder kleinere Frachtdampfer mit Leistungen bis zu

einigen 1000 PS für Hochdruckdampfbetrieb vorzusehen, um erst ausreichende Erfahrungen im Schiffsbetrieb zu sammeln.

Die bisherigen Dampfkessel für höchste Betriebsdrücke in ortsfesten Kraftbetrieben sind, soweit sie sich im praktischen Betrieb befinden, als Wasserrohrkessel (meistens als Steilrohrkessel) durchgebildet worden. Die technischen Mittel hierzu sind ja, wie ich schon einleitend erwähnte, in den nietlosen Trommeln gegeben.

An sich sind natürlich die Schwierigkeiten, einen Schiffswasserrohrkessel für die Erzeugung von Hochdruckdampf zu bauen, nicht größer als im ortsfesten Kesselbau, nur ist man in den Bauformen und der Anordnung der Einzelteile viel beschränkter. Voraussetzung für einen sicheren Betrieb ist, daß die nietlosen Trommeln der Einwirkung der Feuergase entzogen werden, damit in den Wandungen zu den Betriebsspannungen nicht noch irgendwelche Wärmespannungen hinzutreten. Dieser Punkt wird auch bei ortsfesten Kesseln vielfach noch immer aus falscher Sparsamkeit nicht genügend berücksichtigt. Bei den ersten nach Art der Steilrohrkessel gebauten ortsfesten Hochdruckkesseln, dem Schmidt'schen Kessel aus dem Jahre 1911 und dem Schmidt-Borsig-Kessel ist dieser Frage im weitgehenden Maße Rechnung getragen, so daß hiermit auch keinerlei Anstände im Betrieb aufgetreten sind.

Durch eingehende Festigkeitsuntersuchungen verschiedener Prüfungsstellen an den Wasser- und Überhitzerrohren und den Trommelwandungen des Schmidt'schen Kessels nach etwa 18 000 Heizstunden ist nachgewiesen worden, daß die zerstörenden Wirkungen im Kesselbaustoff, die bei Verwendung von Betriebswassertemperaturen von 250 bis 300° und Überhitzungstemperaturen bis zu 470° befürchtet wurden, nicht eingetreten sind.

In Abb. 2 und 3 ist ein Entwurf eines Hochdruckwasserrohrkessels für 65 at Betriebsdruck dargestellt, der den vorstehend skizzierten Vorbedingungen entspricht. Um eine gute Feuergasausnutzung mit geringstem Heizflächenaufwand zu erzielen, ist auf der einen Kesselseite ein Luftvorwärmer hinter einer verhältnismäßig großen Verdampfungsheizfläche, auf der anderen Seite neben einer kleinen Verdampfungsheizfläche und einem Überhitzer für Überhitzung des gesamten Betriebsdampfes ein Rauchgasspeisewasservorwärmer vorgesehen. Diese Anordnung bietet den Vorteil, die Überhitzung je nach der Dampferzeugung durch im Rauchfang angeordnete Klappen regeln zu können. Zur Zugerzeugung ist der Schmidt Propellersaugzug angeordnet, der aus einem in den Schornstein eingebauten zweiflügeligen Propeller besteht, welcher durch eine kleine Dampfturbine angetrieben wird.

In England hat man für die erste Ausführung für den Dampfer „George V.“ ebenfalls einen Hochdruckwasserrohrkessel gewählt, der von der Werft von Yarrow, wie schon früher erwähnt, für einen Betriebsdruck von 40 at ausgebildet ist. In Abb. 4 ist ein Schnitt und in Abb. 5 eine Photographie dieses Kessels gezeigt¹⁾. Dieser Kessel ist mit einseitigem Heizgasabzug versehen, und zur Ver-

¹⁾ The Engineer 1926, S. 410 u. 587.

größerung der Strahlungsheizfläche und zur Verhütung zu großer Ausstrahlung ist auf der anderen Seite ein kleines Wasserrohrbündel angeordnet. Bemerkenswert ist hierbei, daß Yarrow für den hohen Dampfdruck bei den geraden Wasser-

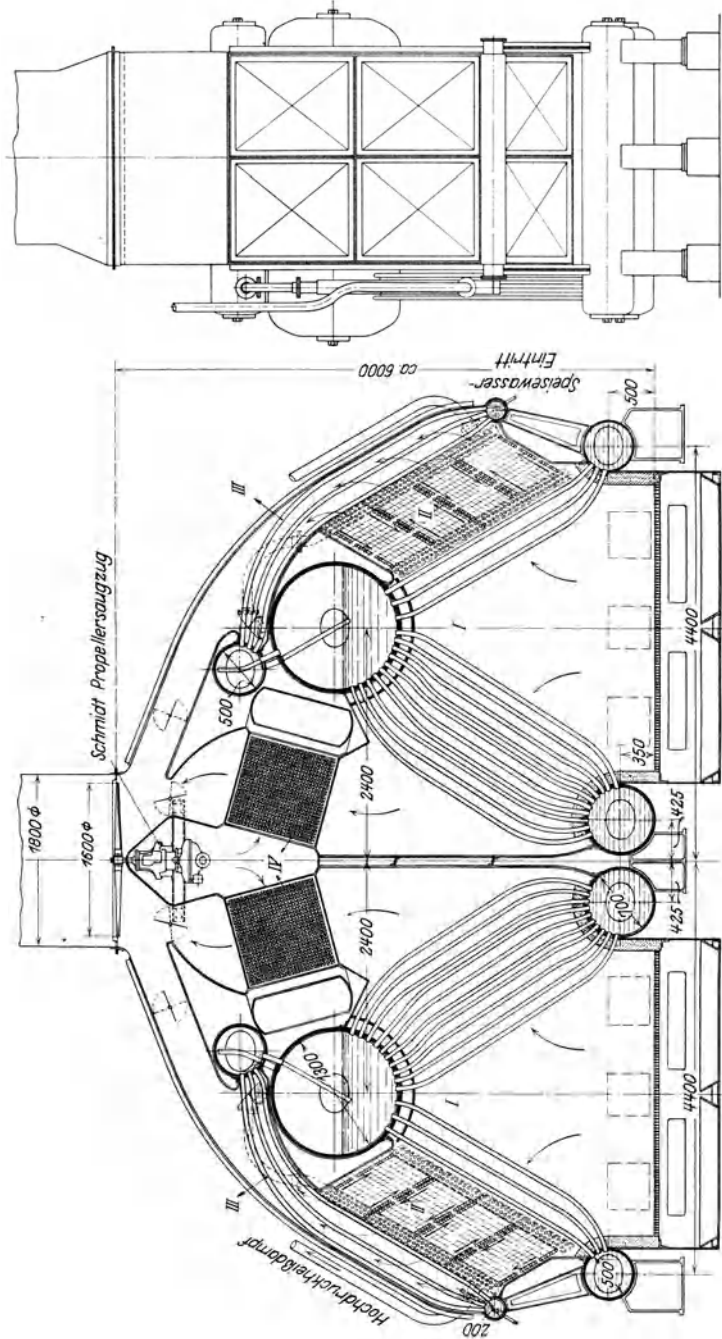


Abb. 2.

- Betriebsdruck 65 ata,
- Heizfläche des Kessels, äußere 400 m²,
- Heizfläche des Überhitzers, äußere 135 m²,
- Heizfläche des Vorwärmers, äußere 125 m²,
- Heizfläche des Luftvorwärmers, äußere 112 m²,
- Rostfläche 12 m²

Abb. 3.

- Rostbelastung 120 kg/m²h,
- Dampfzeugung 11 000 kg/h,
- Dampf Temperatur hinter dem Überhitzer 450° C,
- Gewicht des kompletten Kessels ohne Schornstein ca 70 000 kg,
- Gewicht des warmen Wassers im Kessels ca 8 000 kg

rohren geblieben ist, die erst im praktischen Betriebe werden zeigen müssen, ob ihre Einwalzstellen dicht zu halten sind. Die Obertrommel von etwa 1065 mm Durchmesser ist ebenfalls aus einem Stück geschmiedet ausgeführt; damit ist auch in England der Schritt zum nietlosen Kessel getan. Der Kessel ist mit

einem Überhitzer und einem Luftvorwärmer versehen, jedoch besteht infolge des einseitigen Heizgasabzuges keine Regelungsmöglichkeit für die Höhe der Überhitzung.

Anlässlich eines Vortrages über diese Kraftanlage bei einer Tagung der „Institution of Naval Architects“ wurden erhebliche Bedenken gegen den Hochdruckdampf insbesondere gegen diesen Wasserrohrkessel vorgebracht. Der praktische Betrieb wird ja bald zeigen, ob in diesem Falle der richtige Weg eingeschlagen ist, denn der Wasserrohrkessel erfreut sich auch in den Kreisen unserer Handelschiffahrt noch keiner großen Beliebtheit. Sein Wasserinhalt ist verhältnismäßig

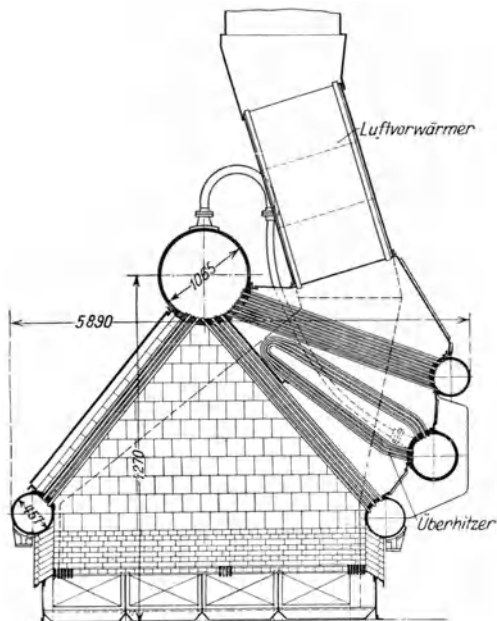


Abb. 4.

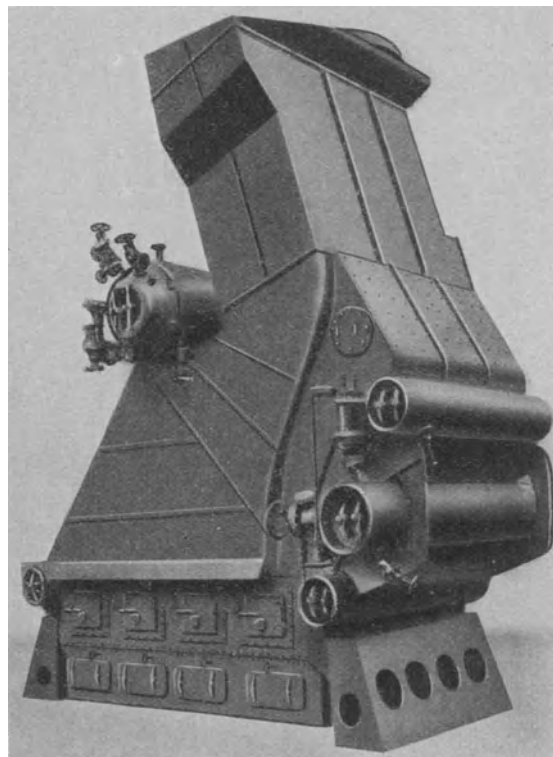


Abb. 5.

gering und daher macht bei nicht sorgfältiger Pflege des Speisewassers der Kessel im Betrieb erhebliche Schwierigkeiten, die im einzelnen aufzuführen, ich mir wohl in Ihrem Kreise ersparen darf.

Die Einführung des Hochdruckdampfes im Schiffsbetriebe dürfte meines Erachtens sehr gefördert werden, wenn Kessel geschaffen werden, die die im Betriebe der Wasserrohrkessel auftretenden Nachteile nicht besitzen. Deshalb wird man sich zweckmäßig mit den neuen Konstruktionen den vorhandenen Betriebsbedingungen möglichst anpassen und nur solche Teile anders ausbilden, die unbedingt für die Erhöhung des Betriebsdruckes notwendig sind.

Bei der Durchbildung von Hochdruckkesseln sind in den letzten drei Jahren eine Reihe von Konstruktionen aufgetaucht, die von den Kesseln üblicher Bau-

weise erheblich abweichen. Ich brauche nur an den Atmoskessel, den Benson-Kessel und den Löffler-Kessel zu erinnern. Ob sich derartige Bauarten für den Schiffsbetrieb eignen werden, entzieht sich meiner Beurteilung, denn darüber ist noch nichts veröffentlicht.

Vielfach ist noch die Auffassung verbreitet, daß die Hochdruckkessel erheblich teurer ausfallen müssen als solche für üblichen Druck. Diese irrtümliche Auffassung ist entstanden, weil man glaubte, daß ihr Wasserinhalt ebenso groß ausgeführt werden müsse wie früher, wenn die gleiche Speicherwirkung erzielt werden soll. Bei der Wahl der Abmessungen ist aber der im Kesselbaustoff und im

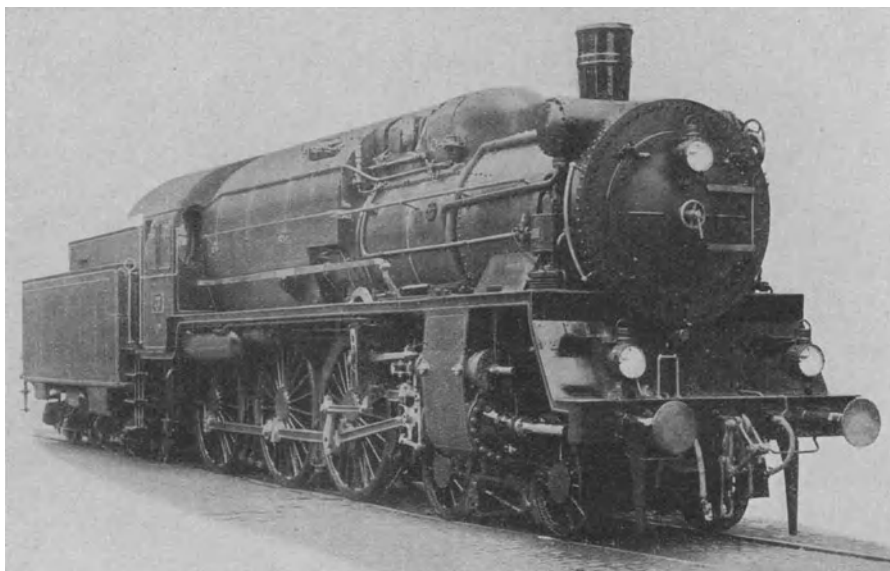


Abb. 6.

Speiseraum vorhandene größere Wärmeverrat nicht berücksichtigt worden und daher ist eine gleichgroße oder noch größere Anzahl von nietlosen Kesseltrommeln vorgesehen worden, die einen solchen Kessel natürlich sehr verteuert.

In der Literatur der letzten Jahre wurde schon öfters zum Ausdruck gebracht, daß die Kessel für höchste Drücke verbilligt werden könnten, wenn nur die erste Wärme der Feuerung für die Dampferzeugung benutzt und eine möglichst hohe Vorwärmung des Speisewassers in die billigere Rauchgasvorwärmerheizfläche verlegt wird. Da außerdem der Wasserinhalt eines Kessels mit ausreichendem Speiseraum für 60 at für die gleiche Speicherwirkung auch nur etwa halb so groß sein muß als für einen Kessel für 15 at, so können auf diese Weise bei sehr hohen Heizflächenbelastungen bis 100 kg/m²h und darüber billige Hochdruckkessel geschaffen werden. Wilhelm Schmidt hat diesen Gedanken schon von jeher vertreten, und daher ist der erste Versuchskessel bereits im Jahre 1910 nach diesen Gesichtspunkten entworfen worden. Ferner ist ein Beispiel für eine solche Konstruktion die vorhin erwähnte Hochdruck-Zweidruck-Lokomotive (Abb. 6 bis 9).

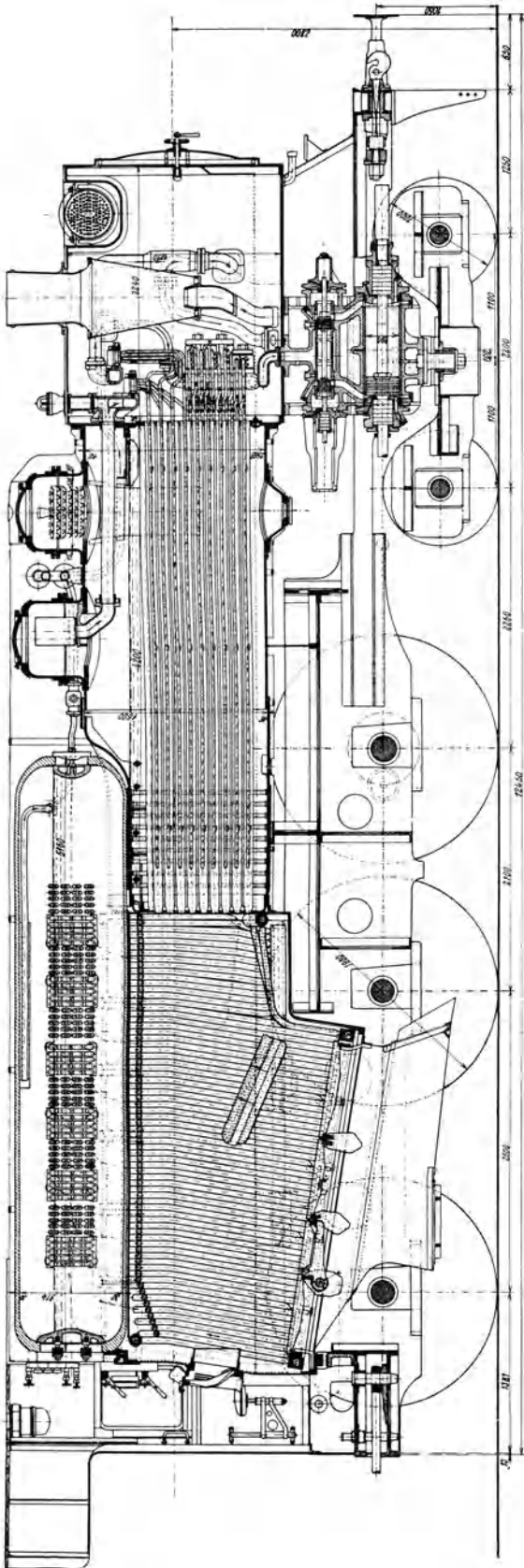


Abb. 7.

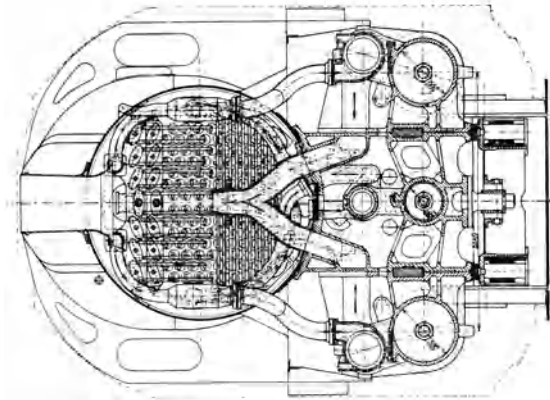


Abb. 9.

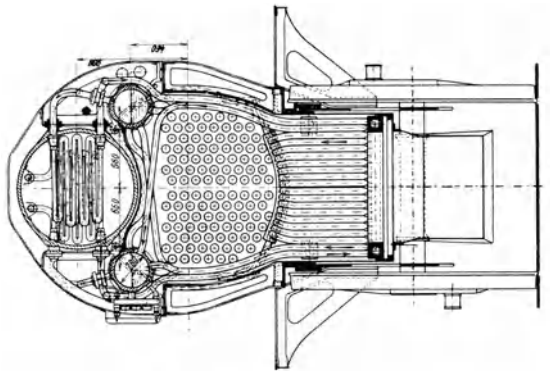


Abb. 8.

Hauptabmessungen:

Hochdruckzylinderdurchmesser	290 mm
Niederdruckzylinderdurchmesser	2 x 500 "
Kolbenhub	630 "
Treibraddurchmesser	1880 "
Lauraddurchmesser	1000 "
Fester Radstand	4700 "
Gesamtradstand	9150 "
Kesseldruck	60 u. 14 kg/cm ²
Rostfläche	2,6 m ²
Heizfläche der Feuerbüchse, feuerber.	19,7 "
Heizfläche der Heizrohre	122,0 "
Kesselheizfläche	141,7 "

Der Hochdruckkessel für 60 at ist bei dieser als Wasserrohrfeuerbüchse mit mittelbarer Beheizung durch noch höher gespannten Dampf ausgeführt, während die schon etwas abgekühlten Rauchgase in einem Rauchrohrkessel für 14 at Betriebsdruck weiter zur Vorwärmung des Speisewassers, zur Überhitzung und zur Erzeugung von Niederdruckdampf ausgenutzt werden.

Auf Grund der günstigen Versuchsergebnisse mit dieser Lokomotive schlage ich eine ähnliche zweistufige Bauart für den Anfang für den Schiffsbetrieb vor. Abb. 10 und 11. Bekanntlich liefern bei Schiffszylinderkesseln die Flammrohre und die Feuerumkehrkammer den Hauptteil des Dampfes. Bei der neuen Konstruktion sind sinngemäß die am höchsten beanspruchten Heizflächen über und in der nächsten Nähe der Feuerung zur Erzeugung von Hochdruckdampf ausgebildet. Der Großwasserraumkessel ist jetzt zu einem einfachen Röhrenkessel geworden, dem das durch Abdampf oder Anzapfdampf vorgewärmte Speisewasser zuerst zwecks weiterer Vorwärmung zugeführt wird. Er kann jetzt auch leichter wie früher für Drücke bis zu 20 at durchgebildet werden. Dieser Rauchrohrkessel liefert in dieser Vereinigung bei üblicher Rostbelastung von $115 \text{ kg/m}^2\text{h}$, die nunmehr ohne Anstand bis auf $150 \text{ kg/m}^2\text{h}$ ohne weiteres gesteigert werden kann, auch noch etwas Dampf, der dem als Hochdruckdampf verwendeten Betriebsdampf an geeigneter Stelle zugesetzt oder zum Betriebe der Hilfsmaschinen benutzt werden kann. Der große Wasservorrat dieses Kessels bildet einen Wärmespeicher, durch den beim starken Manövrieren viel Dampf hergegeben werden kann, ohne daß zu befürchten ist, daß der mit verhältnismäßig geringem Wasserinhalt ausgebildete Hochdruckteil im Druck zu stark herabgeht. Der Großwasserraumkessel wirkt ferner als Kesselsteinausscheider, denn das nach dem Hochdruckkessel durch eine Speisepumpe geförderte heiße Speisewasser setzt den Kesselstein nur noch in Schlammform ab, wie durch Versuche festgestellt ist.

Die Beheizung des den Betriebsdampf abgebenden Hochdruckkessels geschieht ebenfalls wie bei der Hochdrucklokomotive nicht durch direkte Feuerbeheizung, sondern durch mittelbare Beheizung mit um 15 bis 20 at höher gespanntem Dampf. Das aus destilliertem Wasser bestehende Heizmittel macht unter Änderung seines Aggregatzustandes dauernd einen selbsttätigen Kreislauf; es braucht also nicht erneuert zu werden. In dem durch die Feuergase beheizten Rohrsystem verdampft das Heizwasser und der Dampf steigt nach Heizflächen auf, die in der Hochdrucktrommel liegen, kondensiert dort und fällt dann durch kühl liegende Fallrohre nach den unteren Wasserkammern zurück. Da die wärmeabgebende Heizfläche bei dieser mittelbaren Beheizung bei 65 at Betriebsdruck nur eine Temperatur von höchstens 300° erhält, so brennt der schlammartige Kesselstein nicht fest, sondern er läßt sich als Schlamm von den Heizflächen der Hochdrucktrommel durch Abblasen im Betrieb oder durch Abspülen der Heizflächen mittels Wasserstrahles im kalten Zustande leicht entfernen. Ein solcher Kessel hat außerdem den Vorteil der Explosionssicherheit, da beim Aufreißen eines Wasserrohres nur wenig Heizwasser frei wird, das keine verheerende Wirkung hervorrufen kann.

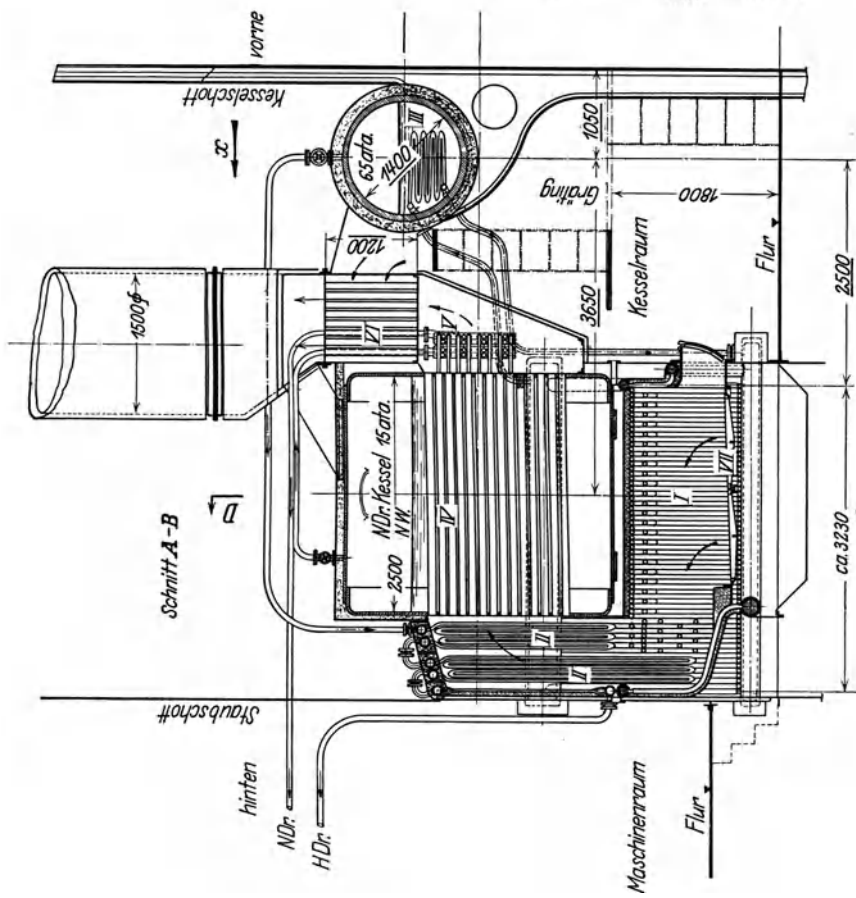


Abb. 10.

	Heizflächen:	äußere	innere
I	HDr.-Feuerbüchse	115 m ²	95 m ²
II	„-Überhitzer	127 „	100 „
III	„-Verdampfer	63 „	50 „
IV	NDr.-Kessel	275 „	250 „
V	„-Überhitzer	40 „	30 „
VII	Rost	11 „	11 „
VI	Luttherhitzer	100 „	94 „

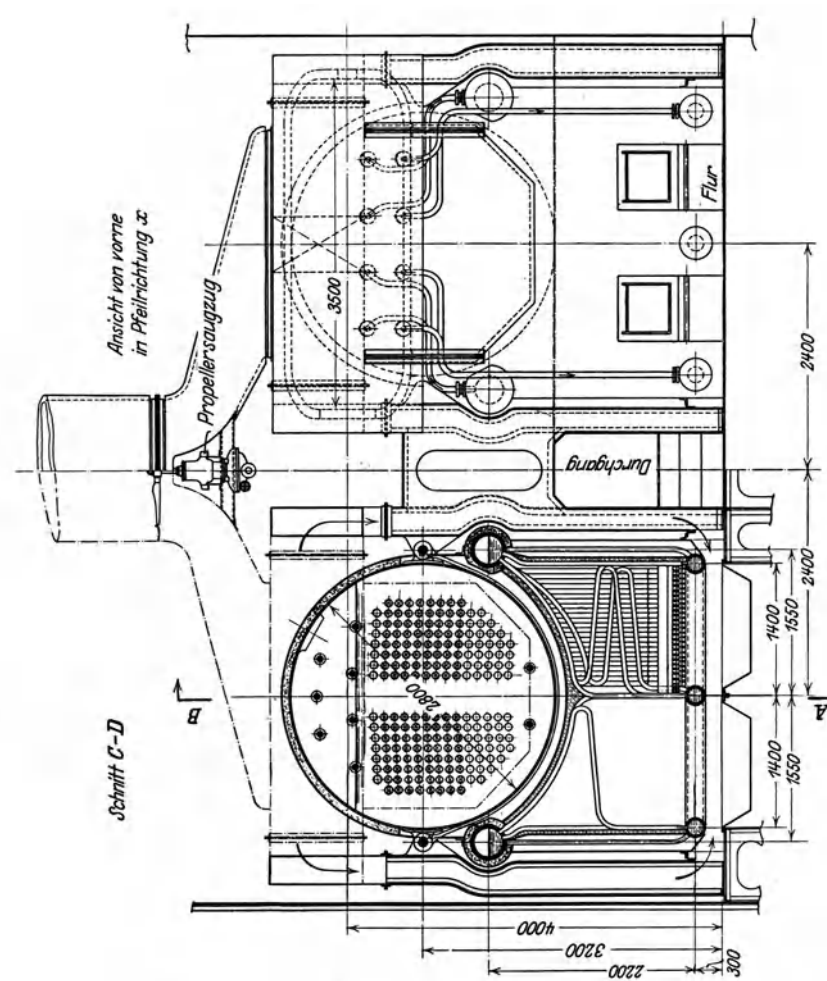


Abb. 11.

HDr.-Kessel	65 ata
NDr.-Kessel	15 ata
Kostfläche	11 m ²
Dampfzeugung	10 000 kg/h
Rostbelegung ca.	115 kg/m ² h
Gewicht komplett ohne Schornstein	100 000 kg
Gewicht des warmen Wassers	25 500 kg

Zur Platzersparnis ist der Hochdruckkessel unterhalb des Großwasserraumkessels angeordnet. Die Heizflächen der Umkehrkammern sind teilweise an den Hochdruckkessel angeschlossen und vergrößern den Anteil des Hochdruckdampfes an der Gesamtdampferzeugung. Der obere Teil der Umkehrkammerheizfläche bildet einen Teil des Frischdampfüberhitzers. Der Frischdampfüberhitzer des Hochdruckkessels ist in die Umkehrkammer eingebaut, während der Niederdruckdampf in einem Rauchrohrüberhitzer Bauart Schmidt überhitzt wird. Die dem Hochdrucküberhitzer vorgelagerte Heizfläche wird so groß bemessen, daß die auf den Überhitzer treffenden Feuergase diesem beim Anheizen nicht mehr gefährlich werden können. Die Rauchgase geben den übrigbleibenden Teil der Wärme an das Kesselwasser des Niederdruckkessels ab. Man kann auch noch hinter den Großwasserraumkessel einen Luftvorwärmer in der allgemein üblichen Weise anordnen. Die Dampfleistung der in Abb. 10 und 11 dargestellten Kessel beträgt zusammen 10 000 kgh. Die Hochdruckkessel liefern davon 8500 kg von 65 at und 450° und die Niederdruckkessel 1500 kg von 15 at. Das Gewicht einer solchen Kesselanlage einschließlich Betriebswasser beträgt 125 500 kg, während eine Schiffskesselanlage mit Zylinderkesseln für 15 at Betriebsdruck und gleiche Kraftleistung ein Gewicht von 283 000 kg besitzt. Die Gewichtersparnis an der Kesselanlage ist also 55%. Die Wartung eines solchen Kessels verursacht keine nennenswerte Mehrarbeit als die eines Eindruckkessels. Es sind nur anstatt eines, zwei Wasserstände zu beobachten und zwei Speisepumpen zu bedienen. Beide Speisepumpen werden zweckmäßig mit Niederdruckdampf betrieben. Den Hochdruckkessel wird man mit selbsttätig wirkendem Speisewasserregler versehen.

Bei der vorgeschlagenen Anordnung ist der Niederdruckkessel über dem Hochdruckkessel gelagert. Der Hochdruckteil könnte aber auch dem Niederdruckkessel vorgebaut werden, falls es die Platzverhältnisse erfordern.

Wenn nun eine solche aus Hoch- und Niederdruckkessel bestehende Zwischenlösung keinen Anklang finden sollte, weil gleich die vollen Vorteile der Hochdruckdampfverwendung gefordert werden, so läßt sich natürlich auch ein betriebs sicherer Hochdruckkessel mit nur einem Betriebsdruck bauen, der ebenfalls nicht die Nachteile eines Wasserrohrkessels besitzt. Als Vorbild dafür kann der von der Schmidtschen Heißdampfgesellschaft vor etwa $\frac{3}{4}$ Jahren in Betrieb genommene Hochdruckdampferzeuger mit mittelbarer Beheizung dienen. Mit einer solchen Konstruktion sind noch größere Gewichtersparnisse zu erzielen als bei der vorgeschlagenen zweistufigen Bauart.

Ehe wir einen derartigen für Schiffszwecke geeigneten Hochdruckdampfkessel betrachten, dürfte es angebracht sein, einiges über den Versuchskessel zu berichten. Ich bitte das Schema Abb. 12 zu betrachten. Die Dampferzeugung erfolgt, wie schon gesagt, nicht unmittelbar durch die Feuerung, sondern wie bei dem vorhin vorgeschlagenen Hochdruckteil des Zweidruckkessels mittelbar durch noch höher gespannten gesättigten Hochdruckdampf. Während aber in dem vorhergehenden Falle die kühleren Heizflächen zur Abkühlung der Feuergase durch den Niederdruckkessel gebildet werden, sind diese hier auf andere Weise geschaf-

fen. Alle dem Feuer ausgesetzten Teile sind enge Rohrschlangen, in welchen der als Heizmittel dienende Dampf aus destilliertem Wasser in zwei Stufen (Vorwärmung und Verdampfung) erzeugt wird. Dieser Heizdampf steigt zu Rohrgruppen *h* empor, die in der den Betriebsdampf abgebenden Kesseltrommel *a* liegen, kondensiert dort, seine Verdampfungswärme an das Kesselwasser abgebend. Das Kondensat tritt mit etwa 280° aus den Heizelementen *h*, durchfließt die Rohrschlangen *i* des als Speisewasservorwärmer dienenden Wärmeaustauschers *b* und kühlt sich dort am Speisewasser des Betriebskessels auf etwa 80 bis 100° ab. Durch sein eigenes Gewicht fällt es dann in die untere Sammelkammer des im zweiten Kesselzug liegenden Rauchgasvorwärmers *f*, in welchem es sich hoch erhitzt, um von dort nach dem Sammelbehälter *e* und der feuergasbeheizten Verdampferschlange *g* erneut aufzusteigen und dort zu verdampfen. In der oberen Sammelkammer *d* trennen sich Wasser und Dampf. Das Wasser fällt wieder durch die Fallrohre *k* nach der unteren Sammelkammer *e* zurück. Es findet also in den Rohrschlangen *g* nicht nur eine einfache Verdampfung, sondern ein lebhafter selbsttätiger Umlauf statt, wodurch eine gute Kühlung dieser Verdampferschlangen erzielt wird. Das Speisewasser wird unten in den Wärmeaustauscher *b* kalt eingepumpt und tritt oben aus dem Apparat, auf 220° und mehr vorgewärmt, in die den Betriebsdampf erzeugende Trommel.

Die Zwischenbehälter *d* sind sehr wichtig. Das Wasser dehnt sich bekanntlich bei so hoher Erwärmung stark aus und braucht daher entsprechenden Expansionsraum. Wären die Behälter nicht vorhanden, so würde außerdem viel Wasser nach den Heizelementen mitgerissen werden und dort den Wärmeübergang verschlechtern. Hierdurch würde auch mehr als das dem niedergeschlagenen Heizdampf entsprechende Kondensat nach der Heizschlange *i* des Wärmeaustauschers *b* übergerissen werden, so daß sich dann das Kondensat am Speisewasser nicht genügend abkühlen und für eine weitgehende Abkühlung der Feuergase nicht mehr genügend Wärme aufnehmen könnte. Der gesättigte Betriebsdampf von 60 at wird der Trommel *a* entnommen und dann durch den Überhitzer *c* geschickt und

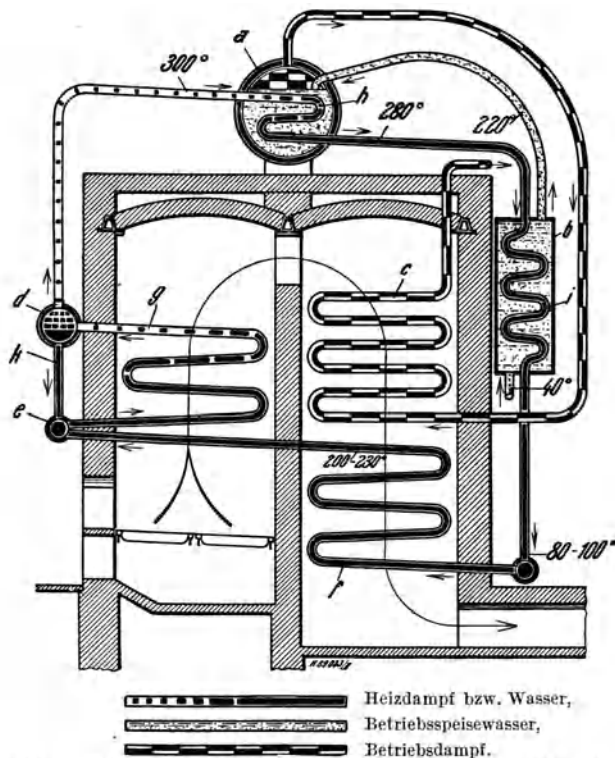


Abb. 12. Schema eines Höchstdruckkessels System Schichtdampf G. m. b. H. mit mittelbarer Beheizung.

- | | |
|----------------------------------|------------------------------|
| a Betriebsdampfkessel | f Vorwärmer |
| b Speisewasservorwärmer | g Verdampfer des Heizdampfes |
| c Betriebsdampfüberhitzer | h Verdampferschlange |
| d Wasserabscheider für Heizdampf | i Wärmeaustauschschlange |
| e Wasserverteilrohr | k Fallrohre. |

dort hoch überhitzt. Die Höhe der Überhitzung läßt sich durch eine Klappe in Verbindung mit einem Leerzug regeln. Beim Anheizen und im Betriebe kann ein

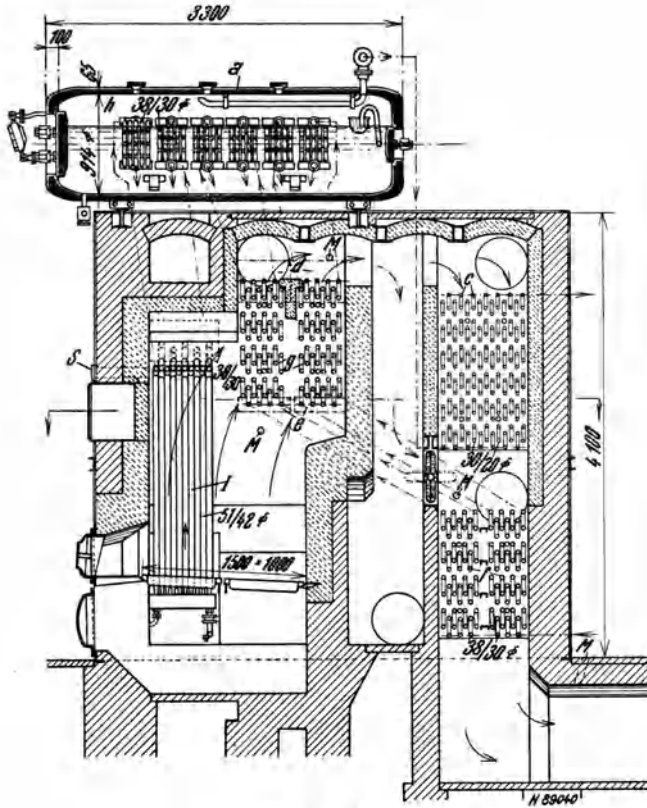


Abb. 13.

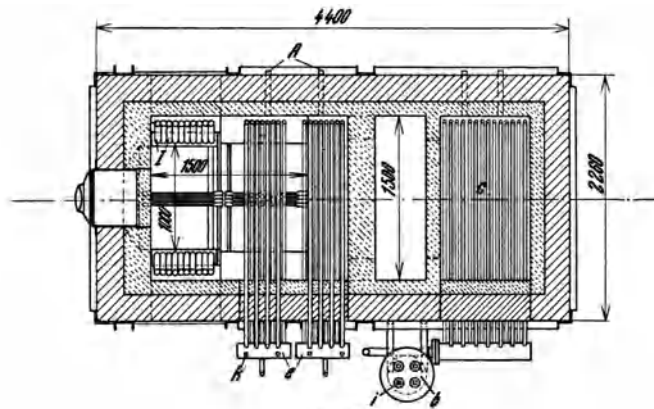


Abb. 14.

Abb. 13 und 14. SHG-Höchstdruckkessel mit mittelbarer Beheizung.
Versuchsanlage Wernigerode.

- | | |
|---------------------------------------|-------------------------------|
| a Betriebsdampfkessel, | g Verdampfer des Heizdampfes, |
| b Speisewasservorwärmer, | h Verdampferschlange, |
| c Betriebsdampfüberhitzer, | i Wärmeaustauschschlange, |
| d Wasserabscheider für Heizdampf, | k Fallrohre. |
| e Wasserverteilrohr, | |
| f Vorwärmer des Heizdampfkondensates. | |

Teil der Feuergase, wenn nötig, direkt zum Vorwärmer geschickt werden. Das ist für die für den Hochdruckdampfbetrieb erforderliche hohe Frischdampf Temperatur bis 450° und darüber sehr erwünscht. In den Heizelementen herrscht ein Druck, der je nach der Größenbemessung dieser Heizflächen und der Kesselbelastung wie bei den früheren Beispielen 5 bis 20 at und mehr höher ist als der Betriebsdruck. Das Innere der den Feuergasen ausgesetzten Rohrschlangen kommt auch in diesem Falle mit unreinem Speisewasser niemals in Berührung und kann daher nicht verschmutzen. Ferner ist der Kessel in einzelne vollständig getrennte parallele Heizsysteme unterteilt, die nur verhältnismäßig wenig Wasser enthalten (Abb. 13 und 14). Diese Unterteilung bietet den Vorteil, daß, wenn einmal eine beheizte Rohrschlange aufplatzt, nur eine geringe Wassermenge frei wird, die keinerlei explosive Wirkung ergibt. Ein großer Vorteil des neuen Kessels ist, daß sämtliche Dichtstellen außerhalb der Feuerzüge liegen. Undichtheiten, die an irgendeiner Stelle auftreten, machen sich also sofort be-

merkbar. Weiter ist die den Dampf abgebende Trommel von verhältnismäßig großer Wandstärke vollständig dem Einfluß der Heizgase entzogen. Die vielfach

befürchteten ungünstigen durch Wärmespannungen entstehenden Beanspruchungen sind auf diese Weise gänzlich vermieden. Kesselstein, der im Speisewasser enthalten ist, setzt sich nur auf der äußeren Fläche der Rohrschlangen *i* in dem als Speisewasservorwärmer dienenden Wärmeaustauscher *b* ab. Nach der eigentlichen Betriebstrommel kommt wieder nur Kesselsteinschlamm. Die Heizfläche für die mittelbare Dampferzeugung ist durchaus nicht groß, der Wärmeübergang auf dieser Heizfläche ist für 1° Temperaturdifferenz bis 4000 kcal/m²h. Mit 1 m² Heizfläche lassen sich bis zu etwa 200 kg Dampf erzeugen.

Eine gute Eigenschaft des neuen Kessels gegenüber anderen Hochdruckkesselbauarten ist, daß der größte Teil des Betriebswassers im Speiseraum liegt, also für Spitzenbelastungen nutzbar gemacht werden kann. Ferner wirkt der gesamte Heizwasserinhalt und die Baustoffwärme aller wasser- und dampfführenden Teile auf die Speicherfähigkeit des Kessels ganz selbsttätig ein. Besonders ist an dem neuen Kessel der selbsttätige Wasserumlauf ohne Umlaufpumpe hervorzuheben. Der Umlauf wird durch den Wärmeaustauschapparat, der das spezifische Gewicht des Heizkondensats erhöht, gefördert, und da das Wasser in in diesem Apparat stets eine erheblich niedrigere Temperatur besitzt als dem Verdampfungsdruck entspricht, so kann auch bei einer plötzlichen Drucksenkung in diesem Teil des Kreislaufes keine Dampfbildung und daher keine Umlaufstörung eintreten.

Die Bauart des Versuchskessels erscheint nach der Abb. 15 infolge der außenliegenden Sammelbehälter und Rohrverbindungen etwas verwickelt, jedoch lassen sich diese Teile verkleiden und isolieren, so daß auch die Außenansicht eine ruhige Wirkung ergibt. Die in Frage kommenden Flanschverbindungen sind außerdem durchaus ungefährlich. Es handelt sich ja durch die weitgehende Unterteilung in einzelne Systeme und dank dem hohen Druck nur um Rohre von geringer Lichtweite. Weiter gehört das Wasserrohrbündel I nicht zu dem eigentlichen Kessel. Es ist dies ein Feuerbüchselement, wie es an der Hochdrucklokomotive Verwendung findet, welches nur in den Versuchskessel eingebaut wurde, um diese Konstruktion im Dauerbetriebe erproben zu können.

Über die bisherigen Verdampfungsversuche mit dem Versuchskessel möge kurz folgendes berichtet werden: die größte bisher erzielte Verdampfung betrug 1483 kg/h bei 53 at mittlerem Druck und 460° Frischdampf Temperatur. Die Abgastemperatur war bei dieser Belastung noch etwa 375°. Die Vorwärmerheizfläche für das Heizkondensat ist nur 13 × Rost, also für eine solche Belastung zu klein. Für die weiteren Versuche wird der Vorwärmer vergrößert werden. Verdampfungsversuche mit 600 kgh bzw. 1100 kgh Dampfleistung ausgeführt, ergaben Kesselwirkungsgrade von 75 bzw. 73%. Auch hierbei war die Abgastemperatur noch verhältnismäßig hoch. Diese niedrigen Wirkungsgradzahlen sind aber nicht für dieses Kesselsystem maßgebend, denn bei einem Kessel so kleiner Leistung ist die ausstrahlende Oberfläche des Mauerwerks reichlich groß. Ferner liegen die Sammelbehälter und Rohrverbindungen außerhalb der Verkleidung, um sie bei diesem ersten Versuchskessel leicht beobachten zu können. Be-

triebskessel dieser Bauart wird man entsprechend einkleiden, um die Ausstrahlungsverluste, soweit als möglich, herabzusetzen.

Um festzustellen, wie sich der Kessel bei ungereinigtem Speisewasser verhält, ist bei den bisherigen Versuchen zur Speisung kaltes, unentlüftetes Wasserleitungswasser der Stadt Wernigerode (Harz) verwendet worden. Dieses enthält im Liter 190,3 mg Kalziumoxyd (CaO), 37,0 mg Magnesiumoxyd (MgO), 25,2° Gesamthärte, 16,1° bleibende Härte und 9,1° Karbonathärte.

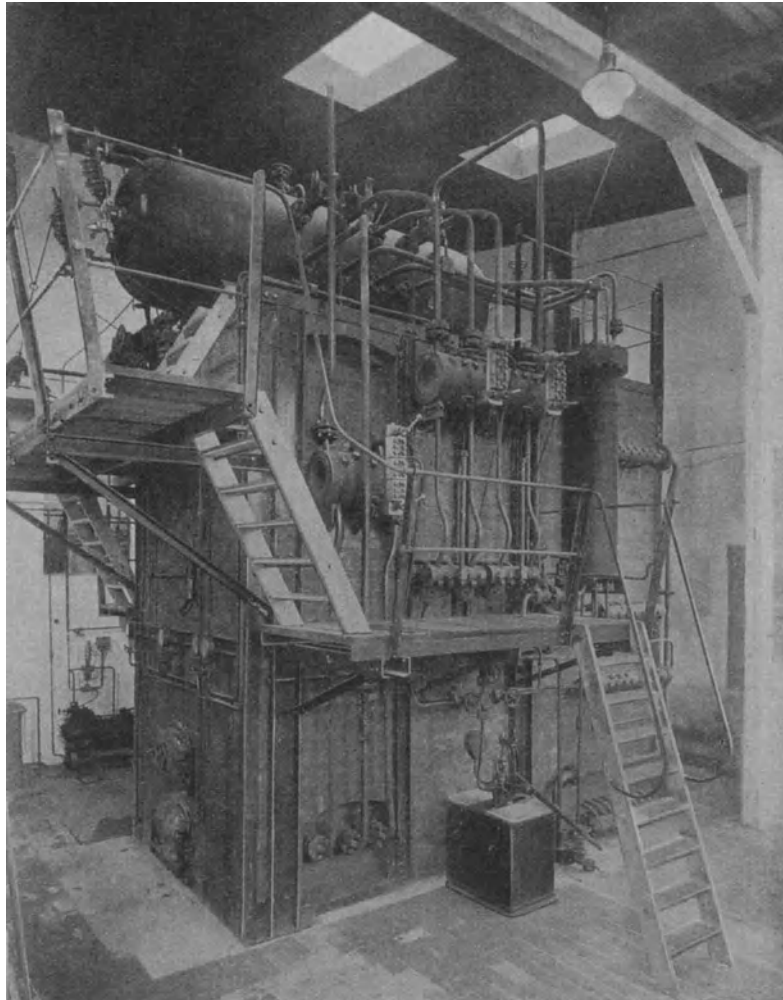


Abb. 15.

Der Kesselstein setzte sich hauptsächlich in dem durch das rückfließende Kondensat beheizten Speisewasservorwärmer ab, jedoch hatte dieser Kesselstein nur eine geringe Härte. Er ließ sich leicht abklopfen bzw. durch eine Stahldrahtbürste abbürsten. Nach der eigentlichen Betriebskesseltrommel kam der Kesselstein nur in Schlammform. Er konnte dort bequem durch einen Wasserstrahl abgespült werden. Nach Trocknung des abgezogenen Kesselsteinschlammes blieb ein ganz feines Pulver zurück.

Bei den Versuchen ist mittels Schreibmanometer der Dampfdruck im Betriebskessel und jeweils in einem Heizelement aufgezeichnet worden. Im vorliegenden Fall ist das dritte, hinterste Heizelement an das Schreibmanometer angeschlossen. Aus Abb. 16 ist zu erkennen, wie schnell sich die Druckschwankungen des Betriebskessels auf die Heizelemente bzw. die der Heizelemente auf den Kessel übertragen. Der gesamte Wasserinhalt des Kessels beträgt 1900 kg, die Baustoffwärme entspricht noch einem weiteren Wasserinhalt von 1301 kg, trotzdem sieht man, welchen Einfluß auf den Dampfdruck schon geringe Störungen in der Beheizung hervorrufen. Jedes Öffnen der Feuertür und das Aufwerfen frischer Kohle ergeben sofort einen Druckabfall, obgleich an den Betriebsverhältnissen nichts geändert wurde; die Speisung erfolgte gleichmäßig, und der Dampf wurde ins Freie abgeblasen. Aus den Diagrammen ist auch das schnelle Anheizen des Kessels sowie die allmähliche Abkühlung nach Abstellung der Beheizung gut zu erkennen. Die Druckschwankungen sind übrigens keine Eigentümlichkeit des neuen Kessels, sondern sie treten auch bei Großwasserraumkesseln auf. Die Abb. 17 zeigt die Druckschwankungen in einem Großwasserraumkessel mit rückkehrender Flamme eines Flußschleppdampfers auf der Donau für 7,0 at Kesseldruck anlässlich einer Probefahrt mit und ohne Propellersaugzug. Betrachtet man diese Erscheinungen, so muß man unbedingt zu der Auffassung kommen, daß ein Kessel ohne Wasserinhalt, wie er vielfach angestrebt wird, für die Praxis nur in den seltensten Fällen brauchbar sein wird.

In Abb. 18 und 19 ist ein Schiffskessel nach der Bauart des Versuchskessels entworfen. Die Gasführung muß in diesem allerdings etwas anders angeordnet werden, da ja bei Schiffen die Rauchgase nach oben abgeführt werden müssen. Sonst sind sämtliche Gesichtspunkte eingehalten, die ich vorher bei der Beschreibung des Versuchskessels erwähnte. Der Platzbedarf des Kessels ist kleiner als der eines Zylinderkessels gleicher Leistung, der Kesselwirkungsgrad jedoch höher, da ja die Rauchgase außer in einem Luftvorwärmer noch an kühleren Wasserheizflächen abgekühlt werden. Der Speisewasservorwärmer ist im vorliegenden Fall wagerecht so angeordnet, daß die durch das Heizkondensat durchströmten Heizschlangen bequem ausgebaut werden können. Die dargestellte Kesselanlage, bestehend aus zwei Kesseln, besitzt bei einer Rostfläche von 10,4 m² und einer Rostbelastung von 120 kg/m²h eine gesamte Dampferzeugung von 10 000 kgh; sie kann bequem die für eine Hauptmaschinenleistung von 2500 PS_i erforderliche Dampfmenge einschließlich der für die Zwischenüberhitzung und für den Betrieb der Hilfsmaschinen notwendigen hergeben.

Ebenso wichtig wie die Kesselanlage ist für die Ausnutzung des Hochdruckdampfes die Maschinenanlage. Da man im Anfang der Entwicklung, wie schon früher bemerkt, nur kleinere Schiffskraftanlagen für Hochdruckdampf einrichten sollte, so kommen auch in erster Linie nur Kolbenmaschinen in Betracht. Auf diesem Gebiete liegen bereits langjährige Erfahrungen mit den Schmidt'schen Versuchsmaschinen vor; auch weist die Schmidt-Borsig-Anlage schon einige 1000 Betriebsstunden auf. Damit ist der Beweis erbracht, daß das über den üblichen Betriebsdrücken liegende Druckgefälle in völlig betriebssicherer Weise ausgenutzt werden kann.

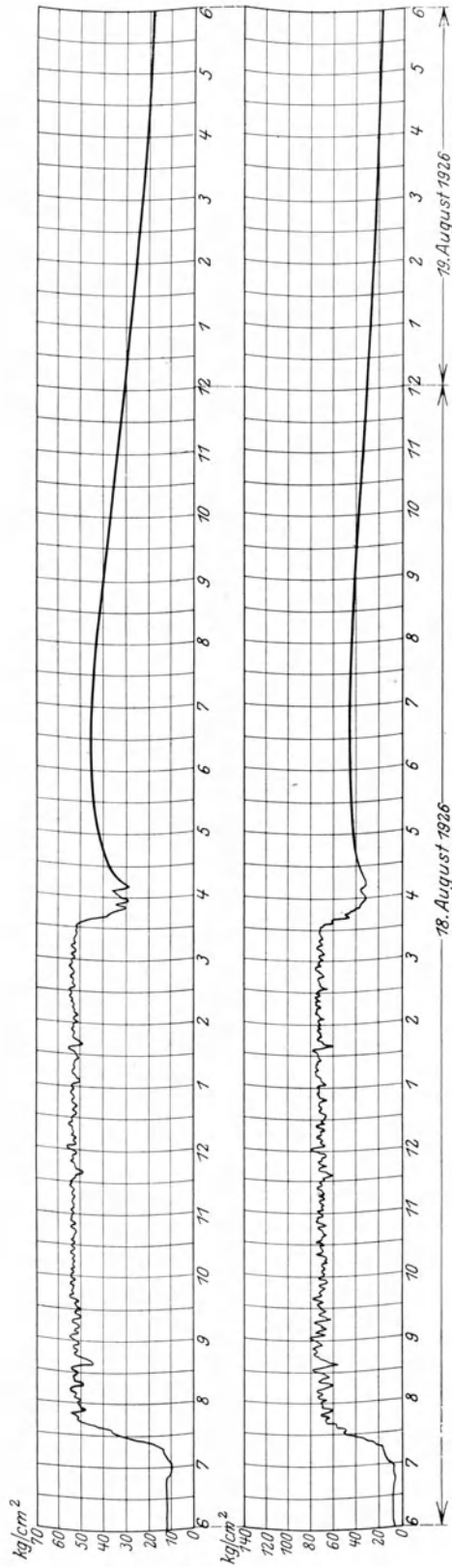


Abb. 16.

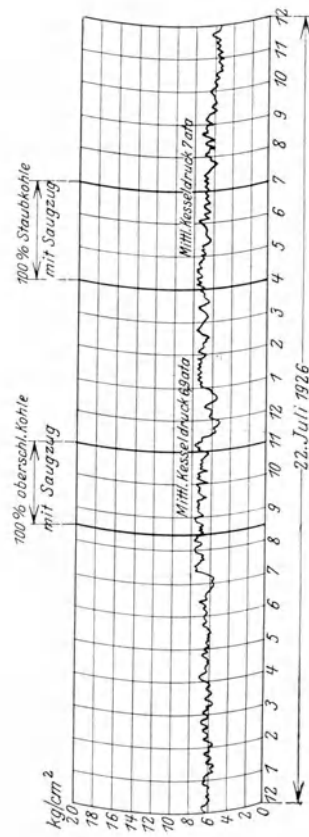
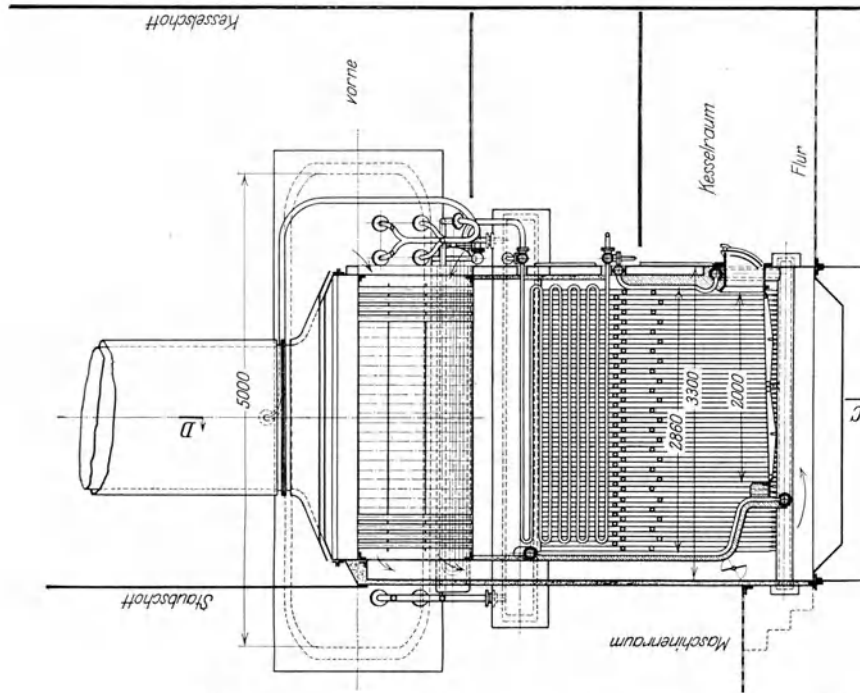
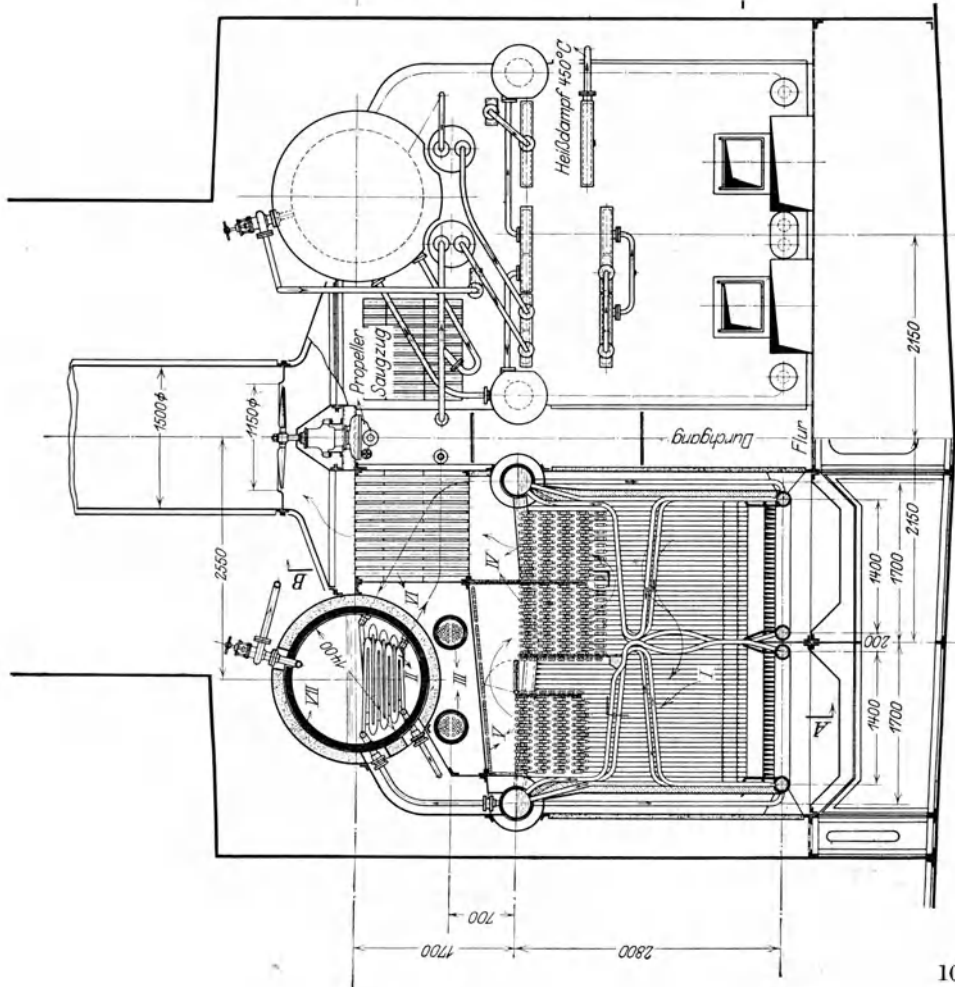


Abb. 17



Schnitt A-B.
Abb. 19.

- I Verdampfer des Heizdampfes,
- II Verdampferschlangen,
- III Speisewasservorwärmer,
- IV Heizkondensatorvorwärmer,
- V Betriebsdampfüberhitzer,
- VI Luftvorwärmer,
- VII Betriebsdampfkesse.



Ansicht von vorne.

Schnitt C-D.
Abb. 18.

- Gewicht des kompletten Kessels ohne Schornstein etwa 85 000 kg,
- Gewicht des warmen Wassers im Kessel etwa 11 000 kg.

- Betriebsdruck 65 ata
- Dampf Temperatur hinterm Überhitzer 450 °C,
- Rostfläche 10,4 m²,
- Kostbelastung 120 kg/m²/h,
- Dampferzeugung 10 000 kg/h,

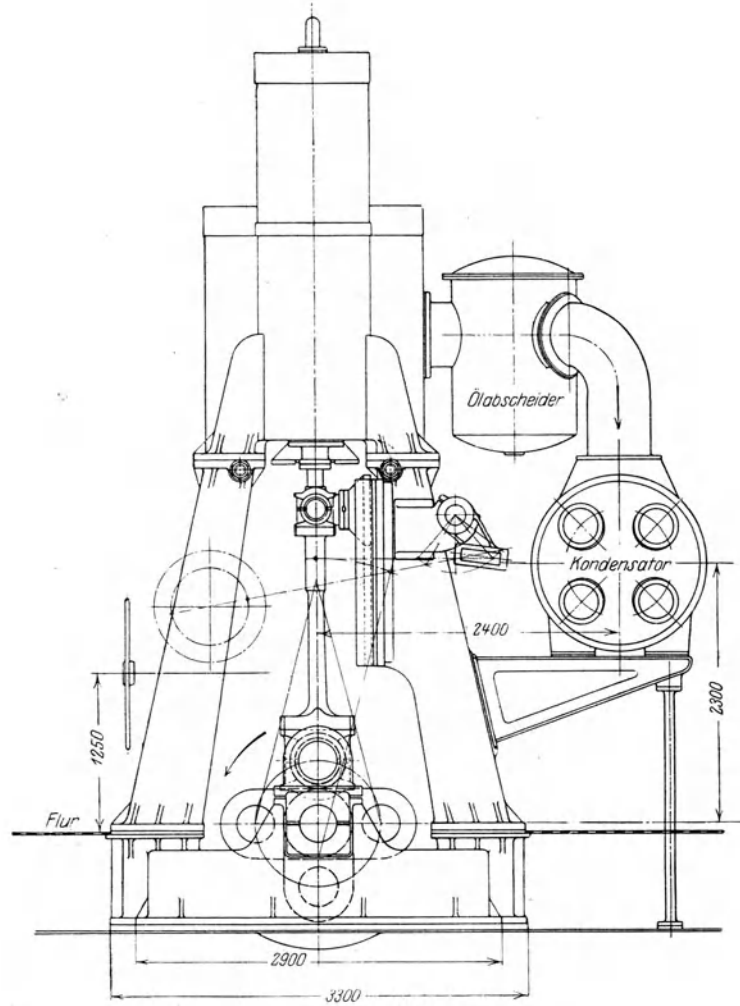


Abb. 20.

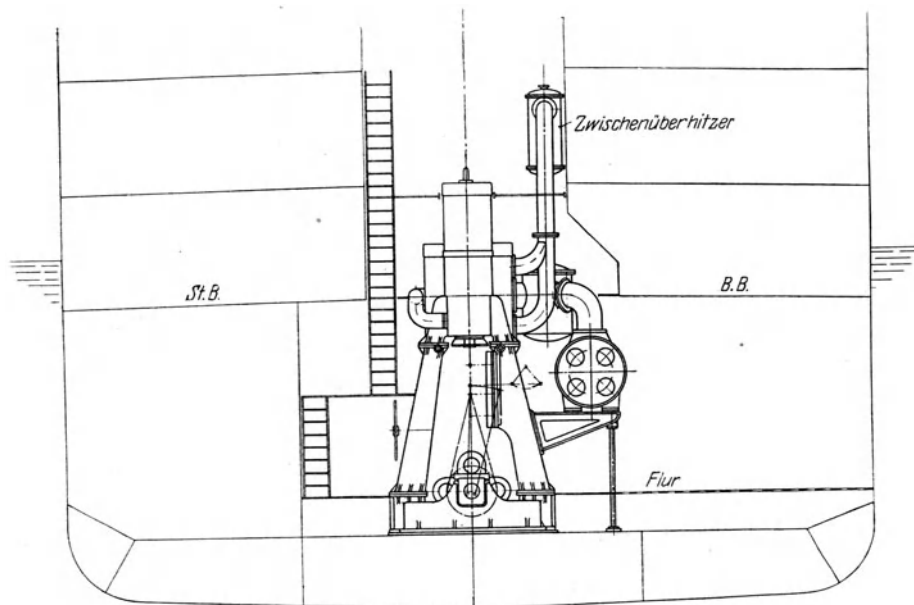


Abb. 21.

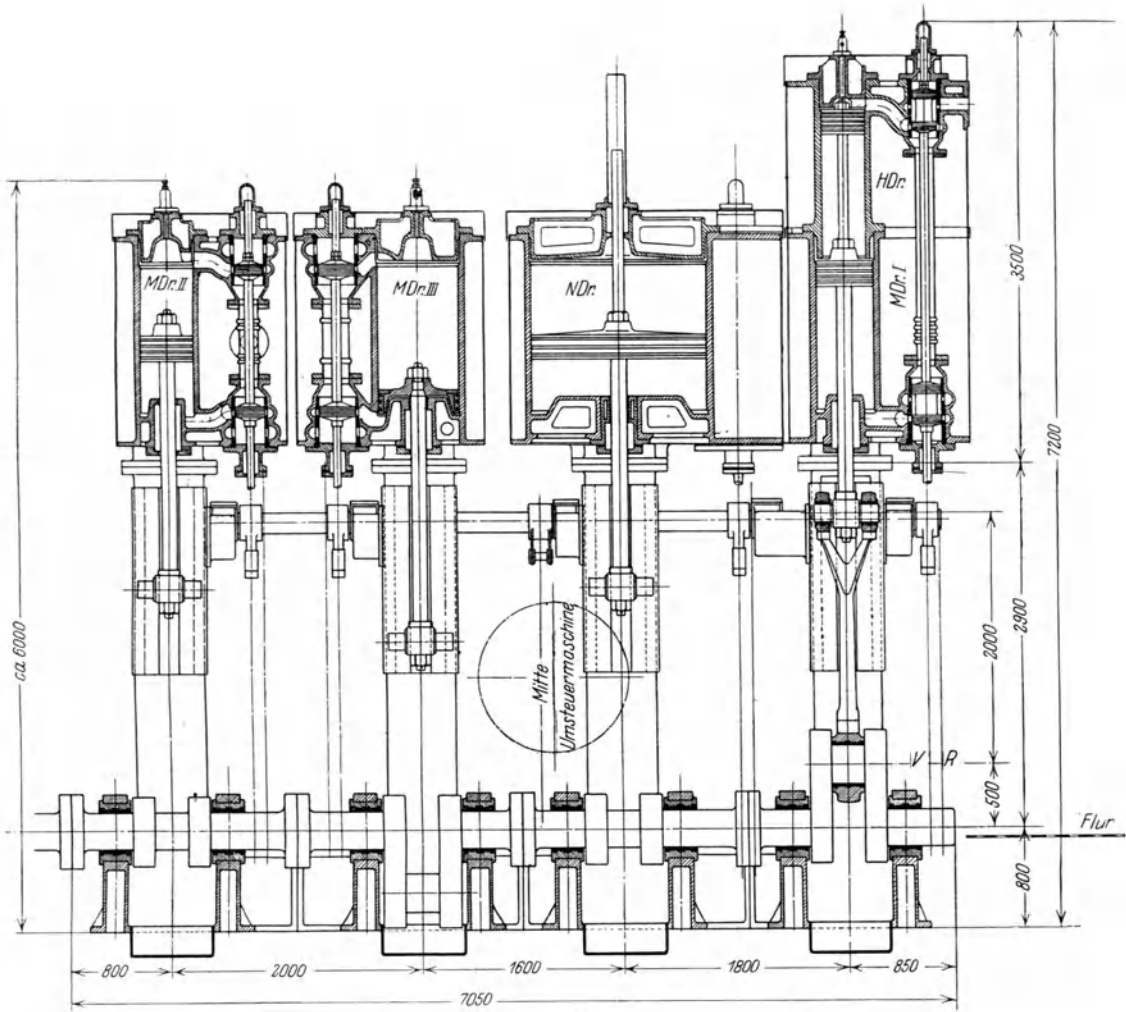


Abb. 22.

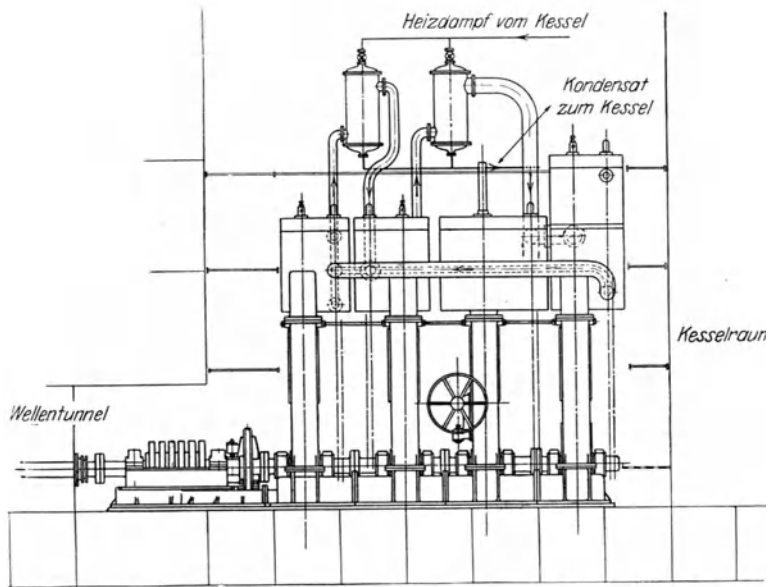


Abb. 23.

Hochdruck-Zylinder 335 mm \varnothing einfach wirkend
 Mitteldruck I- .. 420 .. "
 " II- .. 420 .. "
 " III- .. 685 .. "
 Niederdruck- .. 1500 .. "

Hub .. 1000 mm
 Umdrehungen .. 100 per Min.
 Leistungen .. 2500 PSi
 Eintrittsdruck .. 60 at
 Zylinderverhältnis .. 1:1,4:2,75:8:40

Als Steuerorgane können Kolbenschieber, Kolbenventile oder Doppelsitzventile benutzt werden. Bei der Anordnung der Gehäuse für die Steuerorgane ist darauf zu achten, daß einfache Bauformen entstehen, die sich unbehindert nach allen Richtungen ausdehnen können, damit in den mit höchsten Temperaturen arbeitenden Zylindern keine Wärmespannungen entstehen.

Die Kolben können für die erste Stufe in der gleichen Weise ausgebildet werden wie bei Heißdampfmaschinen. Wenn aus Herstellungsrücksichten mit möglichst wenig Arbeitsstufen ausgekommen werden soll, werden die Füllungen bei hohem Druck verhältnismäßig klein; daher müssen solche Maschinen mit getrennten Ein- und Auslaßorganen versehen werden. Die Lentzsteuerung würde sich hierfür bei entsprechender Durchbildung eignen.

Für eine Hochdruckkolbenmaschine für Schiffszwecke mit guter Wirtschaftlichkeit ist es zweckmäßig, mindestens 5 Arbeitsstufen anzuwenden. Eine Anordnung in üblicher Ausführung würde aber 5 Kurbeln notwendig machen, wodurch eine solche Maschine recht teuer ausfallen würde. Ich schlage daher vor, Hoch- und erste Mitteldruckstufe einfachwirkend auszuführen und die Kolben an einer gemeinsamen Kolbenstange angreifen zu lassen, wie sich das bei der Schmidtschen Versuchsmaschine und auch bei der Schmidt-Borsig-Maschine bewährt hat. Abb. 20 und 21. Hierdurch ist es möglich, mit 4 Kurbeln auszukommen und auch mit ausreichend großer Füllung in den einzelnen Stufen zu arbeiten; auch wird der Gestängedruck in allen vier Triebwerken nahezu gleich groß und das Drehmoment günstig. Die 4 Kurbeln ermöglichen in bekannter Weise einen guten Massenausgleich. Um eine hohe Wirtschaftlichkeit zu erhalten, wird das Hubvolumen des Niederdruckzylinders, wenn irgendwie zulässig, sehr groß ausgeführt, und der Zwischendampf wird durch hochgespannten Frischdampf zweimal überhitzt. Bei zweistufiger Anordnung des Kessels würde die einzige Abweichung für die Maschine darin bestehen, daß dem zweiten Mitteldruckzylinder neben dem Abdampf des Hochdruckzylinders noch etwas Niederdruckdampf zugemischt würde. Auf diese Weise könnte unter Umständen der erste Zwischenüberhitzer an der Maschine wegfallen, nur müßten die folgenden Arbeitszylinder etwas vergrößert werden.

Eine Hochdruckstopfbüchse ist bei der vorgeschlagenen Anordnung der Maschinenanlage vermieden. Der Raum veränderlichen Inhalts zwischen den beiden Kolben wird zur Herabsetzung des Gestängedruckes mit dem Aufnehmer vor der Niederdruckstufe verbunden, dadurch wird der etwa durch Undichtheiten der Kolben entweichende Dampf noch etwas nutzbar gemacht. Ferner ist auch gleichzeitig damit der Vorteil verknüpft, daß die Kolben im Betriebe auf Dichtigkeit geprüft werden können; außerdem wird die Wandtemperatur der Zylinderwände auch bei höchsten Betriebstemperaturen nicht zu hoch. Als Steuerung für diese mit mehrfacher Überhitzung arbeitende Maschine sind Kolbenschieber vorgesehen. Diese haben sich bei höchstem Druck und höchster Temperatur wider alles Erwarten ausgezeichnet bewährt. Es könnte aber auch jede andere Steuerung verwendet werden. Die dargestellte Maschine ist für eine Leistung von 2500 PS₁ bemessen. Die Anordnung der Maschinenanlage mit dem Zwischenüberhitzer

und den Rohrleitungen innerhalb der Maschinenanlage ist in Abb. 22 und 23 dargestellt. Man sieht aus der Zeichnung bei Vergleich mit einer Schiffsmaschine für üblichen Betriebsdruck, daß der Platzbedarf trotz der Vierkurbelanordnung bei gleicher Leistung nicht größer ist als bei einer Dreikurbelmaschine.

Die Zwischenüberhitzer zwischen den einzelnen Stufen sind verhältnismäßig einfache Apparate, sie bestehen aus Rohrschlangen, in denen sich der Heizdampf befindet, während der zu überhitzende Dampf außen um die Rohrschlangen geführt wird. Die Heizflächen dieser Zwischenüberhitzer sind auch nicht sehr groß, da der Wärmeübergangskoeffizient von überhitztem oder kondensierendem hochgespannten Dampf auf den Zwischendampf günstig ist und ein Vielfaches des bei Feuergasüberhitzern Üblichen beträgt. Vor dem Kondensator ist zur Sicherheit noch ein Ölabscheider vorgesehen. Sonst braucht der Aufbau

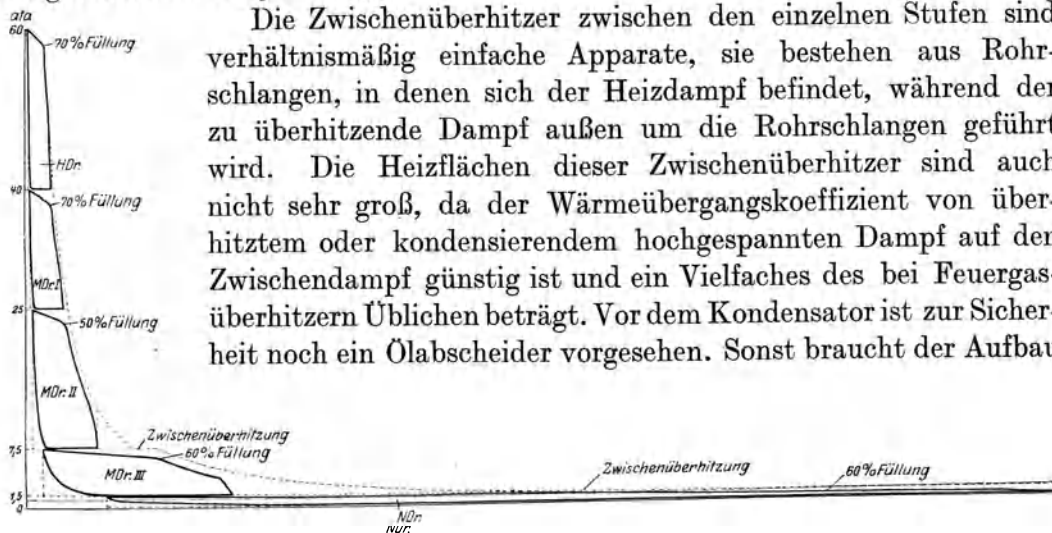


Abb. 24.

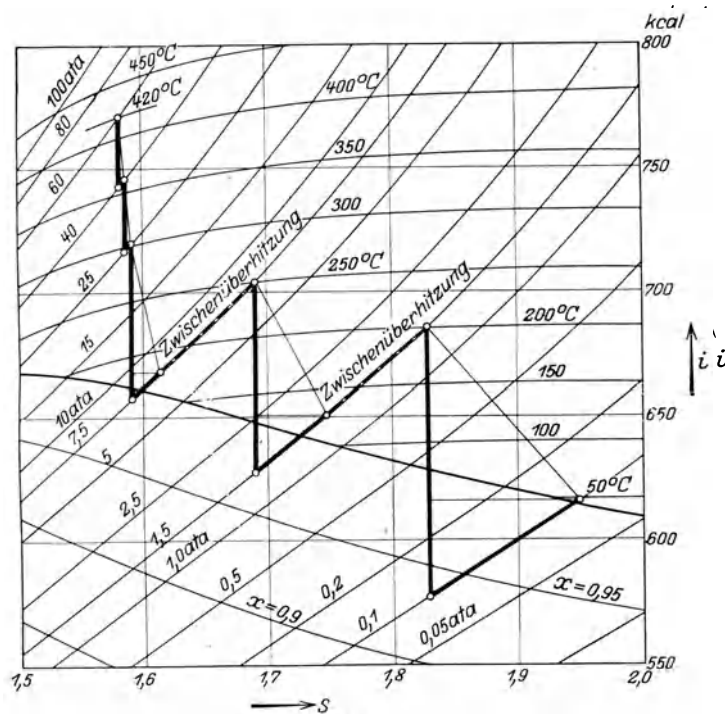


Abb. 25.

einer Hochdruckkolbenmaschine von der sonst üblichen Bauweise einer Schiffsmaschine nicht abzuweichen, so daß also alle bewährten Einzelteile des Triebwerkes und der Außensteuerung benutzt werden können. Derartige Maschinen sind bis zu mehreren 1000 Pferdestärken ausführbar.

In Abb. 24 ist noch das Druckvolumendiagramm für die Hochdruckmaschine nach Abb. 20 und 21 gezeigt. Die Zylinderabmessungen und Füllungen sind so bemessen, daß sich für den Schiffsbetrieb brauchbare Verhältnisse ergeben. Mit der Größe der Niederdruckzylinder ist nicht bis an die äußerste Grenze gegangen, jedoch ist das Zylinderverhältnis zwischen Hochdruck- und Niederdruckzylinder noch immer 1 : 40, ein sonst ungewohnter Wert. Bei Wahl dieser Verhältnisse würde sich ein Betriebsdampfverbrauch von etwa 2,9 kg/PS_ih erreichen lassen.

Abb. 25 zeigt das zugehörige I-S-Diagramm. In den einleitend erwähnten Vorträgen unserer Schiffbautechnischen Gesellschaft ist schon wiederholt die Frage erörtert worden, ob es nicht zweckmäßig sei, eine Hochdruckmaschine derart zu bauen, daß man den Hochdruckteil als Kolbenmaschine und den Niederdruckteil als Turbine ausführt. Dieser Weg ist selbstverständlich gangbar, und Dr. G. Bauer hat schon im vorigen Jahr vorgeschlagen, für eine solche Maschinenanlage ein Zahnradgetriebe mit Föttinger-Flüssigkeitskupplung zu benutzen. In der Aussprache zu diesem Vortrag habe ich als Ergänzung zu den Bauerschen Ausführungen den Entwurf einer Hochdruckkolbenmaschine gezeigt, die als Oberstufe dienen kann und aus einer 6kurbeligen Maschine besteht, deren Zylindersätze wie bei den ersten Stufen der vorhin gezeigten Maschine je aus einem einfach wirkenden Hochdruck- und einem einfach wirkenden Niederdruckzylinder gebildet werden. Da bei einer solchen Maschinenanlage für die Verarbeitung des großen Niederdruckwärmegefälles eine Turbine zur Verfügung steht, so sind Leistungen bis zu jeder gewünschten Höhe ausführbar.

Im Handelsschiffbau führt sich jetzt auch für große Leistungen die Dampfturbine ein. Diese hat der Kolbenmaschine gegenüber großer Leistung im Betriebe viele Vorteile voraus, und es liegt nahe, eine Hochdruckschiffsmaschine auch als Hochdruckturbine auszubilden. Die ersten Versuche für eine solche Lösung haben die Vulkanwerke, Hamburg, nach dem Vortrag von Dr. G. Bauer im Jahre 1916 versucht. Der thermodynamische Wirkungsgrad dieser Hochdruckturbine soll allerdings nicht sehr günstig gewesen sein, so daß die Versuche seinerzeit abgebrochen worden sind. Nachdem sich aber nunmehr der Hochdruckdampf im ortsfesten Betrieb einzuführen beginnt, sind die Turbinenfabrikanten damit beschäftigt, Turbinen zu schaffen, die auch für solche Betriebsbedingungen günstige Wirkungsgrade aufweisen. Ich erinnere an die Bestrebungen der Brüner Maschinenfabrik und deren Lizenznehmer, ferner an die Vorschaltturbine von 1800 kW der Firma Brown, Boveri & Cie. A.-G., Baden (Schweiz) für die Centrales Electriques des Flandres in Langerbrugge in Belgien, die seit einiger Zeit mit 50 at und einer Überhitzungstemperatur von 450° mit gutem Erfolge in Betrieb ist. Über den thermodynamischen Wirkungsgrad dieser Turbine ist leider noch nichts bekanntgeworden. Ferner arbeitet, eine Vorschalt-Gleichdruckturbine der Firma Escher, Wyss & Co. in Zürich für 1000 kW zusammen mit der Benson-Versuchsanlage bei den Siemens-Schuckert-Werken. Leider liegen Betriebsergebnisse auch hierüber noch nicht vor.

In den Vereinigten Staaten von Amerika ist die Hochdruckvorschaltturbine des Weymouth-Kraftwerkes in Boston mit 84 at Betriebsdruck im Gange. Über

die Bauweise dieser Turbine ist bisher ebenfalls noch nichts in der Literatur veröffentlicht. Nach neueren Nachrichten sollen im Betrieb gewisse Schwierigkeiten aufgetreten sein, die noch überwunden werden müssen.

Zweifellos wird auch im Schiffsbetrieb für große Leistungen die Dampfturbine bei Anwendung des Hochdruckdampfes schließlich den Sieg gegenüber einer Kolbenmaschine oder gegenüber einer aus Kolbenmaschine und Turbine bestehenden Maschinenanlage davontragen. Ehe aber einwandfrei arbeitende Hochdruckturbinen mit gutem Wirkungsgrad geschaffen sind, wird es sich empfehlen, den zuerst erwähnten Kraftanlagen den Vorzug zu geben, weil hier schon langjährige Erfahrungen nutzbar gemacht werden können.

Wählt man außerdem eine Kesselkonstruktion, die gegen ölhaltiges oder sonstwie verunreinigtes Speisewasser nicht so empfindlich ist wie ein Wasserrohrkessel, dann bestehen keine Bedenken, den Schritt zur Einführung des Hochdruckdampfes sofort auszuführen. Ich möchte besonders den interessierten Kreisen ans Herz legen, nicht etwa denselben Fehler zu machen, wie er jetzt im ortsfesten Betrieb üblich ist, indem der Dampfdruck nur auf 30 at bis 40 at erhöht wird, sondern man sollte gleich für die ersten Ausführungen einen kräftigen Sprung nach oben machen und Dampfdrücke von wenigstens 50 bis 60 at wählen. Die Kessel- und Rohrleitungsarmaturen sind heute bereits so weit durchgebildet, daß mit diesen keine Schwierigkeiten zu befürchten sind. Es würde leider zu weit führen, wenn ich im Rahmen dieses Vortrages auf derartige Einzelheiten eingehen würde.

Zum Schluß bringe ich daher nur noch einige für die Beurteilung der Hochdruckdampfanlagen wichtige Unterlagen, und zwar zunächst eine vergleichende Gewichtsaufstellung von Schiffsdampfkraftanlagen für eine Hauptmaschinenleistung von 2500 PS₁ bei Verwendung einer Kolbenmaschine und verschiedenen Kesselbauarten von 15 bzw. 65 atü Betriebsdruck. In der Aufstellung Abb. 26 sind enthalten:

1. die Kesselanlage mit Verkleidung einschließlich grober und feiner Armatur,
2. die Maschinenanlage mit Hilfsmaschinen, Wellenleitung mit Propeller, Rohrleitungen, Außenbordeile, Flurboden und Grätings, Reserveteile usw.;
3. das Betriebswasser in Kesseln, Apparaten und Rohrleitungen.

Eine Anlage in der jetzt üblichen Ausführung mit Zylinderkesseln für 15 atü besitzt natürlich das größte Gewicht. Eine erhebliche Gewichtsersparnis läßt sich bekanntlich schon ohne Erhöhung des Betriebsdruckes durch Verwendung von Wasserrohrkesseln erzielen. Der Übergang auf Hochdruckdampfbetrieb gestattet eine weitere Gewichtsherabsetzung, und zwar würde diese für Anlagen mit unmittelbar beheizten Hochdruck-Wasserrohrkesseln nach Abb. 2 und 3 über 200 000 kg betragen, aber selbst bei mittelbar beheizten Hochdruckkesseln nach Abb. 18 und 19 nahezu noch ebenso groß sein.

Schon eine Hochdruckdampfanlage mit Zweidruckkesseln nach Abb. 10 und 11 würde trotz größeren Kesselwasserinhaltes noch immer eine Gewichtsersparnis von 155 000 kg ergeben. Ebenso wie eine Ersparnis im Gewicht ist auch eine Raumersparnis beim Übergang zum Hochdruckbetrieb vorhanden,

so daß vom Standpunkt des Reeders aus die damit zu erzielende Vermehrung der Ladefähigkeit des Schiffes wohl begrüßt werden wird.

Ein wichtiger Punkt für die Einführung des Hochdruckdampfes ist noch die Kostenfrage, über die leider noch keine genauen Angaben gemacht werden können. Aber soviel läßt sich schon aus der Gewichtsauflistung schließen, daß die Kosten einer Hochdruckdampfkraftanlage kaum höher sein können als beispielsweise diejenigen für eine Anlage mit 15 atü Betriebsdruck und Wasserrohr-

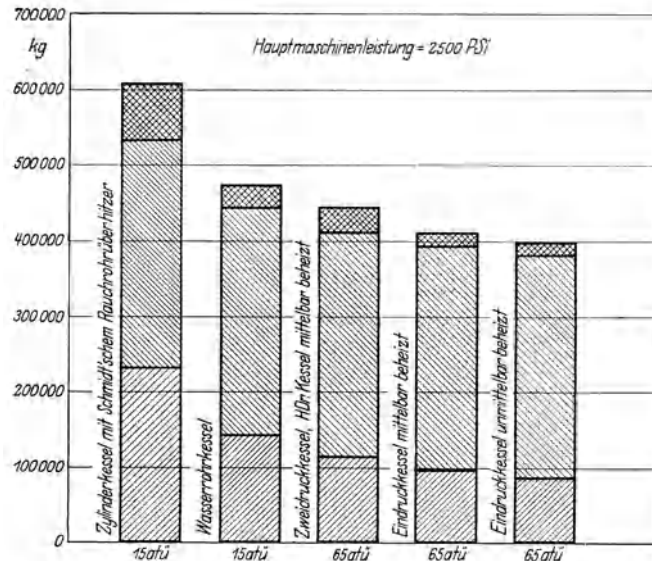





Abb. 26. Gewichtsgegenüberstellung von Schiffsdampfkraftanlagen mit Kolbenmaschinen und verschiedenen Kesselbauarten für 15 bzw. 65 atü Betriebsdruck einschließlich Rauchfang, Schornstein, Rohrleitung, Wellenleitung mit Propeller, Hilfsmaschinen, Grätings usw.

-  Kesselanlage mit Verkleidung einschl. grober und feiner Armatur,
-  Maschinenanlage mit Hilfsmaschinen, Zwischenüberhitzer, Wellenleitung, Propeller, Rohrleitungen, Außenbordteile, Flurböden, Grätings, Reserveteile
-  Betriebswasser in den Kesseln, Apparaten und Rohrleitungen.

kesseln. Diese Auffassung kam auch schon auf der früher erwähnten Tagung der Institution of Naval Architects in England über die Hochdruckanlage des Dampfers „George V“ zum Ausdruck.

Einleitend sind schon Angaben über den Wärme- und Kohlenverbrauch von Hochdruckdampfkraftanlagen gemacht worden. Diese Zahlen bezogen sich auf die erzielbaren Höchstwerte. Als Vorbedingung für diese ist es notwendig, die Niederdruckarbeit des Dampfes gut auszunutzen, und zwar entweder in Kolbenmaschinen mit sehr großen Niederdruckzylindern, deren Hubvolumen doppelt so groß ist als in dem vorhin gezeigten Entwurf Abb. 20 und 21 oder in Niederdruckturbinen mit hohem Wirkungsgrad. Der Einfachheit halber ist in der entworfenen Maschinenanlage die Expansion im Niederdruckzylinder nicht so weit getrieben, und daher können auch die früher angegebenen Kohlenverbrauchszahlen damit nicht erhalten werden. Der Verbrauch an Kohle von 7500 kcal/kg würde für eine solche Maschinenanlage einschließlich des Verbrauches der Hilfsmaschinen 0,43 kg/PS_h sein, während heutige gute Heißdampfkolbenmaschinen-

anlagen einen Verbrauch von 0,58 kg/PS_h besitzen. Die Kohlenersparnis beträgt hiernach 26%. Bei 250 Dampftagen im Jahr würde der Verbrauch einer solchen Anlage etwa 6500 t Kohle betragen, während für eine Dampfkraftanlage mit 15 at Betriebsdruck etwa 8750 t Kohle erforderlich sein würden. Das ergibt, in Geldwert ausgedrückt, bei einem Kohlenpreis von RM 20/t eine Ersparnis von jährlich RM 45 000,—. Die Unterhaltungs- und Betriebskosten einer Hochdruckanlage sind kaum höher als die einer Heißdampfanlage, daher kann der oben angegebene Geldbetrag voll in die Wirtschaftlichkeitsrechnung eingesetzt werden.

Ich bin mir wohl bewußt, daß die von mir beschriebenen Hochdruckmaschinen- und Kesselanlagen in dem einen oder anderen Punkt noch verbesserungsfähig sind, jedoch war es ja nicht der Zweck des Vortrages schon jetzt im Schiffsbetrieb völlig erprobte Lösungen vorzuführen, sondern durch ihn sollte nur eine Aussprache über die Möglichkeit der Einführung des Hochdruckdampfes in Schiffahrtskreisen eingeleitet werden. Wenn dies durch meine Ausführungen gelungen sein sollte, so ist ihr Zweck erfüllt.

Erörterung.

Herr Direktor Dr. Wach:

Meine sehr verehrten Herren! Herr Direktor Hartmann hat in seinem Vortrag zum Ausdruck gebracht, daß für ganz große Leistungen die Dampfturbine in Zukunft doch das Feld beherrschen wird und daß die Kolbenmaschine auf diesem Gebiete abtreten muß. Ich glaube, man kann diese Behauptung ohne weiteres unterschreiben. Herr Direktor Hartmann hat weiter festgestellt, daß heute noch etwa 90% aller Schiffe mit Kolbendampfmaschinen versehen sind. Das liegt meines Erachtens daran, daß eben ganz große Leistungen nur für verhältnismäßig wenig Schiffe in Frage kommen und die Mehrzahl der Schiffe sich mit mittleren und kleineren Leistungen begnügen kann. Hier hat also vorläufig die Kolbenmaschine noch das Feld, und sie wird es meines Erachtens auch noch weiter behaupten, wenn man ihr im Niederdruckteil zu Hilfe kommt. Herr Hartmann hat hier zwei Wege angegeben, einmal die Größenverhältnisse des Niederdruckzylinders zu erweitern; und zum zweiten hat er auf die Kombination von Kolbenmaschine mit einer Abdampfturbine hingewiesen. Wenn ich dazu kurz Stellung nehmen darf, so kann ich Ihnen berichten, daß man in dieser Kombination, Kolbenmaschine mit Abdampfturbine, insofern einen Schritt weitergekommen ist, als es uns gelungen ist, eine Maschine zu bauen, bei der die Leistung der Abdampfturbine auf die Welle der Kolbenmaschine übertragen wird. Wir haben Anfang dieses Jahres eine solche Maschinenanlage auf dem Prüfstand der Joh. C. Tecklenborg A.-G. vorgeführt und genauen Untersuchungen unterzogen. Das Ergebnis der Untersuchungen ist in Abb. 1 zusammengestellt. Man hat durch Zuschaltung und Abschaltung der Dampfturbine gefunden, daß bei zugeschalteter Abdampfturbine und einem Vakuum in Höhe von 95—96% eine Mehrleistung von über 30% bei demselben Dampfverbrauch erreicht wird. Die Zahl erscheint im ersten Augenblick hoch, findet aber sofort ihre Erklärung, wenn man einen Einblick in die Diagramme nimmt.

Wie Sie sehen, zeigt das Niederdruckdiagramm einer Kolbendampfmaschine, daß selbst bei einem Vakuum von 85% die Größenverhältnisse des Niederdruckzylinders nicht annähernd ausreichen, um dem Dampf einen wirtschaftlichen Expansionsgrad zu ermöglichen. Wenn man also, wie Herr Hartmann anführt, die Größenverhältnisse des Niederdruckzylinders erweitern will, so muß man dieses schon in ganz hohem Maße tun, wenn man zu einem nennenswerten Effekt kommen will. Hierbei soll ganz abgesehen werden von dem schädlichen Einfluß der Zylinderwandungen und den damit verbundenen Abkühlungsverlusten.

Aus dem p-v-Diagramm, Abb. 1, ist leicht zu erkennen, daß schon bei einer Spannung von etwa 0,9 Atm. absolut der dem Niederdruckvolumen entsprechende Expansionsgrad erreicht ist. Das dem Niederdruckzylinder zur Verfügung stehende Wärmegefälle kann daher von diesem Punkt an nur mit einem sehr schlechten Wirkungsgrad in Arbeit umgesetzt werden. In diesem Niederdruckgebiet arbeitet aber die Turbine mit einem vorzüglichen Wirkungsgrad, so daß es zweckmäßig ist, einen Teil des seither im Niederdruckzylinder verarbeiteten Wärmegefälles von diesem auf die Turbine zu übernehmen, d. h. den Druck vor der Niederdruckturbine auf etwa 0,4 Atm. absolut zu steigern. Dieser Teil des Wärmegefälles, ca. 34 Kalorien, ist in dem Diagramm, Abb. 1, einfach und doppelt schraffiert, während der nur doppelt schraffierte Teil, ca. 10 Kalorien, dieses Wärmegefälles im Niederdruckzylinder in Arbeit umgesetzt werden kann, so daß dieses Verhältnis des doppelt schraffierten zu dem einfach und doppelt schraffierten Teil den Wirkungsgrad darstellt, mit dem der Niederdruckzylinder diesen Teil des Wärmegefälles im besten Falle in Arbeit umsetzen könnte. Das sind etwa 30%. Die Arbeit, die von der Turbine geleistet wird, wenn man ihr das Wärmegefälle von 60—96% Vakuum zur Verfügung stellt und dabei einen Turbinen- und Getriebewir-

kungsgrad von 70% zugrunde legt, ergibt eine Mehrleistung der Abdampfturbine von etwa 35% gegenüber der von der Kolbendampfmaschine bei 85% Vakuum tatsächlich geleisteten Arbeit.

Als erstes Schiff mit der neuen Kolbendampfmaschine mit Abdampfturbine System Bauer-Wach ist der Hochseefischdampfer „Sirius“ ausgerüstet. Infolge der beschränkten Raumverhältnisse bei einer Fischdampfermaschinenanlage war es nicht möglich, genaue Versuche durchzuführen, jedoch konnte man zeigen, wie die Umlaufzahl der Maschine bei zugeschalteter Abdampfturbine zunahm. Der Dampfer „Sirius“ befindet sich bereits auf seiner vierten Reise, und hat sich die Maschinenanlage bestens bewährt.

Ferner ist von der Tecklenborg-Werft die Dreifachexpansionsmaschine des Lloyd dampfers „Elberfeld“ von 9350 t Tragfähigkeit mit einer Abdampfturbine versehen worden, wodurch die ursprüngliche Leistung der Kolbendampfmaschine von 3200 PS auf die Gesamtleistung von 4000 PS bei gleichem Kohlenverbrauch gebracht wird. Auf diesem Dampfer konnten an der Maschinenanlage weitgehende Untersuchungen vorgenommen werden, die sich auf einwandfreie Kondensatmessungen sowie Leistungsmessungen an der Welle mittels eines Föttinger-Torsionsindikators stützen, Abb. 2. Dieses Diagramm zeigt einmal den Kräfte-

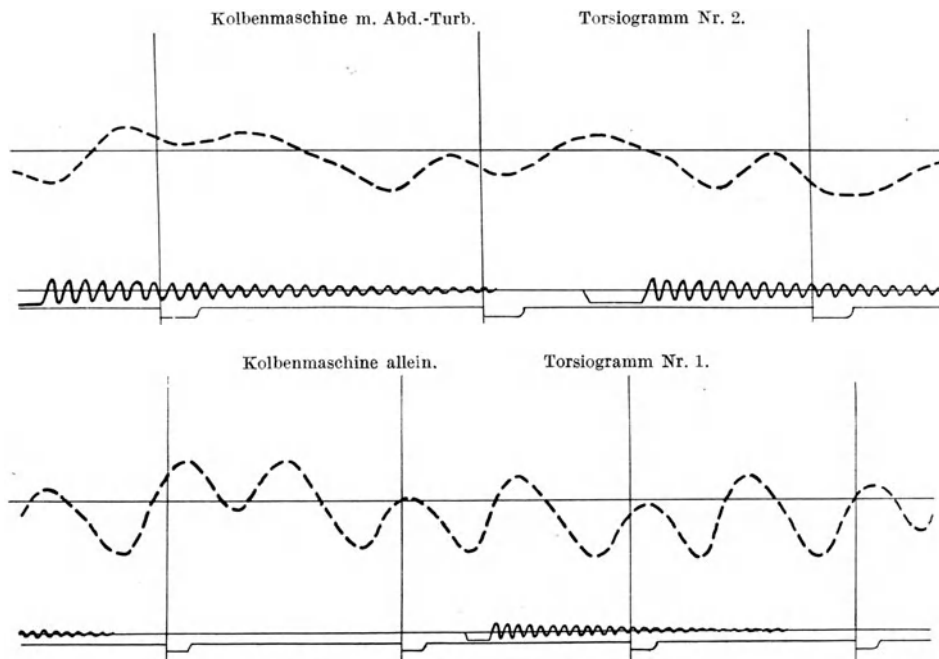


Abb. 2. Probefahrt „Elberfeld“, Nordd. Lloyd.

verlauf in der Welle bei zugeschalteter Abdampfturbine und gleichem Dampfverbrauch — die obere punktierte Kurve — und zum anderen den Kräfteverlauf ohne Abdampfturbine — die untere punktierte Kurve. Man erkennt aus diesem Diagramm, wie gleichmäßig der ganze Kräfteverlauf bei zugeschalteter Abdampfturbine wirkt gegenüber der Kolbendampfmaschine allein, obwohl hier auch noch das große Zahnrad auf der Welle als Schwungrad mitläuft, d. h. man müßte die Kolbendampfmaschine allein streng genommen vergleichen mit einer Kolbendampfmaschine ohne das große Zahnrad. Solche Versuche hoffe ich später bekanntgeben zu können.

Den Aufbau der neuartigen Maschinenanlage zeigt die Abb. 3. Die Flüssigkeitskupplung sitzt auf der zweiten Vorgelegewelle und treibt das Ritzel für das große Zahnrad an. Das große Zahnrad sitzt nicht direkt auf der Hauptwelle, sondern auf einer Hohlwelle, die besonders gelagert ist, so daß eine Verlagerung der Hauptwelle infolge Abnutzung der Grundlager keinerlei Einfluß auf die Lagerung des Zahnrades ausübt. Außerdem kann man durch Lösen der Flanschschrauben der Hohlwelle, diese mit dem großen Zahnrad in kurzer Zeit von der Hauptwelle trennen, so daß im Falle einer Havarie jederzeit die Kolbendampfmaschine frei von dem Rädergetriebe sein kann.

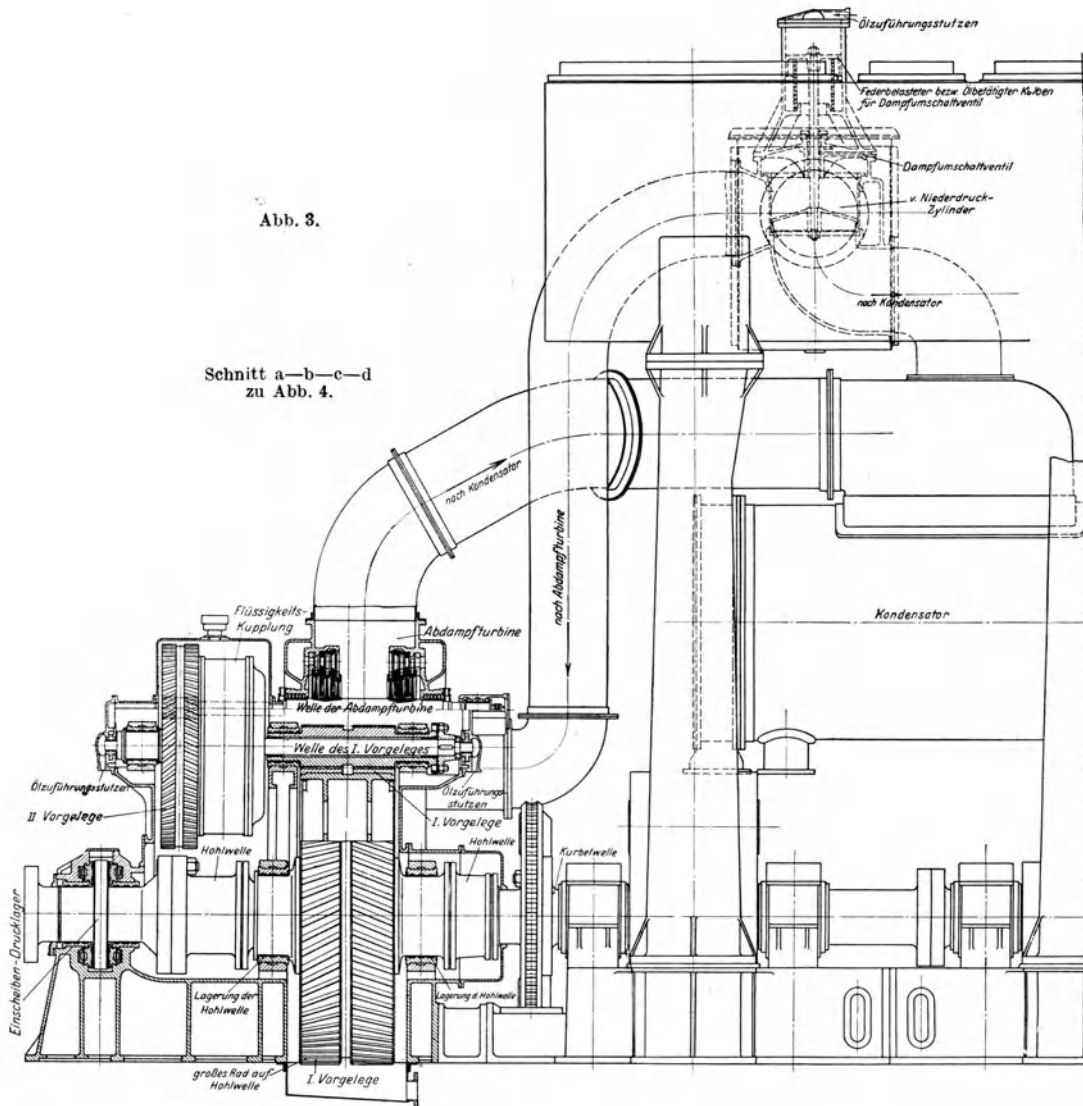
Der Vorgang des Schaltens zwischen der Flüssigkeitskupplung und dem Dampfumschaltventil ist folgender:

An der Maschine befindet sich in der Nähe des Maschinistenstandes ein kleiner Ölverteilschieber. Betätigt der Maschinist diesen Schieber, so kann Drucköl frei in die Kupplung einlaufen; es ist also in der Leitung nach der Kupplung so gut wie kein Druck. Erst wenn die Ölkupplung gefüllt ist, entsteht ein Reaktionsdruck aus der Kupplung heraus in der Ölleitung nach dem Dampfumschaltventil, wodurch dieses Ventil den Dampf, der seither nach dem Kondensator strömte, nach der Abdampfturbine umstellt. Es ist dabei beachtlich, daß der vollzogene Kupplungsvorgang direkt zur Ursache für das Umschalten des Dampfes nach der Abdampfturbine wird. Damit ist die Sicherheit gegeben, daß das Dampfumschaltventil nicht geöffnet werden kann, wenn die Abdampfturbine nicht gekuppelt ist.

Das Auskuppeln ist ebenso einfach. Der Ölverteilschieber wird nach der anderen Seite geschoben, hierdurch fällt der Öldruck, wodurch das Dampfumschaltventil den Dampf nach der Turbine abspermt und nach dem Kondensator leitet. Nahezu gleichzeitig damit werden kleine Bohrungen an dem Umfang

der Flüssigkeitskupplung geöffnet. Da innerhalb der Ölkupplung eine erhebliche Ölpressung liegt, entleert sich die Kupplung in wenigen Sekunden.

Dies ist für das Umsteuern der Maschine sehr wichtig. Beim Umsteuern muß die Turbine möglichst schnell von der Hauptwelle entkuppelt werden, da die Turbine infolge ihrer großen Trägheit den Umsteuerungsvorgang sehr verzögern würde. Hat der Maschinist vergessen, den Ölverteilschieber zu betätigen, so schadet das nichts, denn der Schieber ist mit dem Umsteuergestänge der Kolbendampfmaschine mechanisch verbunden und wird selbsttätig umgestellt. Andererseits gestattet diese Verbindung mit dem Um-



steuergestänge, die Abdampfturbine jederzeit während des Vorwärtsganges der Kolbendampfmaschine ein- und auszuschalten, während beim Rückwärtsgang der Ölverteilschieber durch das Umsteuergestänge verblockt ist.

Abb. 4 zeigt den Einbau des Turbinenaggregates an die vorhandene Kolbendampfmaschine des Lloyd-dampfers „Elberfeld“. Das gesamte zusätzliche Aggregat mit Turbine, Rädergetriebe usw. ist in einem einheitlichen Gehäuse zusammengebaut, und wurde das Aggregat sofort nach Ankunft des Dampfers für sich an die Stelle des bisherigen Drucklagers eingesetzt. So ist es möglich gewesen, daß die „Elberfeld“ innerhalb drei Wochen umgebaut werden und ohne jede vorherige Erprobung auf die Reise gehen konnte. Jetzt befindet sich das Schiff bereits auf der Ausreise nach Australien.

Erst während der Fahrt des Dampfers „Elberfeld“ von Stockholm nach Hamburg war es möglich geworden, genaue Leistungs- und Kondensatmessungen vorzunehmen. Hierbei haben wir festgestellt, daß bei gleichem Dampfverbrauch in der Kolbendampfmaschine das gesamte Aggregat eine Mehrleistung von 31% an der Welle ergab. Dabei ist noch zu berücksichtigen, daß während dieser Fahrt infolge des geringen Tiefganges des Schiffes die Kolbenmaschine nur mit etwa $\frac{2}{3}$ Belastung, d. h. mit 2350 PS arbeitet.

Beim Zuschalten der Abdampfturbine und gleichbleibendem Dampfverbrauch ergab sich eine Leistung von 3080 PS, also 730 PS mehr, mithin ein effektiver Leistungszuwachs von 31%. Bei dieser Erprobung, an der eine große Anzahl von Sachverständigen teilnahm, wurden mit größter Mühe und Genauigkeit, so gut und so genau wie man an Bord Versuche machen kann, die Messungen vorgenommen.

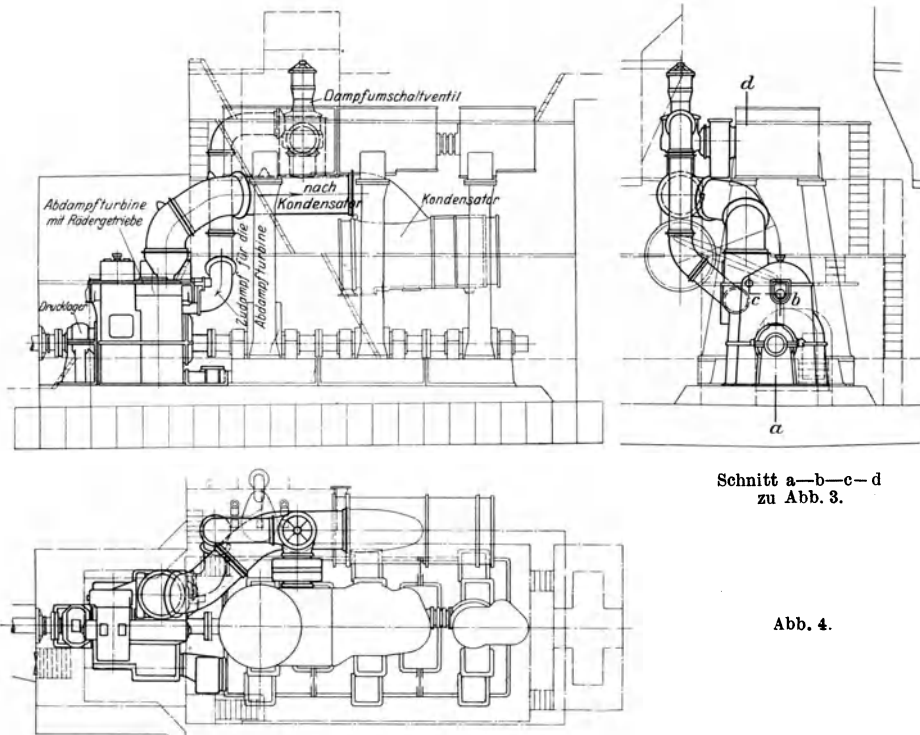


Abb. 5 zeigt eine Kolbendampfmaschine mit Abdampfturbine System Bauer-Wach für einen Hochseefischdampfer auf dem Prüfstand der Tecklenborg-Werft. Die Leistung der Kolbenmaschine allein beträgt 450 PS, die durch Zuschaltung der Abdampfturbine auf etwa 600 PS gebracht wurde.

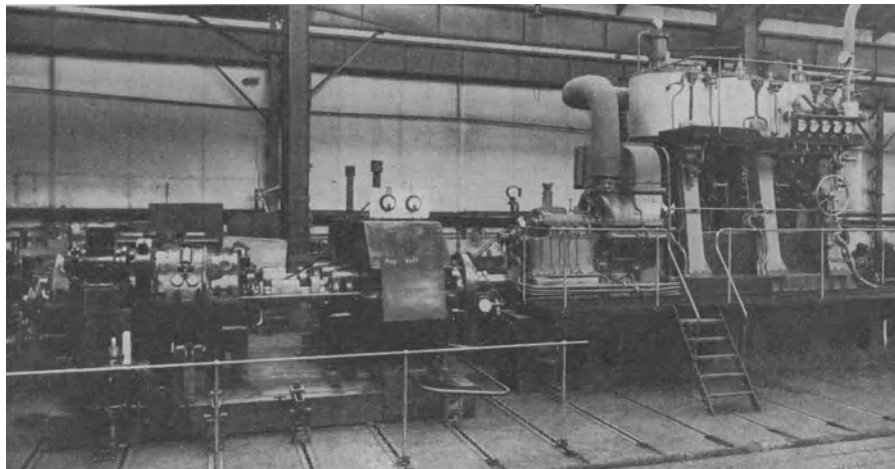


Abb. 5. Kolbendampfmaschine mit Abdampfturbine System Bauer-Wach für den Hochsee-Fischdampfer „Sirius“ auf dem Probierstand der Joh. C. Tecklenborg A.-G., Bremerhaven-Wesermünde.

Die Versuchs- bzw. Bremsenrichtung besteht aus zwei Dynamos und einem Rädergetriebe, das die Umlaufzahl der Dynamos mit der der Kolbenmaschine in Übereinstimmung bringt. An dem mittleren Ständer der Kolbenmaschine ist der Ölverteilschieber mit den angeschlossenen Druckkölleitungen ersichtlich. Zieht man an dem kleinen Knopf des Ölverteilschiebers, so wird die Abdampfturbine eingeschaltet,

drückt man denselben wieder hinein, so ist die Abdampfturbine abgeschaltet. Diese Vorgänge spielen sich in wenigen Minuten ab, und ist man in der Lage, die Leistungen der Kolbenmaschine mit und ohne Abdampfturbine durch Ablesen des Volt- und Ampèremeters sowie des Umdrehungszählers festzustellen und in kurzer Zeit einen überschläglichen Versuch zu machen. Für genaue Versuche stehen außerdem Kondensatmeßtanks und weitere Apparate zur Verfügung. Es befindet sich eine solche Maschinenanlage noch einige Tage auf dem Prüfstand unserer Werft, und ich bin gern bereit, dieselbe den Herren, die Interesse dafür haben, vorzuführen. Wir beabsichtigen, die Maschine in den nächsten Wochen in ein Schiff einzubauen, so daß dann bereits das dritte Schiff mit einer Abdampfturbinenanlage läuft.

Auch die Deutsche Dampfschiffahrts-Gesellschaft „Hansa“, Bremen, hat der Tecklenborg-Werft den Umbau der Maschinenanlage des Dampfers „Ockenfels“ von 11 366 t Tragfähigkeit übertragen. Die Abdampfturbinenanlage für diesen Dampfer ist in den Werkstätten der Tecklenborg-Werft fertiggestellt und soll in der ersten Hälfte des Monats Dezember in das Schiff eingebaut werden, so daß mit der Probefahrt Mitte Dezember gerechnet werden kann.

Ferner befindet sich noch ein weiterer Umbau für einen 10 000 t-Dampfer in Arbeit, und sind heute schon weitere fünf Neubauten mit dieser Anlage bestellt, so daß zu erwarten ist, daß Mitte nächsten Jahres eine ganze Anzahl Schiffe mit der neuartigen Abdampfturbinenanlage ausgerüstet sein werden.

Die durch die Verwendung der Abdampfturbine erzielte bessere Ausnutzung des Wärmegefälles im Niederdruckgebiet ist ein absoluter Zuwachs. Kommen wir aber weiter auf Höchstdruckdampf, so wird vielleicht der prozentuale Zuwachs der im Niederdruckgebiet erzielten Mehrleistung nicht so hoch sein; absolut ist er jedoch derselbe. Gelingt es also, nach den Ausführungen des Herrn Direktor Hartmann mit höheren Dampfdrücken zu arbeiten, dann ist es gar nicht ausgeschlossen, daß wir dahin kommen, daß die Wärmeausnutzung in der Kolbendampfmaschine der des Dieselmotors ganz erheblich näher kommen kann. (Lebhafter Beifall.)

Herr Direktor Goos, Chef des Marinebauwesens der Hamburg-Amerika-Linie:

Meine Herren! Der Herr Vortragende, Direktor Hartmann, hat im Eingang seiner Ausführungen gesagt, daß es für die Reedereien die höchste Zeit sei, der Ausführung von Anlagen, wie er sie in seinem Vortrag geschildert hat, näherzutreten. Nun, meine Herren, ich darf wohl sagen, daß, seitdem Herr Hartmann 1921 in Cassel, im vorigen Jahre und auch jetzt wieder hier diese errechneten Verbrauchszahlen bekanntgegeben hat, wir das inzwischen zu einiger Berühmtheit gelangte Wasser im Munde nicht wieder losgeworden sind (Heiterkeit). Die Reedereien haben sich natürlich mit dieser Frage auch eingehend befaßt; und ich kann wohl sagen, daß wir den einzelnen Phasen der Einführung des Hochdruckdampfes aufmerksam gefolgt sind. Auch der auf der Werft von William Denny & Bros Dumbarton gemeinsam mit Persons und Yarrow gebaute Dampfer King George V., hat unsere größte Beachtung gefunden. Ich persönlich stehe auch im Gegensatz zu Herrn Hartmann auf dem Standpunkt, daß der Weg, der hier von den Erbauern besritten worden ist, zunächst für die Reedereien der richtige ist, d. h. also ungefähr 40 Atm. Druck im Kessel, 35 Atm. ungefähr an der Turbine und 400° Überhitzung. Darüber hinauszugehen, glaube ich, wäre im Augenblick doch wohl sehr gewagt, weil die Schwierigkeiten in bezug auf Dichthalten der Stopfbüchsen, Flanschen u. dgl. an Bord doch viel größer sind als bei Landanlagen. Mit 475° Überhitzung haben wir schon einmal bei einem Schiff und nur bei 16 kg Dampfdruck doch etwas, ich will nicht sagen, traurige, aber doch immerhin unliebsame Erfahrungen gemacht.

Was die weiteren Vorschläge von Herrn Hartmann über die Ausführung der Anlage betrifft, so haben wir uns natürlich auch darüber schon eine Vorstellung gemacht. Ich stehe auf dem Standpunkt, daß bis zu 3000 PS. die kombinierte Anlage, Dampfmaschine mit Abdampfturbine, System Bauer-Wach, das gegebene ist. Darüber hinaus würde man wohl reinen Turbinenantrieb nehmen, je nach der Größe der Leistung mit teilweiser oder mit voller Beaufschlagung, wie von Herrn Dr. Kraft angegeben worden ist.

Den Kessel würde ich nicht für die mittelbare, sondern lieber für die unmittelbare Beheizung einrichten, und da scheint mir der Kessel, den Herr Hartmann hier leider nicht zeigen konnte, der aber in dem Vortrag in Abbildung 2 und 3 angegeben ist, ganz geeignet zu sein, vielleicht noch mit der Abänderung, daß der Überhitzer ungefähr so durchgebildet wird, wie er im Yarrow-Kessel gezeigt ist und daß man zu der Schornsteinauszugturbine noch ein Kesseldruckgebläse hinzuschalten würde. Die Hilfsmaschinen sind elektrisch, mit Hilfe von Dieselmotoren, anzutreiben, schon um die Dampfleitung so einfach wie möglich zu gestalten.

Meine Herren! Eine sehr wichtige Frage im Schiffsbetrieb ist die Speisewasserfrage. Wir haben ja gelernt, das Hilfsspeisewasser mit Hilfe von Vakuumverdampfern und anderen Apparaten möglichst kostenlos zu erzeugen. Im vorliegenden Falle würde ich mittels Anzapfdampfes das Hilfsspeisewasser hervorbringen und um keine Wärme zu verlieren, den Sekundärdampf dem Speisewasser direkt zumischen.

Sehr wichtig ist ferner auch die Durchbildung der Kondensationsanlage. Es gibt heute noch kein Rohrmaterial, das den Korosionsangriffen standhält. Und wenn im Speisewassererzeuger oder im Kondensator auch nur die geringste Rohrleckage durch Korosion eintritt, dann ist dies für den Kesselbetrieb katastrophal. Wir haben auf diese Weise kürzlich auf einem Schiff mit Waasserrohrkesseln nur einen ganz geringen Salzgehalt im Kesselwasser bekommen, aber wir mußten die Fahrt reduzieren, weil die Kessel anfangen zu kochen. Selbst die Kupfernickerrohre, die man neuerdings eingeführt hat, sind auch nicht ganz korrosionsfest, wie wir leider schon zu unserem Bedauern haben feststellen müssen. Es ist daher von außerordentlicher Wichtigkeit, daß an jeder Stelle, an der irgendwie Salzwasser in das Kondensat hineinkommen kann, den Salzgehalt ganz sicher anzeigende Apparate angebracht werden; und dann muß es möglich sein, daß man ohne weiteres den betreffenden defekten Apparat abschalten kann, sonst ist die Einrichtung für den Bordbetrieb überhaupt nicht zu gebrauchen.

Meine Herren! Was ich hier gesagt habe, möchte ich natürlich auch nur als Anregung im Sinne von Herrn Hartmann aufgefaßt wissen. Erfahrungen liegen auf dem Gebiete des Hochdruckdampfes an Bord ja noch nicht vor. Es ist daher erklärlich, daß von sehr namhaften Fachleuten die errechneten Gewinne

doch immerhin im praktischen Betriebe als nicht ganz erreichbar betrachtet werden. Ich möchte daher auch hier anregen, daß so, wie es in England der Fall gewesen ist, wo die Reederei für den Bau dieses Schiffes fast gar kein Risiko zu tragen hat, sich vielleicht auch hier die Erbauer mit den Reedereien zusammentun, um zunächst einmal die für diese immerhin neuen Anlagen vorhandenen Risiken zu verteilen. Und wenn die Herren, die hier der Einführung des Hochdruckdampfes an Bord das Wort geredet haben, sagen, dies wäre heute gar kein Risiko mehr, dann steht ja auch dem nichts entgegen, daß die Reedereien mit ihren Garantieanforderungen möglichst weit gehen und daß die Erbauer diese Garantieforderungen auch gewähren (Heiterkeit und lebhafter Beifall).

Herr Direktor Hartmann, Cassel-Wilhelmshöhe (Schlußwort):

Meine Herren! Den Ausführungen des Herrn Dr. Wach habe ich nichts hinzuzufügen, denn diese decken sich ja ganz mit meinen Anschauungen. Ich habe bereits in meinem Vortrag auseinandergesetzt, daß es im Anfang für die Einführung des Hochdruckdampfes bei großer Leistung das einfachste ist, wenn man eine Vereinigung einer Hochdruckkolbenmaschine mit einer Niederdruckturbine verwendet.

Herr Direktor Goos hat, wie ich schon erwartet hatte, als vorsichtiger Vertreter einer großen Reederei gewisse Bedenken gegen meine Vorschläge zum Ausdruck gebracht. Nach seiner Auffassung ist ein Hochdruckkessel nach der Wasserrohrkesselbauart für den Schiffsbetrieb günstiger als der von mir alternativ vorgeschlagene Hochdruckkessel mit mittelbarer Beheizung. Ich habe aus seinen Ausführungen den Eindruck gewonnen, daß ich mich vielleicht infolge der fehlenden Lichtbilder nicht genügend klar über die Wirkungsweise dieses Kessels ausgesprochen habe. Bei den von mir gemachten Vorschlägen, sowohl bei zweistufiger, wie auch bei einstufiger Kesselanordnung, kommt der Kesselstein überhaupt nicht in den eigentlichen Hochdruckkessel hinein (Zuruf: Doch!), sondern setzt er sich entweder in dem Niederdruckkessel oder in dem zur Rückkühlung des Heizkondensates dienenden Wärmeaustauschapparat ab. Was sonst wirklich noch an Kesselstein in die mittelbar beheizte Hochdrucktrommel hineinkommt, ist nur Schlamm. Sie können sich ja, meine Herren, von der Wirkungsweise des neuen Kessels in Wernigerode überzeugen. Korrosionen gibt es bei diesem Kessel in der Hochdrucktrommel nicht (Zuruf: Aber Salzwasser!). Salzwasser schadet dem Kessel auch nicht. Der Kessel verhält sich viel günstiger als die bisherigen Schiffskessel. Man kann nämlich im Hochdruckteil zwei Trommeln anordnen, die unabhängig voneinander beheizt werden. Durch Umschaltung einiger Ventile läßt sich die eine Trommel während des Betriebes gänzlich abschalten und innerhalb kurzer Zeit abblasen und auswaschen, oder man kann die verschmutzten Heizelemente durch Reserveelemente ersetzen. Während dieser Arbeiten fährt man eben nur mit einer Trommel weiter. Es ist gerade ein besonderer Vorteil dieses mittelbar beheizten Hochdruckkessels, daß Verschmutzungen des Speisewassers keinerlei Schaden an den feuerbeheizten Teilen verursachen können.

Herr Direktor Goos hat dann noch betont, daß man den Dampfdruck nicht über 30 bis 40 at steigern solle und es sich auch nicht empfehle, mit der Überhitzung auf 400° zu gehen; seine Reederei hätte bereits bei niederem Druck hohe Überhitzung versucht, aber damit sehr schlechte Erfahrungen gemacht. Demgegenüber möchte ich erwidern, daß, wie ich auch schon in meinem Vortrag zum Ausdruck gebracht habe, die Verhältnisse für die Verwendung höchster Überhitzungstemperaturen bei hohem Dampfdruck viel günstiger sind als bei niedrigem Druck. Das haben die Versuche mit unseren fünf Versuchsmaschinen und mit der Schmidt-Borsig-Maschine bewiesen. Selbst mit gewöhnlichem Heißdampfzylinderöl von 330° Verdampfungspunkt sind bei Anfangstemperaturen bis zu 470° günstige Erfahrungen gemacht worden, was auf die Erhöhung des Verdampfungspunktes des Schmieröles durch den noch im Hochdruckzylinder bestehenden hohen Gegendruck zurückzuführen ist. An unserer Wernigeroder Versuchsmaschine läßt sich dies jederzeit vorführen.

Mehr habe ich vorläufig meinen Ausführungen nicht hinzuzufügen. Nur möchte ich nochmals betonen, daß m. E. auf dem Wege des Yarrowkessels die Frage des Hochdruckdampfbetriebes im Schiffsbetrieb nicht gelöst werden wird. (Lebhafter Beifall.)

Vorsitzender Herr Geheimrat Prof. Dr.-Ing. Busley:

Herr Direktor Hartmann hat uns die verschiedenen Kessel vorgeführt, die man für Hochdruckdampf von etwa 50 Atm. Spannung in Betrieb genommen hat. Er fügte hinzu, wie die Turbinen und Hochdruckdampfmaschinen ausgeführt werden müssen, um diesen hochgespannten Dampf günstig zu verarbeiten. Die Wichtigkeit der bisherigen Versuche gerade für den Schiffsantrieb ist durch seine ausgedehnte Erörterung beleuchtet worden. Wir sind Herrn Direktor Hartmann deshalb ganz besonders dankbar, daß er uns einen so hervorragenden Vortrag zu Gehör gebracht hat.

IX. Neuere Erfahrungen im Schiffbau-Versuchswesen.

Von Dr.-Ing. Günther Kempf.

Inhaltsangabe.

1. Wert des Modellversuchsverfahrens.
2. Problem der Messung des Reibungswiderstandes.
3. Neue Meßmethode und ihre Ergebnisse auf „Hamburg“.
4. Maßstabeinfluß bei Schiffsschrauben.
5. Vergleich der Propulsion von Schiff und Modell.
6. Einfluß der Rauigkeit der Schiffshaut.
7. Problem der Wechselwirkung zwischen Schiff und Schraube.
8. Widerstand und Nachstrom verschiedener Rotationskörper.
9. Sogwirkung.
10. Ergebnisse der Sogmessung bei den Rotationskörpern.
11. Einfluß der Ruderkonstruktion.
12. Kriterium der Sogwirkung bei Schiffen.
13. Vergleich von U- und V-Spantenformen.

1. Wert des Modellversuchsverfahrens.

Gegenüber allen Erscheinungen, die der menschliche Geist zu begreifen sucht, durchläuft unser Verhältnis drei Perioden. Während der ersten Periode, nachdem die Erscheinung in großen Zügen in ihrer Gesetzmäßigkeit erkannt ist, erscheint alles ungemein klar und einfach; bald aber beginnt die zweite Periode der Erkenntnis, wo infolge notwendiger Vertiefung und genauerer Erforschung allerhand Einschränkungen, Komplizierungen und Zweifel auftauchen, die die ursprüngliche Einfachheit und Klarheit trüben; und schließlich dämmert die dritte Periode, wo dann nach vielen Mühen die Gesetzmäßigkeit einschließlich aller Bedingtheiten so klar erforscht und erkannt ist, daß sich die Erscheinung vollkommen in unser Weltbild einordnet und zu einem selbstverständlichen Bestandteil desselben wird.

Das Widerstands- und Antriebsproblem befindet sich heute noch in der zweiten Periode, wo an der Vertiefung und Verfeinerung der Erkenntnis lebhaft gearbeitet wird und mancherlei Schwierigkeiten auftreten, die durch Einzel Forschungen zu klären sind. Eine aussichtsreiche Methode zur Erforschung des Problems bietet das Modellversuchsverfahren, dessen Ergebnisse schon bei dem heutigen Stande mit Erfolg da anzuwenden sind, wo die landläufige Erfahrung nicht mehr ausreicht und die reine Theorie für eine technische Lösung bisher noch versagt.

2. Problem der Messung des Reibungswiderstandes.

Die Hauptschwierigkeit, die dem Modellverfahren anhaftet, besteht darin, daß die Ähnlichkeit der Strömungserscheinungen verschiedenen Gesetzen unterliegt, dem Froudeschen Ähnlichkeitsgesetz und dem Reynoldsschen Zähigkeitsgesetz. Grundsätzlich müßte daher jeder Modellversuch nach jedem der beiden Gesetze durchgeführt und dabei rechnerisch oder experimentell eine Trennung zwischen den der Schwere und den der Zähigkeit unterliegenden Wirkungen vorgenommen werden. In einzelnen Sonderfällen läßt sich dies vielleicht ausführen. Da aber Zähigkeitserscheinungen nur dann ähnlich und kräftegleich sind, wenn die Produkte aus Länge mal Geschwindigkeit, d. h. die Reynoldsschen Zahlen im gleichen Medium gleich sind, so bedeutet dies, daß ein α -mal kleineres Modell mit α -mal größerer Geschwindigkeit zu untersuchen ist. Diese Forderung macht für Schiffe einen Modellversuch in dieser Form unmöglich. Für ein Schiff von 100 m Länge und 10 Knoten müßte das Modell von 5 m Länge mit einer Geschwindigkeit von 200 Knoten im Wasser gefahren werden. Eine Möglichkeit, solchen Zähigkeitsversuch trotzdem mit der Aussicht durchzuführen, sein Ergebnis für die Berechnung der Kräfte der großen Ausführung verwenden zu können, eröffnet sich nur dann, wenn die Kräftebeiwerte schon bei kleineren Reynoldsschen Zahlen, die noch mit Modellmitteln zu verwirklichen sind, asymptotisch verlaufen, so daß die Extrapolation auf größere Reynoldssche Zahlen gesichert erscheint.

Die technischen Schwierigkeiten, die solche Zähigkeitsversuche aber für Schiffsmodelle bieten, sind sehr groß, und daher wird vorläufig praktisch nur die von Froude eingeführte Methode befolgt, bei der das Modell nur nach dem Froudeschen Ähnlichkeitsgesetz bei der korrespondierenden Geschwindigkeit untersucht wird und die Reibung rechnerisch empirisch vom Modell auf die große Ausführung umgewertet wird.

Unter dem Begriff „Reibung“ sind dabei nicht nur die reinen Zähigkeitskräfte verstanden, sondern auch die durch die verschiedene Rauigkeit von Modell- und Schiffsoberfläche entstehenden Wirbelwiderstände.

Der Reibungswiderstand des Schiffes wird nun bisher allgemein unter der Annahme berechnet, daß der Reibungswiderstand der Schiffsoberfläche sich aus dem Reibungswiderstand glatter Platten extrapolieren lasse. Die bekannten Widerstandsmessungen an Platten von Froude, Gebers, McEntee, Perring, sind aber nur bis zu verhältnismäßig sehr niedrigen Reynoldsschen Zahlen ausgeführt worden, und die Extrapolation auf das große Schiff wird daher schon aus diesem Grunde, je größer und schneller das Schiff ist, um so unsicherer und gibt zu Zweifeln Anlaß. Außerdem kommt hinzu, daß bei den Plattenversuchen teilweise laminare Strömungszustände herrschten¹⁾. Es besteht keine Aussicht, auf diesem Wege wesentlich weiterzukommen, und es ist nutzlos, solche Plattenmessungen zu wiederholen, weil sie sich höchstens untereinander bestätigen, aber

¹⁾ Werft — Reederei — Hafen 1925, H. 15. Um laminare Strömungszustände auch bei kleinen Reynoldsschen Zahlen bei Schiffsmodellen mit Sicherheit auszuschließen, werden in der H.S.V.A. alle Modelle mit einem um das Vorschiff herumgelegten Draht von 0,2 mm Durchmesser gefahren.

keine neue Aussage über den Reibungswiderstand bei großen Reynoldsschen Zahlen liefern können.

Die Hamburgische Schiffbau-Versuchsanstalt ist daher andere Wege gegangen. Der vor 3 Jahren von mir unternommene Versuch, den Reibungswiderstand von Flächen bei wesentlich größeren Reynoldsschen Zahlen im Schlepptank zu untersuchen, beschränkte sich auf die gekrümmte Oberfläche eines zylindrischen Körpers von 35 cm Durchmesser aus gestrichenem Walzeisen und litt unter einem verhältnismäßig größeren Formwiderstand als ihn dünne Platten haben. Als Ergebnis¹⁾ zeigte sich, daß von mäßigen Reynoldsschen Zahlen an bei gleichbleibender Geschwindigkeit der Widerstand dieses Körpers praktisch proportional mit der verlängerten Fläche anwuchs, der spezifische Widerstand der Oberfläche also konstant blieb, während nach der Theorie mit wachsender Länge eine merkbare Verminderung des spezifischen Widerstandes zu erwarten gewesen wäre. Der nach Abzug des Formwiderstandes sich ergebende Reibungswiderstand war größer als bisher angenommen wird und ergab bessere Übereinstimmung beim Vergleich der Modellwerte mit denen des Schiffes. Die zylindrische Form der Oberfläche, ihre Rauigkeit und der Formwiderstand ließen indessen Zweifel zu, ob die gemessenen Widerstandswerte auf die Schiffsoberfläche anwendbar seien.

Eine sichere Aussage über die wahre Größe des Reibungswiderstandes eines Schiffes ist nun aber von größter Bedeutung für die Berechnung seines Widerstandes. Eine solche Aussage kann nur durch Versuche bei großen Reynoldsschen Zahlen gewonnen werden.

Am naheliegendsten ist es, den Versuch von Froude zu wiederholen, ein großes Schiff zu schleppen und seinen Widerstand zu messen. Dieser Versuch ist zugleich der kostspieligste und schwierigste und führt noch dazu nur bis zu mäßigen Reynoldsschen Zahlen, weil nur verhältnismäßig kleine Schiffe mit mittleren Geschwindigkeiten geschleppt werden können.

Ein zweiter Versuch besteht darin, den Auslauf eines großen Schiffes zu messen, daraus seinen jeweiligen Widerstand zu berechnen und mit seinem Modell dann genau das gleiche auszuführen. Ein solcher Auslaufversuch ist zur Probe im Frühjahr auf meine Anregung mit der „Hamburg“ vorgenommen und sein Ergebnis kürzlich²⁾ veröffentlicht; ein ähnlicher Modellversuch steht noch aus.

3. Neue Meßmethode und ihre Ergebnisse auf „Hamburg“.

Eine dritte Methode, zugleich meines Erachtens die einfachste und sicherste, beruht darauf, den spezifischen Widerstand eines meßbar gemachten Plattenstückes der Schiffshaut direkt zu messen. Diese Messung konnte ich ebenfalls auf dem Dampfer „Hamburg“ im Frühjahr d. J. ausführen dank einer namhaften Unterstützung von seiten der Marine und der freundlichen Bereitwilligkeit der Hamburg-Amerika-Linie.

Über die Ergebnisse möchte ich näher berichten: Der Dampfer „Hamburg“ wurde gewählt, weil er von den deutschen Schiffen eines der größten und geeig-

¹⁾ Werft — Reederei — Hafen 1924, H. 20.

²⁾ Werft — Reederei — Hafen 1926, H. 18.

netsten ist, er hat eine Länge von 183 m, ein ziemlich langes paralleles Mittelschiff, wo im großen und ganzen eine ungestörte Reibungsströmung vorausgesetzt werden kann; seine Geschwindigkeit beträgt etwa 16 sm¹). Wenn man die Meßplatten im parallelen Mittelschiff, also etwa in der Mitte des Schiffes anordnet, erreicht man Reynoldssche Zahlen von $8 \cdot 10^8$ gegenüber von $3 \cdot 10^8$ bei den früheren Rohrversuchen und von $7 \cdot 10^7$ bei den bisherigen Plattenversuchen. Man erreicht also Zahlen, wie sie bei den meisten Schiffen vorkommen und ist daraufhin in der Lage, den gesamten Reibungswiderstand, namentlich auch bei großen Schiffen, mit weit größerer Näherung berechnen zu können als bisher.

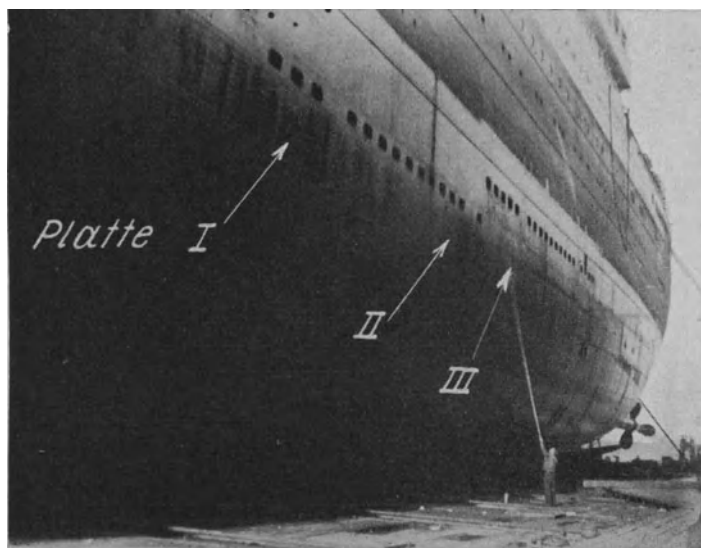


Abb. 1. Lage der 3 Meßplatten an Backbordseite der „Hamburg“.

Es wurden 3 Meßplatten, jede von 600 mm · 600 mm im Quadrat mit abgerundeten Ecken, die einen Widerstand von 2—3 kg erwarten ließen, im Plattengang L in je etwa 8 m Abstand voneinander, die vorderste 86,2 m, die hinterste 102,4 m vom Vorsteven, eingebaut, und zwar an Backbordseite, weil sie nur dort frei von allen Ventilöffnungen lagen. Ferner lagen sie etwa 4 m unter Wasser und 1 bis 1,5 m unter den Öffnungen der Schlingertanks, was als genügend angesehen werden konnte, weil die Messungen ja nur bei völlig ruhig fahrendem Schiff vorzunehmen waren (Abb. 1 u. 2). Nachdem aus der Außenhaut ein entsprechendes Plattenstück von 620 mm · 620 mm herausgeschnitten und die Kanten gut geglättet waren, wurde zunächst innen im Schiff ein genügend großer wasserdichter Kasten um die Öffnung gebaut und dann die Meßplatte von außen in die Öffnung eingesetzt und durch Gelenkstangen in dem Kasten aufgehängt, und zwar durch 2 Gelenkstangen vertikal und durch 3 Gelenkstangen horizontal. Die Aufhängung konnte durch Stellschrauben so reguliert werden, daß die Meßplatte mindestens auf 1 mm genau bündig mit der umliegenden Außenhaut abschloß. Das Gewicht der Meßplatte war durch einen angeschweißten Schwimm-

¹) Dampfer „Hamburg“ ist beschrieben: Werft — Reederei — Hafen 1926, H. 7. Schiffbau 1926, H. 7.

kasten im Wasser aufgewogen. Die Vorderkanten der Meßplatten und der Außenhaut waren mit einem Radius von 5 mm abgerundet. Der Einfluß des vorderen Kantenwiderstandes wurde durch eine besondere Versuchsreihe ermittelt, bei der die Vorderkante der Platte allmählich über die Außenhaut hervorgeschaubt wurde. Wie aus der beigefügten Tabelle 1 hervorgeht, wurde dieser Widerstand erst merkbar größer, als die Kante mehr als 3 mm hervorstand; es ist also nicht anzunehmen, daß der gemessene Widerstand der bündig liegenden Platten einen irgendwie beträchtlichen Kantenwiderstand enthält. Darauf deutet auch die Tatsache, daß es für den Widerstand belanglos blieb, ob die Platte vorn oder hinten sich der Außenhaut näherte, ob also der vordere Schlitz kleiner oder größer war. Die um ± 10 mm in der Horizontalen frei bewegliche Platte drückte auf einen Stöpsel, der horizontal und wasserdicht in der seitlichen Kastenwand ge-

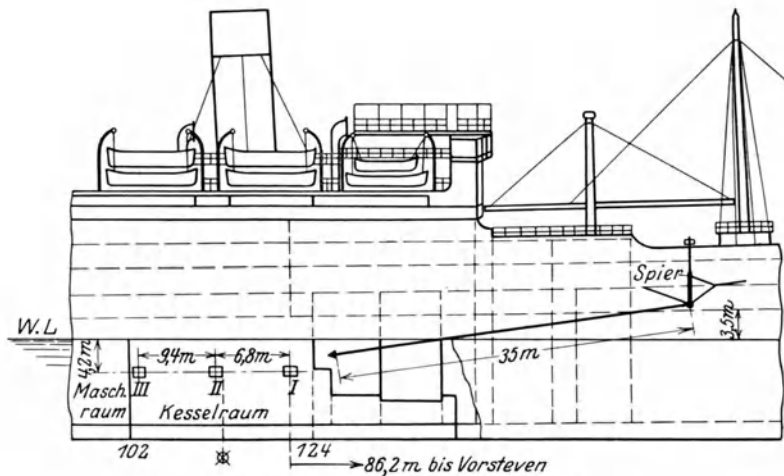


Abb. 2. Lage der Meßplatten und des Logs.

lagert war, ins Schiff führte und seinerseits im Schiff auf einen Winkelhebel drückte, der durch Gewichte belastet wurde. Die Reibung des Stöpsels war so gering, daß ein Druck von etwa 20 g ihn bewegte, wenn die Platte festgehalten wurde. Die hauptsächlichliche Reibung lag in den 10 Gelenken der 5 Gelenkstangen, deren genaue Montage während der kurzen Dockzeiten nicht ganz einfach war; der wertvollen Mithilfe der Bauwerft von Blohm & Voß, namentlich Herrn H. Krüger, und der aufopfernden Mühe meines Mitarbeiters, Herrn H. Hoppe ist es gelungen, die vorderste und hinterste Platte so gut zu montieren, daß die Leerreibung bei der Bewegung der Platten in Luft (im Dock) und in Wasser (am Quai) in erträglichen Grenzen und vor allem gleichmäßig blieb; bei der mittelsten Platte ist dies leider nicht vollkommen gelungen, so daß diese auch sonst nicht glatte Platte bald ausfallen mußte. Die Leerreibung wurde sowohl vor wie nach den eigentlichen Fahrtmessungen bestimmt und bot so ein Kriterium für die Zuverlässigkeit der Ergebnisse (Abb. 3).

Die ersten Messungen führte ich bei der technischen Probefahrt des Schiffes aus durch einfaches Abwiegen des Widerstandes, indem so viel Gewichte aufgelegt wurden, bis die Platte sich aus der Mittellage heraus bewegte. Diese Meßmethode

bewährte sich nur auf der Elbe bei völlig ruhiger Fahrt, auf See machen die kleinsten Beschleunigungen diese Meßmethode unmöglich.

Es bewährte sich schließlich am besten folgende Methode:

Die Meßplatte wurde durch Gewichte und Federzug in gleichbleibender Zeit abwechselnd von vorn nach hinten und von hinten nach vorn zwischen den Anschlägen bewegt, d. h. einmal mit dem Widerstand und einmal gegen den Widerstand; die Differenz beider Messungen ergibt den doppelten Widerstand. Außerdem ergibt die Differenz der Widerstandsmessung in Fahrt mit den Leerreibungen

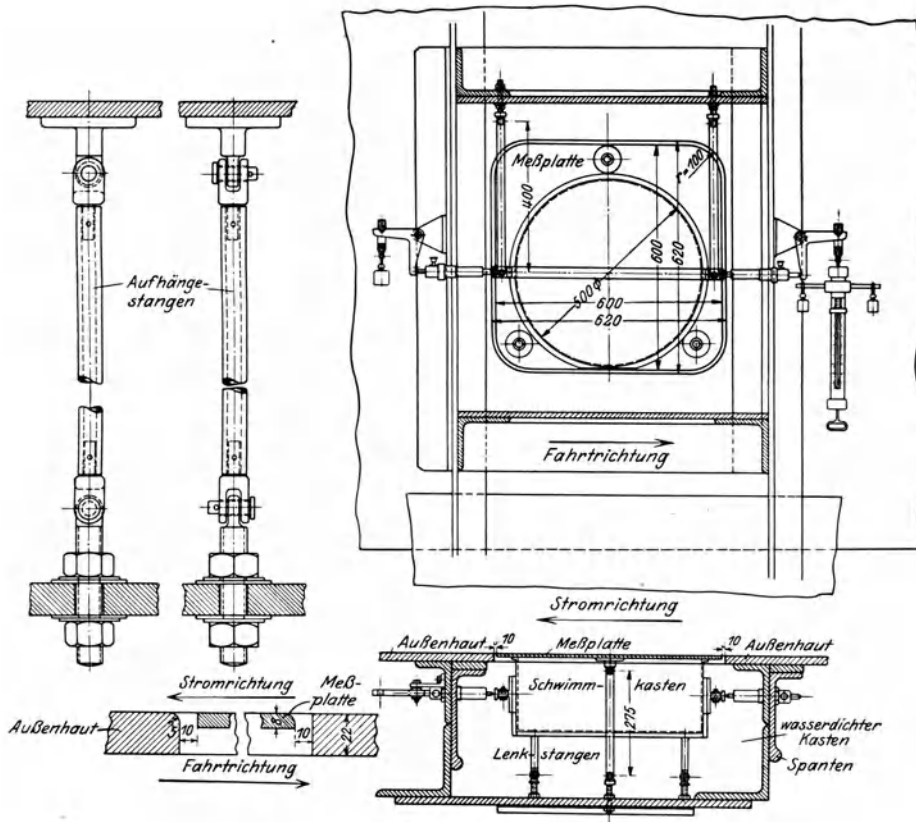


Abb. 3. Einbau der Meßplatte.

für stillliegendes Schiff bei der Bewegung der Platte von hinten nach vorn und von vorn nach hinten jedesmal den einfachen Widerstand, wodurch eine doppelte und daher sehr sichere Kontrolle entsteht. Alle drei Messungen stimmten in den Grenzen der Meßgenauigkeit, die ± 25 g betrug, sehr gut überein. Die Messungen geben also zuverlässig den Reibungswiderstand der Plattenoberfläche an für eine glatte Walzeisenoberfläche ohne besondere Unebenheiten oder Rauigkeiten, mit einem einmaligen Anstrich mit Schiffsbodenfarbe.

Um die Meßergebnisse auswerten zu können, muß die Schiffsgeschwindigkeit genügend genau bekannt sein. Das ist der Fall. Das Schiff läuft mit voller Tourenzahl bei ruhiger See und 8,4 m Tiefgang 16,2 sm, wie mehrfach gemessen ist. Außerdem wurde in der Gegend der Meßplatten 5 m von der Schiffswand, also in

relativ ungestörtem Wasser, ein Widerstandslog gefahren, dessen Widerstand geeicht war, und das ebenfalls diese Geschwindigkeit angab.

Durch die Verdrängungs- und Wellenströmung könnte allerdings theoretisch die Geschwindigkeit im Bereich der Platten von $0,987 v$ bis $1,0294 v$ schwanken, je nach der Lage der vom Schiff erzeugten Eigenwelle. Weitere Forschungen hierüber sind im Gange.

Die Messungen selbst erstreckten sich, abgesehen von den ersten Probefahrtsmessungen, über mehrere Reisen des Schiffes, d. h. über mehrere Wochen; dazwischen dockte das Schiff, die Platten, deren Leerreibung sich durch Oxydation der Gelenke auf der zweiten Reise allmählich vergrößert hatte, wurden nachgesehen und neu montiert und ergaben dann auf der fünften Reise 3 Monate

Tabelle 1. Widerstände von 3 Meßplatten auf D. „Hamburg“, die in der Seitenwand des parallelen Mittelschiffes in der Außenhaut eingebaut sind.

Datum	Zeit	Wasser- temperatur °C	Tourenzahl i. d. Min.	Wellenleistung PS	Geschwindigkeit in Knoten	Platte	Gemessener Widerstand W_R in g	Widerstandswert $C_R^* = \frac{W_R}{\rho \cdot v^2 \cdot F}$	Bemerkungen
I. Probefahrt, Nordsee 24' 6'' Tiefgang									
28. 3. 26.	8	5	113	12950	—	III	2360		Nordsee auf flachem Wasser
II. Southampton—New York 27' 9'' Tiefgang									
11. 4. 26.	9	11	113		16,5	III	3050	0,002250	Atlantik, Wind 7 m/sek von hinten
12. 4. 26.	8	12	111,3		15,6	II	2688 ¹⁾	0,002245	„ Wind 25 m/sek von vorn
13./15. 4. 26.	schlecht Wetter, keine Messung möglich								
16. 4. 26.	7 ³⁰	17	109,5	12750	15,5	III	2650	0,002242	„ Wind 15 m/sek von vorn
18. 4. 26.	8 ³⁰	11	110,5		15,7	III	2713	0,002230	„
19. 4. 26.	7 ²⁰	4	114,0	12950	16,5	III	3020	0,002256	„
19. 4. 26.	11 ³⁰	6	114,0		16,5	III	2955	0,002210	„ } Wind mäßig von hinten
									i. Mittel 0,002240
III. New York—Hamburg 31' 10'' Tiefgang									
29. 4. 26.	15	5	112,3	12900	16,2	III	2902	0,002250	Atlantik
IV. Cuxhaven—Southampton ²⁾ 27' 6'' Tiefgang, die Schraubensteigung ist vergrößert									
2. 7. 26.	11	17	107,5	12630	16,2	I	2863	im Mittel bei I 0,002250 bei III 0,002255	Nordsee
	11 ²⁰	17				III	2930		
	22	16				I	2916		
	22 ²⁰	16				III	2860		
3. 7. 26.	24	17	107,5	12630	16,2	I	2955	im Mittel bei I 0,002250 bei III 0,002255	Englischer Kanal
	24 ²⁰	16				III	2975		
	14	14				I	2880		
	14 ²⁰	14				III	2870		
3. 7. 26.	14 ³⁰	14	108	12630	16,2	III	2870	Versuche über den Kanten- einfluß	Die Vorderkante der Platte III ragt über die Außenhaut hervor: Die Platte schüttelt stark
						III	2870		
						III	2880		
						III	2910		
						III	~8000		
									0 1/2 mm 1 „ 2 „ 3 „

¹⁾ Die gemessenen Kräfte sind z. B.:

+ 6015 g für die Bewegung der Platte von hin'en nach vorn: $R + W$,

– 640 g für die Bewegung der Platte von vorn nach hinten: $R - W$,

5375 g Unterschied gleich dem doppelten Plattenwiderstand: $R + W - R + W = 2W$,

$W = 2688$ g, $R = 3327$ g für Platte II.

²⁾ Die Leerreibungen für die Hin- und Herbewegung der Platten wurden am 1. 7. 26. am Quai abgewogen und sind für Platte I 3070 g, für Platte III 3390 g. Meßgenauigkeit ± 25 g, d. h. $\pm 1\%$.

später wiederum die gleichen Werte wie früher. Die Zuverlässigkeit der gemessenen Werte wird also auch durch diese Dauermessung bestätigt. Die Zahlenwerte sind in der Tabelle 1 mitgeteilt.

Der Widerstand der Platten beträgt im Mittel 2910 g bei einer Plattengröße von 0,3575 m² und 16,2 sm Geschwindigkeit. Ein Unterschied im Widerstand zwischen den 16 m auseinander liegenden Platten I und III ist mit Sicherheit

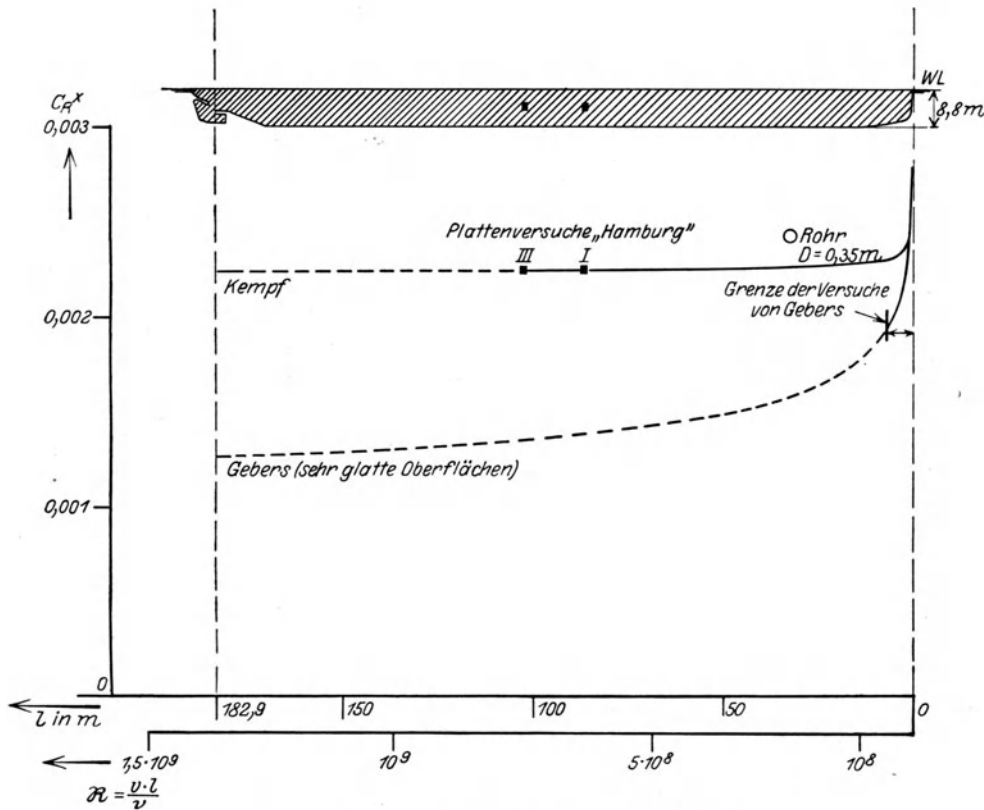


Abb. 4. Beiwerte der spezifischen Oberflächenreibung.

nicht gemessen, er liegt innerhalb der Grenze der Meßgenauigkeit von ± 25 g. Nach der Theorie wäre ein Widerstandsunterschied von 43 g zu erwarten. Er kann indessen durch die Wellenströmung verdeckt sein.

In Abb. 4 sind nun auf der Schiffslänge als Abszisse die gemessenen spezifischen Widerstände in dimensionsloser Form als Ordinaten aufgetragen. Ein Versuch, die Werte durch eine Formel zum Anschluß an die Plattenversuche von Gebers und die v. Kármánsche Kurve für turbulente Oberflächenreibung zu bringen, hat meinen Mitarbeiter Herrn H. B. Helmbold vorläufig zu der Formel für den Beiwert der spezifischen Reibung $C_R^* = 0,002232 + R^{-0,5348}$ und für den Beiwert der Gesamtreibung $C_R = 0,002232 + 2,150 R^{-0,5348}$ für $W_R = C_R \cdot \rho/2 v^2 \cdot F$ geführt. Hiernach ist die obere Kurve in Abb. 4 eingezeichnet, während im Vergleich dazu die untere Kurve nach der von Gebers angegebenen aus Versuchen mit sehr glatten kurzen Platten gewonnenen Formel $C_R = 0,018025 \cdot R^{-0,125}$ eingezeichnet ist. Über den vergleichswisen Wahrscheinlichkeitswert beider

Formeln läßt sich aus den am Modell des Schwesterschiffes der „Hamburg“ und am Schiff selbst gemessenen Leistungen ein Urteil gewinnen.

Zusammenstellung der Leistungsberechnungen für die „Hamburg“.

Wellenleistung der „Hamburg“ bei 16,2 sm gemessen ¹⁾	12 900 PS,
Abzug für Lagerreibung und Luftwiderstand 4%	— 520 PS,
Schraubenleistung zur Überwindung des reinen Schiffswiderstandes	12 380 PS,
Propulsionswirkungsgrad durch Modellversuch gemessen	0,633
Effektive Gesamtleistung $12\,380 \cdot 0,633 =$	7 840 PS,
Formwiderstandsleistung nach dem Modellversuch	2 180 PS,
Für die Reibung des Schiffes verbrauchte Leistung	5 660 PS.

Demgegenüber ergibt die Berechnung der

	Reibungs- leistung	Gesamt- leistung	Unterschied zum Schiff
nach Gebers	3515 PS	5695 PS	— 27 %
nach Froude	4430 PS	6610 PS	— 15,5%
nach Kempf (Rohrversuch)	5200 PS	7380 PS	— 5,5%
nach Kempf (Meßplatten)	5330 PS	7510 PS	— 4 %

Da die Meßplatten völlig glatte gutgestrichene Eisenbleche waren, ist damit zu rechnen, daß der Reibungswiderstand der gesamten Außenhaut mit ihren Plattenstößen und sonstigen Unebenheiten etwas größer ist, so daß der um 4% größere Widerstand des Schiffes sich hierdurch und durch die Außenhautverdrängung plausibel erklären ließe.

Hierzu ist zu erwähnen, daß, wie mir Kapitän McEntee mitteilte, in der Versuchsstation in Washington zu der aus dem Modellversuch nach Gebers errechneten Leistung bei Schiffen mittlerer Größe 14% zugeschlagen werden, wodurch dann befriedigende Übereinstimmung mit der Schiffsleistung erzielt würde.

Die Propulsionswirkungsgrade = $\frac{\text{Berechnete Schleppleistung}}{\text{Gemessene Wellenleistung}}$ ergeben:

$$\begin{aligned} \text{nach Gebers } \frac{5695}{12380} &= 0,46, \\ \text{nach Froude } \frac{6610}{12380} &= 0,535, \\ \text{nach Kempf } \frac{7510}{12380} &= 0,607. \end{aligned}$$

Auch hier hat der letzte Wert größere Wahrscheinlichkeit für sich als die anderen Werte, nach denen die Schrauben unwahrscheinlich schlecht sein müßten.

Die Tourenzahlen sind gemessen:

beim Schiff: 112,3 in der Minute,	} ohne Nachstromkorrektur beim Modell.
nach Froude: 103,4	
nach Kempf: 110	

Die Nachstromkorrektur²⁾ beträgt $1,02 \div 1,03 \cdot n$.

Die vorliegenden Versuchstatsachen, zusammen mit den später für „Cairo“ mitgeteilten, halte ich für genügend, um die Berechnung des Reibungswiderstandes der Schiffe auf diese neue Grundlage zu stellen.

¹⁾ Mit dem optischen Torsionsindikator von Dr. Frahm.

²⁾ Werft — Reederei — Hafen 1925, H. 5, S. 115.

4. Maßstabeinfluß bei Schiffsschrauben.

Neben den Versuchen über den Reibungswiderstand am Schiff richteten sich unsere Untersuchungen auf den entsprechenden Maßstabeinfluß bei den Schrauben. Es wurde die von D. W. Taylor in einer Größe von 406 mm untersuchte dreiflügelige Schraube Nr. 13 B vom Steigungsverhältnis $H/D = 1$, Breitenverhältnis 0,25, Dickenverhältnis 0,04, mit elliptischer Flügelform in Größen von

0,1 m
0,15 m
0,2 m
0,6 m

Durchmesser untersucht (Abb. 5).

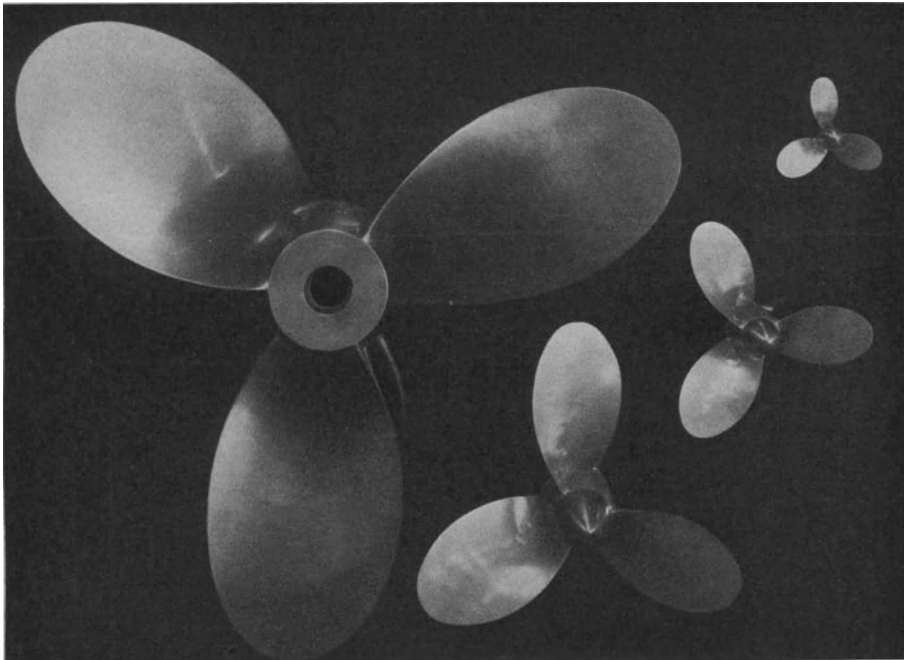


Abb. 5. Ähnliche Propellermodelle. (D. W. Taylor Nr. 13 B.)

Hier sind zweierlei Wirkungen deutlich zu trennen: die der Zähigkeit und die der Rauigkeit. Der Zähigkeitsmaßstab ist die Reynoldssche Zahl $\frac{Fa/F}{z} \frac{nD^2}{\nu}$ oder bei ähnlichen Schrauben und gleichen Flüssigkeiten einfach der Kennwert (nD^2) . Bei technisch gleich glatten Oberflächen von Schrauben verschiedener Größe ist überdies die relative Rauigkeit nicht mehr gleich; die größere Schraube ist die verhältnismäßig glattere. Besonders aufschlußreich ist nun das Verhalten der Schraube bei verschwindendem Schub $K_s = 0$. Mit Änderung des Kennwertes (nD^2) verändern sich die Zähigkeitswirkungen, d. h. Grenzschicht und Totwasser, die beide gewissermaßen einen Formbestandteil des Flügelschnittes bilden, es ändert sich also sozusagen die Dicke und die Wölbung des Flügelschnittes und damit seine Zirkulation. Die Folge ist, daß bei verschwin-

dender Schubziffer K_s verschiedene Leistungsziffern K_a und verschiedene Fortschrittsziffern λ gemessen werden. Die veränderte relative Rauigkeit beeinflusst im wesentlichen nur die ideelle Dicke des Flügelschnittes und infolgedessen den Wert von K_a bei verschwindendem K_s . Dagegen scheint sie, wie unsere Rauigkeitsversuche an Schrauben¹⁾ gezeigt haben, nicht die ideelle Wölbung, also auch nicht das zu $K_s=0$ gehörige λ zu beeinflussen (Abb. 6).

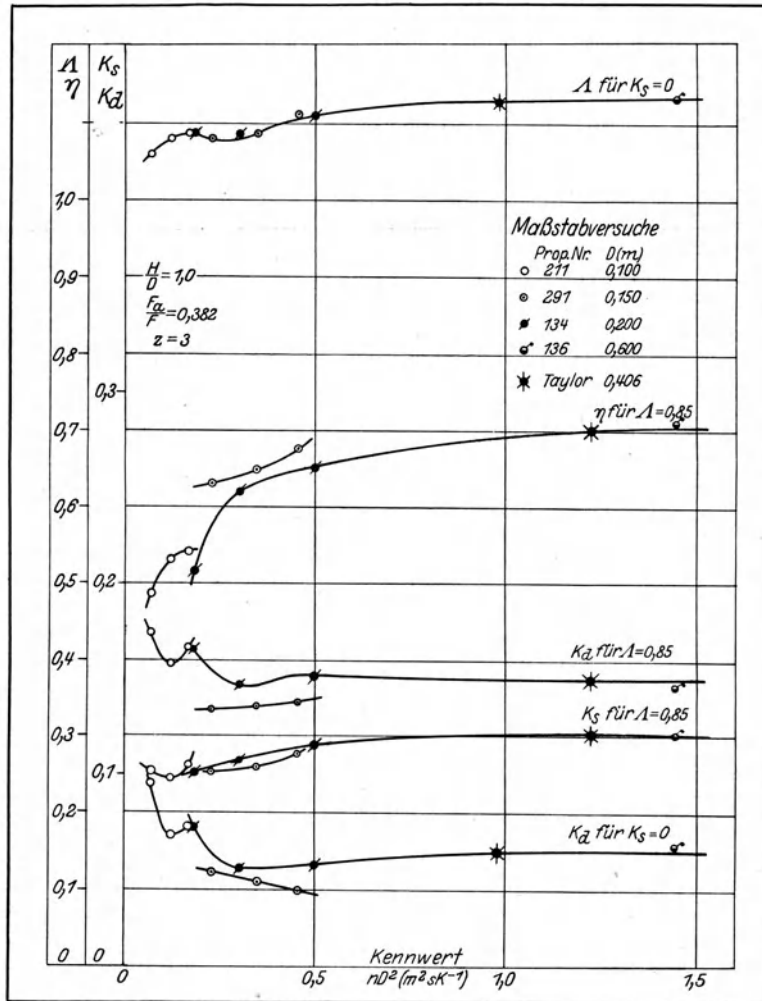


Abb. 6. Ergebnisse der Maßstabversuche mit ähnlichen Schrauben. (Modell D. W. Taylor Nr. 13 B.)

Indessen ist die Übertragbarkeit der Modellversuchsergebnisse auf die Hauptausführung glücklicherweise schon sichergestellt, wenn $\frac{Fa/F}{z} \frac{nD^2}{\nu} \geq 60000$ ist; die Versuche zeigen nämlich, daß die Beiwerte K_s und K_a von dieser Reynoldschen Zahl ab praktisch unveränderlich sind. Immerhin ist es infolgedessen erforderlich, die Modellschrauben freifahrend nicht nur bei „ähnlicher“ Drehzahl $n \cdot \sqrt{\alpha}$, sondern außerdem bei einer möglichst hohen Drehzahl zu untersuchen, um Stimmigkeit mit der großen Schraube zu erzielen.

¹⁾ Z. V. d. I. 1926, H. 24, S. 836.

5. Vergleich der Propulsion von Schiff und Modell.

Einen schönen praktischen Beweis liefern die mit dem Dampfer „Cairo“ der Deutschen Levante-Linie von Herrn Direktor Ofterdinger angeordneten und in dankenswerter Weise zur Verfügung gestellten und von Herrn Tegen mit großer Sorgfalt durchgeführten Messungen, die sich auf die Geschwindigkeit, die Tourenzahl, die indizierte Leistung und den Propellerschub erstreckten und während mehrerer Reisen bei geeignetem ruhigem Wetter ausgeführt sind. Der Schub wurde dabei mit der bekannten Schubwage von Herrn Dr. Bauer mit

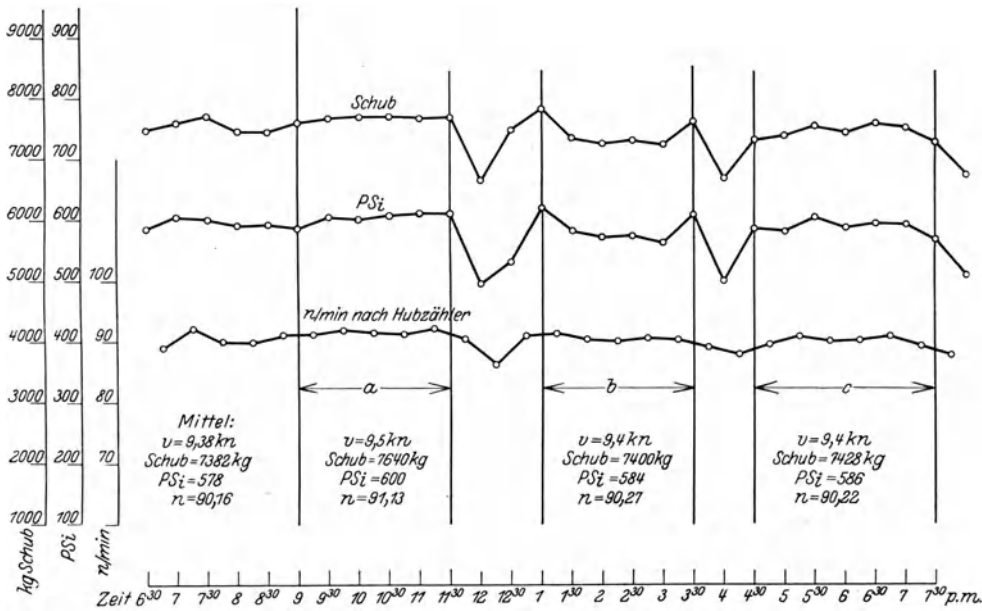


Abb. 7. Ergebnisse einer Meßfahrt des D. „Cairo“ am 27. 9. 1924 von Cap St. Vincent nach Cap Trafalgar bei gutem Wetter. Deplazement 2720 t; Tiefgang vorn 14'9''; Tiefgang hinten 16'7''; Tiefgang im Mittel 15'8''.

großer Genauigkeit gemessen. Die Ergebnisse von solchen Messungen sind in Abb. 7 mitgeteilt.

Es ist folgendes daraus zu entnehmen:

Geschwindigkeit	9,5 sm
Umdrehungen nach Hubzähler: $n = 91,13$ i. d. Min., $n = 1,52$ i. d. Sek.	
indizierte Leistung gemessen	600 PS,
η_m angenommen	0,90
Wellenleistung $N_w = 600 \cdot 0,90 =$	540 PS,
Schub gemessen.	7640 kg
Korrektur für Wellenneigung	-250 kg
Korrektur für Trimm	+110 kg
vom Propeller ausgeübter Schub	<u>7500 kg,</u>
Schubbeiwert $C_1 = \frac{S}{\rho D^4 n^2}$	0,151
Momentbeiwert $C_2 = \frac{M}{\rho D^5 n^2}$	0,0225
Schraubendurchmesser $D =$	3800 mm
Material des Propellers: Gußeisen.	

Für „Cairo“ ist ein Modellversuch im Maßstab 1 : 20 ausgeführt und die Ergebnisse der Modellpropellerversuche sind in Abb. 8 dargestellt, und zwar für zwei verschiedene Kennwerte von $nD^2 = 0,241$ und $nD^2 = 0,625$, während

der große Propeller bei $nD^2 = 22$ arbeitet. Es zeigt sich nun, daß die am großen Propeller gemessenen Werte für C_1 und C_2 mit dem Modellpropeller bei kleinem nD^2 nicht übereinstimmen, dagegen für das größere nD^2 sehr gut passen und einen Propellerwirkungsgrad von 63% ergeben. Der Propeller ist übrigens ein sog. Nachstrompropeller, der auf Grund der Modellversuche in der H.S.V.A. konstruiert ist¹⁾. Der beim Modell gemessene Nachstrom betrug 35%. Der infolge der theoretisch erforderlichen Nachstromkorrektur²⁾ beim Schiff zu erwartende Nachstrom beträgt $0,89 \cdot 35\% = 31\%$. Der am Schiff gemessene Nachstrom, ausgewertet mit Hilfe obigen Propellerdiagramms beträgt 30%.

Es taucht die Frage auf, warum auch ohne die angegebenen Korrekturen vielfach, und zwar namentlich bei mittleren Schiffsgrößen bis etwa 130 m Länge,

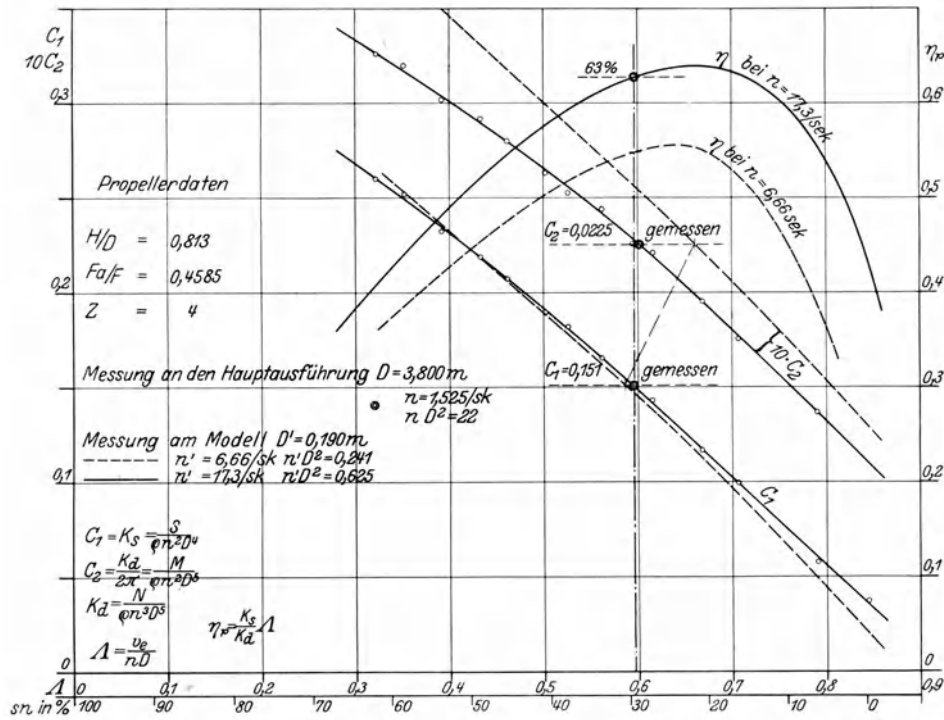


Abb. 8. Ergebnisse der Propellermessung für die Schiffschraube und ihr Modell (freifahrend) bei D. „Cairo“.

die Leistungsangaben der mit Froudeschen Werten ausgeführten Modellversuche vielfach gut mit den Probefahrtsergebnissen der Schiffe übereinstimmen. Diese Frage läßt sich nach dem vorher Gesagten dahin beantworten, daß sich bei diesen Schiffen wahrscheinlich zwei Fehler mit umgekehrten Vorzeichen aufheben werden; während nämlich einerseits nach der Froudeschen Reibungsberechnung die Schiffsreibung zu gering berechnet wird, leistet andererseits infolge des Kennwertunterschiedes die Schiffschraube bei gleichem Drehmoment mehr Schub als die Modellschraube, so daß unter Umständen trotz erhöhten Schiffswiderstandes gleiche Wellenleistung sich ergibt. Bei Anwendung der neuen

¹⁾ H. S. V. A. Sonderbericht 1923.

²⁾ Werft — Reederei — Hafen 1925, H. 5.

Reibungskorrektur für den Schiffswiderstand muß also gleichzeitig der Kennwert-einfluß bei der Schraubenwirkung berücksichtigt werden.

Wie gut diese Erklärung bei „Cairo“ zutrifft, beweisen die während mehrerer Reisen des Schiffes sorgfältig ausgeführten Messungen.

Während nämlich bei Annahme eines Maschinenwirkungsgrades von 0,90 die am Schiff und am Modell gemessenen Leistungen gut übereinstimmen, zeigen die Schubwerte einen Unterschied, der durch die neuen Reibungswerte vollkommen aufgeklärt wird. Diese Messungen sind zuerst mit einer normalen Schraube und später mit einer Nachstromschraube vorgenommen.

Einen Vergleich der Werte zeigt folgende Tafel.

Schubvergleich bei Dampfer „Cairo“ der Deutschen Levante-Linie zwischen Schiff und Modell.

Meßfahrt Datum	Geschwindigkeit v Knoten	Schraubenschub S kg	Deplacement V t	S/V	Bemerkungen
11. 5. 21	9,75	7810	2382	3,28	Gewöhnliche Schraube ¹⁾
Modell	9,75	7050	2300	3,06	Gewöhnliche Schraube ²⁾
Also Modellschub nach Froude kleiner gemessen um 6,5%.					
10. 7. 24	9,41	6834	2500	2,73	15 Tage aus dem Dock
Modell	9,41	6000	2300	2,61	Nachstromschraube ²⁾
Also Modellschub nach Froude kleiner gemessen um 4,5%.					

Nach der neuen Formel wird der Modellschub gegenüber Froude größer um 5%.

Man sieht hieraus, welchen Grad von Stimmigkeit die Modellversuche selbst bei so völligen Einschraubenschiffen erreichen, wenn alle Unähnlichkeiten gehörend in Rechnung gesetzt werden.

6. Einfluß der Rauigkeit der Schiffshaut, Messungen bei „Cairo“.

Praktisch von besonderer Wichtigkeit ist der Einfluß, den die Rauigkeit der Schiffsoberfläche auf die Fahrt der Schiffe ausübt. In anderen Ländern sind darüber vielfach Versuche angestellt worden, und Admiral D. W. Taylor schätzt den Einfluß der im Laufe der Zeit durch Zerstörung der Farbe und durch Anwuchs zunehmenden Rauigkeit auf 0,5% Widerstandszuwachs für jeden Tag seit Verlassen des Docks, Herr Barrillon³⁾ auf 0,2%. Zweifellos übt hierbei die Art und die Temperatur des Wassers sowie die Fahrt oder Lage des Schiffes einen entscheidenden Einfluß aus.

Besonders interessant sind in dieser Beziehung die erwähnten, von Herrn Tegen auf mehreren Reisen des Dampfers „Cairo“ laufend vorgenommenen Schubmessungen, die in Abb. 9 ausgewertet sind. „Cairo“ fuhr damals vorwiegend im Mittelmeer und lag zu Weihnachten einige Tage in Neapel. Nachdem schon vorher der Schiffswiderstand im Laufe der Reisen allmählich zugenommen hatte, war bei der Ausfahrt aus Neapel im Januar 1925 der je Tonne Deplacement erforderliche Schub auf einmal um 20% gewachsen, der Fahrtverlust betrug einen Knoten und dabei war von Anwuchs kaum etwas zu sehen, weil es dünne Fadenalgen waren, die sich im Dock sogleich an die Außenhaut anschmiegen, im Wasser

¹⁾ Werft — Reederei 1921, H. 20 Dr. Bauer: Messungen des Propellerschubes auf einem Dampfer.

²⁾ Sonderbericht der H.S.V.A. 1923.

³⁾ Vortrag vor l'Association Technique Maritime et Aeronautique 1926.

8. Widerstand und Nachstrom verschiedener Rotationskörper.

Um diesem praktisch so wichtigen Problem wenigstens empirisch näher zu kommen, sind wir in der Versuchsanstalt von der Untersuchung zylindrischer Körperformen in untergetauchtem Zustand ausgegangen, um achsensymmetrische

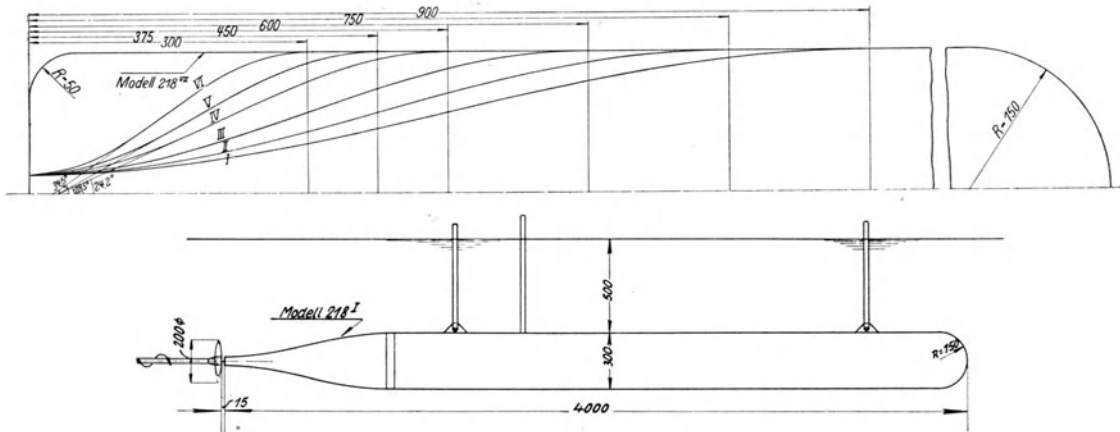


Abb. 10. Formen der Rotationskörper und ihre Versuchsanordnung.

zweidimensionale Verhältnisse zu schaffen. Diese Versuche wurden mit Unterstützung der Gesellschaft der Freunde und Förderer der HSVA ausgeführt.

Die untersuchten Körper bestanden aus 4 m langen Rotationskörpern, die dadurch entstanden waren, daß an ein 3,1 m langes Rohr von 300 mm Durch-

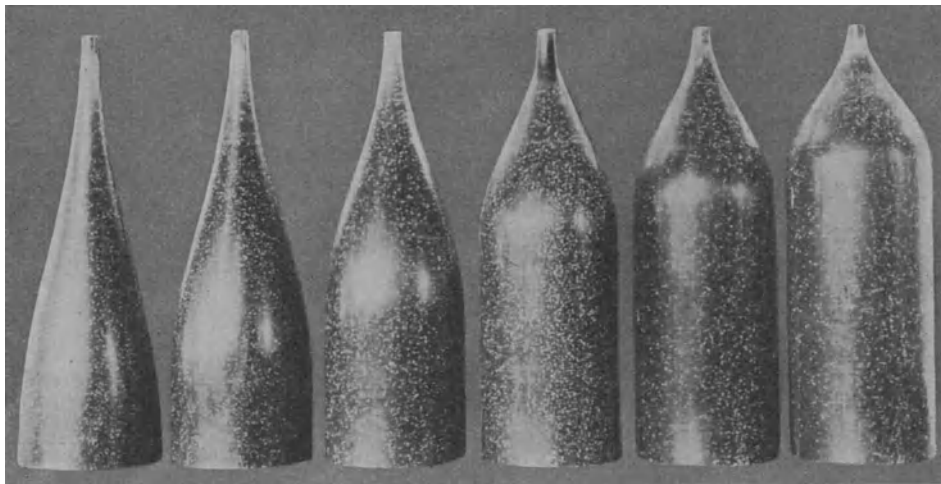


Abb. 11. Hinterschiffsformen der Rotationskörper.

I	II	III	IV	V	VI
$\varphi = 0,4$	0,5	0,6	0,7	0,75	0,8

messer mit abgerundetem Vorderteil 6 verschieden völlige Hinterteile von 0,9 m Länge angesetzt wurden, die konstruktiv durch Rotation von verschiedenen langen Sinoiden um die Rohrachse entstanden waren (Abb. 10—11). Eine Tabelle 2 der Völligkeits- und Widerstandswerte für eine für Handelsschiffe übliche Froude-

sche Zahl von $\frac{v}{\sqrt{gl}} = 0,25$, ist beigelegt, und es zeigt sich, daß das schlankste

Tabelle 2. Rotationskörper im Fahrbereich völliger Einschraubenschiffe von

$$\frac{v}{\sqrt{gl}} = 0,20 \div 0,25.$$

Völligkeitsgrad des Hinterschiffes φ	Gemessener Widerstand bezogen auf den gerechneten Reibungswiderstand = 100	Leistungsgrad = $\frac{\text{Schraubenleistung}}{\text{Transportleistung}} = \frac{N_w}{D \cdot v}$
0,40	102	100
0,50	104	101,7
0,60	106	103,4
0,70	109	105,1
0,75	113	106,5
0,80	123	112

Hinterschiff von 0,4 Völligkeit einen Gesamtwiderstand hat, der nur um 2% größer ist als der aus den Plattenversuchen gerechnete Reibungswiderstand des Körpers ergibt.

Hinter diesen Rohrformen wurde zunächst bei einer konstanten Geschwindigkeit von $v = 0,20\sqrt{gl}$ der Nachstrom mit Hilfe von Flügelrädern¹⁾ in der Schraubenebene, also dicht hinter dem Körperende, gemessen (Abb. 12). Es zeigt sich,

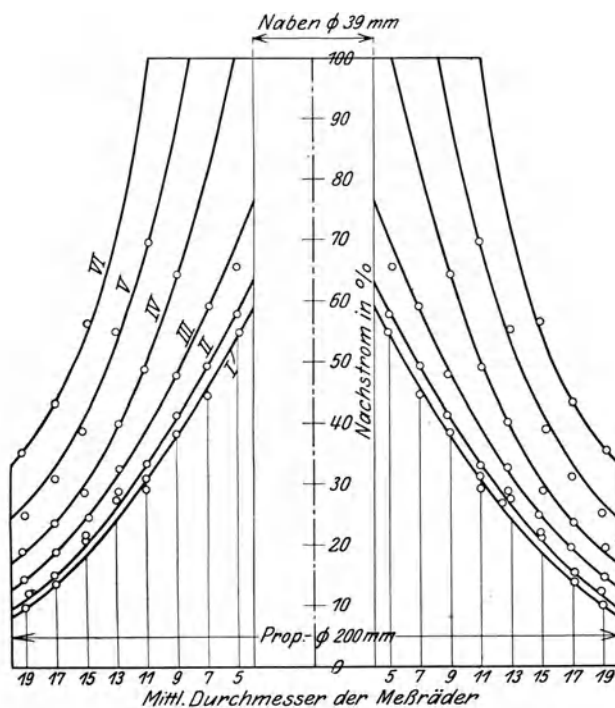


Abb. 12. Nachstromgrößen im Schraubenkreis in Hundertteilen der Fahrgeschwindigkeit bei 6 Rotationskörpern von $\varphi = 0,4 \div 0,8$.

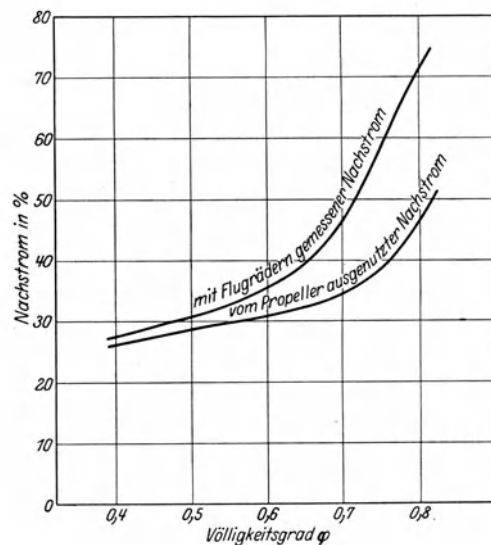


Abb. 13.

daß bei Überschreiten einer gewissen Zuschärfung des Hinterschiffes der Nachstrom in der Körperröhre stark anwächst und 100% erreicht, d. h. es entsteht durch Wirbelablösung eine mit der Völligkeit des Körpers breiter werdende Totwasserschleppe. Wenn auch eine quantitative Übertragung dieser Ergebnisse

¹⁾ Beschreibung der Methode Werft — Reederei — Hafen 1924, H. 1.

auf Schiffmodell und Schiff schon wegen der Unähnlichkeit der Druckverhältnisse nicht ohne weiteres möglich ist, so kann doch hieraus geschlossen werden, daß die Zuschärfung, bei der solche Wirbelablösung bei normalen Schiffformen einsetzt, namentlich bei Schiffen mit V-Spanten im Hinterschiff in den oberen Wasserlinien wahrscheinlich überschritten wird. Die Nachstromunterschiede im unteren und oberen Teil des Schraubenkreises sind jedenfalls bei Schiffen mit V-Spanten besonders groß. Der Schraubenflügel arbeitet bei jeder Umdrehung mit sehr verschiedenem Anstellwinkel, sein Slip schwankt in weiten Grenzen, wodurch die Möglichkeit des Eintretens von Vibrationen im Schiff und von Kavitationen an den Propellerflügeln gefördert wird.

Die Nachstrommessungen zeigen im übrigen den Nachstromverlauf für die verschieden völligen achsensymmetrischen Hinterschiffe von sinoidaler Form. Dieser Verlauf kann im allgemeinen auch für Einschraubenschiffe als Grundlage für die Schraubenkonstruktion angenommen werden, da er angenähert nach unseren Erfahrungen dem mittleren Nachstromverlauf bei Einschraubenschiffmodellen entspricht.

Bedeutsam ist der Vergleich des mit Flügelrädern in einzelnen Ringquerschnitten gemessenen Nachstromes mit dem von der Schraube im Schraubenkreis ausgenutzten Nachstrom; Abb. 13 zeigt, daß bei völligen Körperformen und starker Wirbelablösung die Ausnutzung des Nachstromes durch die Schraube nicht so weit geht, wie seine in Abwesenheit der Schraube gemessene Struktur und die hierfür berechnete mittlere Größe erwarten läßt. Das erklärt sich wohl dadurch, daß die Schraube durch Vorbeschleunigung und Absaugen des mittleren Totwasserbereiches die Strömung mehr konzentriert.

9. Sogwirkung.

Weiter wurde hinter diesen Rohrkörpern von 300 mm Durchmesser die Wirkung einer normalen 3flügeligen Schraube nach Taylor, Modell Nr. 13 B, von 200 mm Durchmesser mit konstanter Steigung von 200 mm bei verschiedenen Belastungsgraden untersucht und ihre Einwirkung auf den Widerstand des Körpers, d. h. ihr Sog gemessen.

Es ist anzunehmen, daß der Sog bei einem zylindrischen Körper, bei dem alle Schnittpunkte mit einem vom Schraubenkreis auf den Körper projizierten Zylinder gleich weit von der Schraube entfernt sind, ein Minimum sein wird gegenüber jeder anderen Körperform, bei der wie z. B. beim Schiff, die Schnittpunkte solcher Zylinder oben viel näher an den Schraubenkreis heranreichen als unten, weil die Sogwirkung umgekehrt proportional mit einer Potenz >1 der Abstände der Schraube von der Schiffswand anzunehmen ist. Die Größe und Form solches vom Schraubenkreis als Grundfläche auf die Schiffswand projizierten Zylinders kann daher in gewisser Weise als Maß dienen für die Beurteilung der Sogwirkung. Sein Inhalt Z entspricht der Wassermenge, die vor dem Schraubenkreis bis zur Schiffswand steht. Man könnte ihn mithin als Sogzylinder bezeichnen und seine

Größe durch das Verhältnis seiner mittleren Höhe H_z zum Schraubendurchmesser D definieren (Abb. 14).

$$\frac{Z}{D^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D} = \frac{H_z}{D} = \zeta.$$

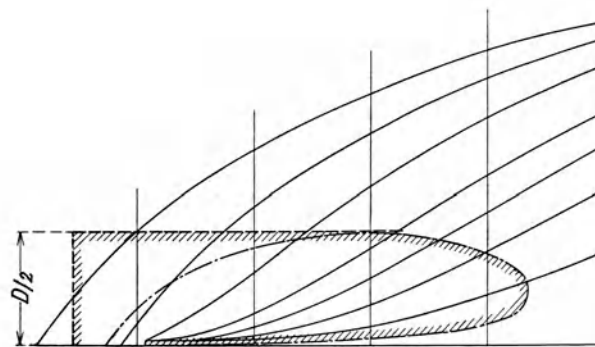
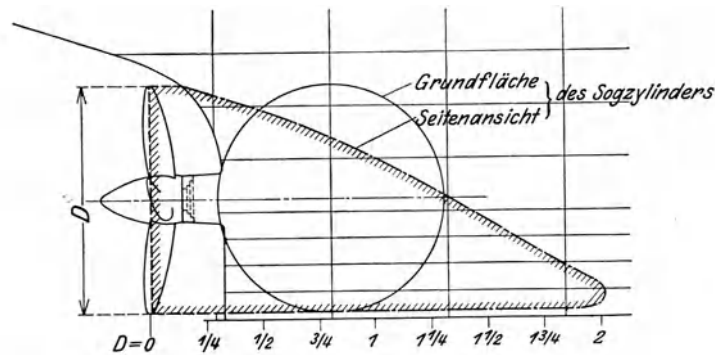


Abb. 14. Sogzylinder.

10. Ergebnisse der Sogmessung bei den Rotationskörpern.

Die Sogwerte für die verschiedenen Völligkeitsgrade der zylindrischen Körper bieten nun als Minimalwerte für die verschiedenen Fortschrittsgrade der Schraube in Verbindung mit den Nachstrommessungen allgemeines Interesse und sie sind daher in Tabelle 3 mitgeteilt und in Abb. 15 dargestellt.

Es zeigt sich, daß die Größe des Sogzylinders zwar bei kleineren Völligkeitsgraden bis etwa $\varphi = 0,6$ einen seiner relativen Größe umgekehrt etwa proportionalen Einfluß hat, daß aber bei Völligkeitsgraden von $\varphi = 0,6$ bis $0,8$ der Sog bei gleichbleibendem Fortschrittsgrad der Schraube ebenfalls konstant bleibt, wenn auch der Wert ζ noch von $1,2$ bis auf $0,6$ mit der Völligkeit abnimmt. Für einen Vergleich mit Verhältnissen, wie sie beim Schiff auftreten, ist allerdings zu bedenken, daß bei den hier vorliegenden Versuchen das Verhältnis der Schraubenkreisfläche zur Hauptspantfläche $F/\varnothing = 0,445$ beträgt statt wie bei Schiffen $0,2 \div 0,14$, daß ferner alle Versuche mit derselben Schraube von konstanter Steigung ausgeführt sind, daß also die Steigung der Zuströmung in keiner Weise gerecht und um so falscher wird, je größer die Nachstromunterschiede im Schraubenkreis werden. Ein richtiges Bild der erreichbaren Mindest-

werte für den Sog und der Bestwerte für den Antrieb ergäbe sich erst, wenn bei jedem Körper für dieselbe Geschwindigkeit mehrere theoretisch richtige Schrauben von verschiedenem F/Σ untersucht würden.

Tabelle 3. Ergebnisse der Sogmessungen für $\frac{v}{\sqrt{g \cdot e}} = 0,20$.

A. Völligkeit des Hinterschiffes φ	0,407	0,506	0,604	0,704	0,752	0,803
von der Schraube ausgenutzter Nachstrom	0,260	0,285	0,310	0,345	0,390	0,465
B. Sogwerte für wahren Slip von:						
10%	0,050	0,065	0,075	0,075	0,075	0,075
30%	0,080	0,100	0,125	0,125	0,125	0,125
50%	0,175	0,210	0,225	0,225	0,225	0,225
C. Sogwerte für scheinbaren Slip von:						
-7,5%	0,070	0,088	0,115	0,135	0,145	0,176
+6%	0,080	0,115	0,145	0,165	0,180	0,220
+26%	0,130	0,175	0,205	0,230	0,245	0,280
D. Wahrer Slip	0,282	0,312	0,340	0,367	0,408	0,492
Scheinbarer Slip	0,040	0,040	0,040	0,040	0,040	0,054
Sogwerte	0,074	0,115	0,137	0,156	0,175	0,220

Bei B und C arbeitet die Schraube bei konstantem Slip ohne Rücksicht auf den Widerstand.
Bei D arbeitet die Schraube so, daß ihr Schub dem Widerstand gleicht.

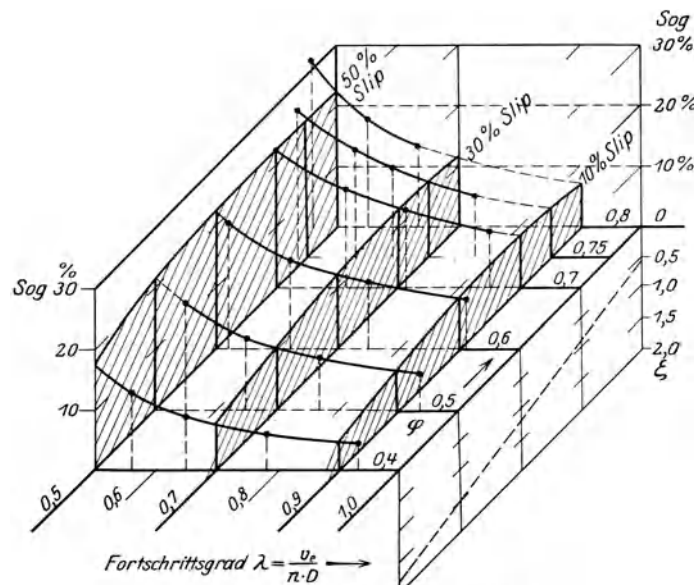


Abb. 15. Sogwerte der Rotationskörper.

$$\zeta = \frac{Z}{D^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D}$$

11. Einfluß der Ruderkonstruktion.

Vermutlich ist auch ein erheblicher Teil der Wirkung aller hinter der Schraube angebrachten Konstruktionsteile als Rückwirkung auf den Sog aufzufassen. Welchen wesentlichen Einfluß auf die Antriebswirkung bei völligen Einschraubenschiffen nach den neueren übereinstimmenden Erfahrungen der Versuchsanstalt und der Praxis alle hinter der Schraube im Schraubenstrom liegenden Teile wie Nabenhaube, Ruderstegen und Ruder haben, ist bekannt, und es ist wahrscheinlich sowohl als Leitradwirkung wie als Rückwirkung auf den Sog zu erklären, wenn ein gutgeformtes Ruder hinter der Schraube sogar noch eine Verbesserung bringt gegenüber einer frei arbeitenden Schraube. Ein vierkantiger Ruderstegen erfährt dagegen immer einen solchen Widerstand im Schraubenstegen, daß er eine Verschlechterung hervorruft. Wie die einzelnen Bestandteile

hinter der Schraube wirken, ist für ein Beispiel aus der Abb. 16 zu entnehmen. Die Größe der Wirkung hängt wesentlich mit von der Hinterschiffsform ab und wird um so größer zu erwarten sein, je schlechter die Hinterschiffsform, je größer also der Sog ist. Den praktischen Beweis, daß durch geeignete Konstruktion in der Umgebung der Schraube in voller Übereinstimmung mit den Modellversuchen erhebliche Gewinne zu erzielen sind, erbrachte im letzten Jahre eine

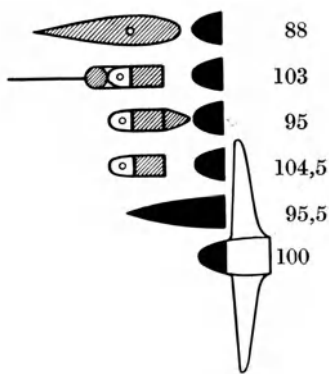


Abb. 16. Vergleich des Leistungsbedarfes verschiedener Naben- und Ruderkonstruktionen bei gleicher Schiffsgeschwindigkeit.

Reihe von Schiffen, bei denen die Ruderkonstruktion der Strömung angepaßt wurde. Da indessen die theoretische Behandlung dieses Problems noch Schwierigkeiten bereitet, ist es Aufgabe systematischer Forschung, hier Klärung zu schaffen.

12. Kriterium der Sogwirkung bei Schiffen.

Die Einsicht, daß wir bei den untersuchten zylindrischen Körpern mit Minimalwerten für den Sog zu rechnen haben gegenüber allen andern gleich völligen, aber unsymmetrischen Formen wie z. B. Schiffen, bedeutet ein Kriterium für die Güte der erreichten und der möglichen Energieausnutzung der Schraube hinter verschiedenen Schiffen, wobei die Möglichkeit der Energieausnutzung natürlich noch von dem Fortschrittsgrad der Schraube abhängt und um so kleiner wird, je kleiner dieser ist, weil dann bei gleichbleibendem Nachstrom der Sog wächst, wie Abb. 15 zeigt.

Wenn aber die Modellversuche für ein Schiff zeigen, daß für den in diesem Fall bestehenden Fortschrittsgrad der Schraube ihr Sog den Minimalwert beträchtlich übersteigt, so ist damit zu rechnen, daß es durch geeignete Maßnahmen gelingen wird, den Sog herabzudrücken. Hierin beruht bei dem heutigen Stande der Erkenntnis das wirksamste Mittel zur Verbesserung eines Schiffes, und da solche Verbesserung meist mit verhältnismäßig geringem Aufwand selbst bei fertigen Schiffen für den Reeder möglich ist, so sollte man eigentlich nicht versäumen, solche Verbesserung zu versuchen; liegen doch bereits mannigfache sehr ermutigende praktische Ergebnisse durch solche Sogverbesserung vor.

13. Vergleich von U- und V-Spantenformen.

Als Arbeitshypothese zur Beurteilung von Hinterschiffsformen bei Einschraubenschiffen mag hierbei die Einsicht dienen, daß die achsensymmetrische Form des Hinterschiffes vor der Schraube das Ideale ist. Bei ihr ist einerseits der Nachstrom am gleichmäßigsten über den Schraubenkreis verteilt und am besten im Bereich der Schraube konzentriert, so daß die vollkommenste Energieausnutzung durch die Schraube erreicht wird, andererseits ist bei ihr die Schraube von der Schiffswand auf allen konzentrischen Schnittlinien des Sogzylinders ziemlich gleichweit entfernt und daher bleibt ihr Sog ein Minimum.

Man gewinnt dadurch eine Handhabe zur Beurteilung verschieden gestalteter Hinterschiffsformen. Die heutigen Hinterschiffsformen lassen sich unterscheiden nach *V*- und *U*-förmigen Spantformen, dazwischen liegen Spantformen, die einen Übergang darstellen und als *M*-förmig bezeichnet werden. Abb. 17.

Die Aufgabe des Schiffbauers bei der Formung des Hinterschiffes besteht ja darin, die halbkreisförmige bis rechteckige Form des Hauptspantes überzuführen in den senkrechten Hintersteven. Bei den *U*-Spanten geschieht diese Überführung hauptsächlich auf den Wasserlinien, bei den *V*-Spanten auf den Senten. Bei den *U*-Spanten schmiegt sich die Form gleichmäßiger dem Steven an und die oberen Wasserlinien werden hinten schärfer, der Nachstrom wird gleichmäßiger und intensiver im Schraubenkreis konzentriert. Die konzentrischen Schnittlinien des Sogzylinders, der bei *V*-Spanten im oberen Teil sehr dicht an die Schraube heranrückt, bleiben oben und unten ziemlich gleichweit entfernt von der Schraube. Abb. 18/19. Das Kennzeichen von *U*-Spanten wird also ein vermehrter Nachstrom und ein verminderter Sog, d. h. eine bessere Energieausnutzung der Schraube sein. Es fragt sich nun, wie sich der Widerstand des *U*-Spantenschiffes zu dem des *V*-Spantenschiffes verhält. Fraglos ist es für die Wasserführung im Hinterschiff und mit-

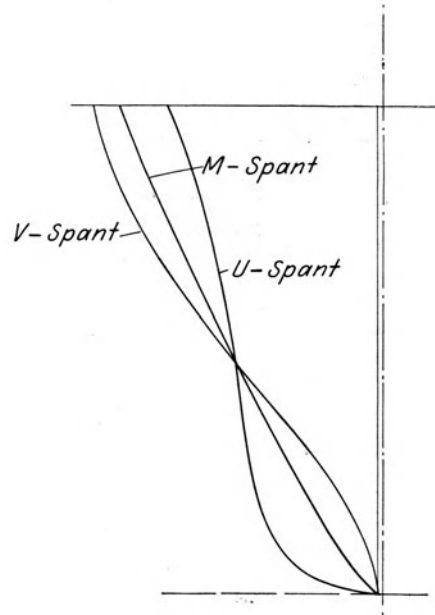


Abb. 17.

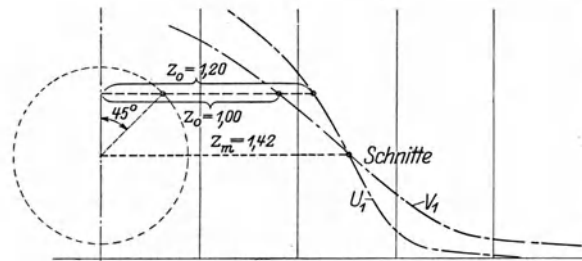


Abb. 18. Vergleich von *U*- und *V*-Spantformen.

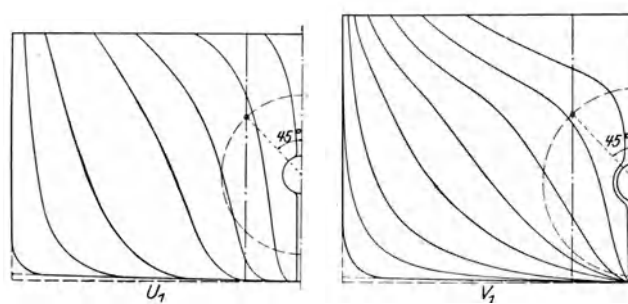


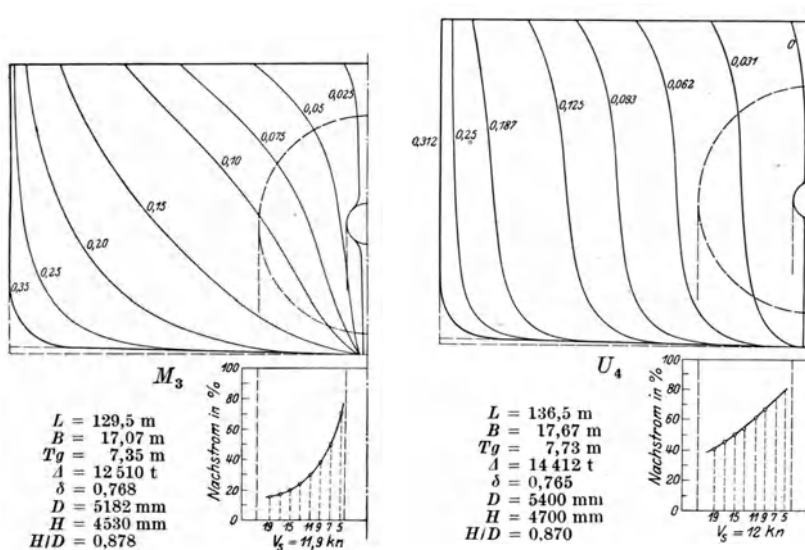
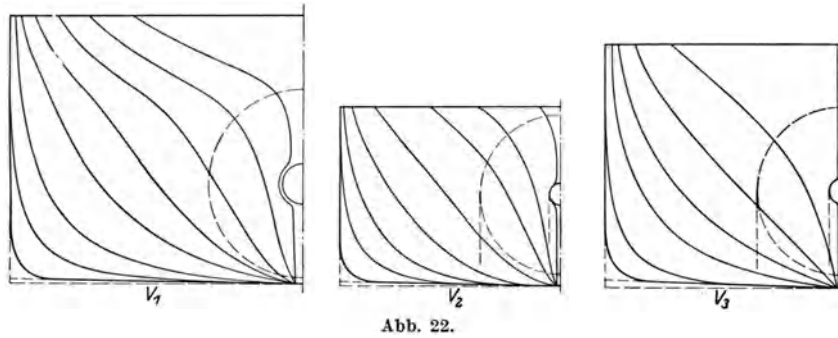
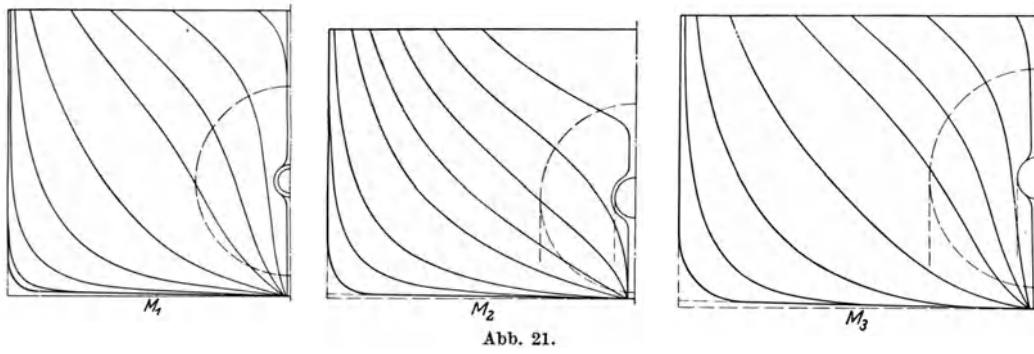
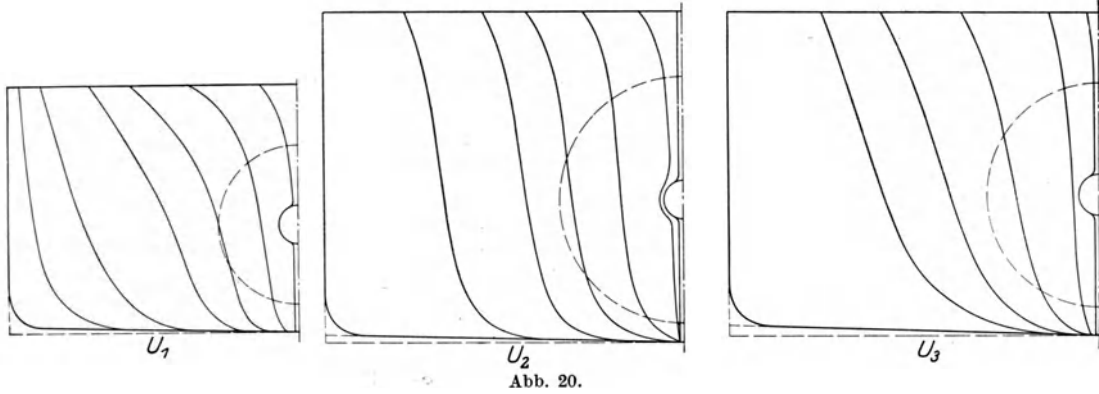
Abb. 19.

hin für den Formwiderstand am günstigsten, wenn das Wasser an glatten Senten hochströmen kann. Dieser Einfluß tritt aber wesentlich erst bei relativ schnellen Schiffen hervor, bei denen der Formwiderstand einen größeren Anteil am Gesamtwiderstand hat als bei völligen Einschraubenschiffen, bei denen er zusammen mit dem Wirbelwiderstand etwa nur 30% ausmacht. Modellversuche ohne Schrauben von Sadler über den vergleichswisen Einfluß von *V*- und *U*-Spanten im Hinterschiff haben keine irgendwie bemerkenswerten Unterschiede im Widerstand gezeigt, allerdings waren die *U*-Spanten dieser Modelle sehr gemäßigt. Bei stark ausgeprägten *U*-Spanten ist mit etwas erhöhtem Schiffswiderstand zu rechnen. Wenn aber die Krümmung der Spantfläche im Boden recht weich verläuft, dann wächst der Formwiderstand des *U*-Spantenschiffes gegenüber dem *V*-Spantenschiff nur ganz unbedeutend und jedenfalls in erheblich kleinerem Maße als der Energiegewinn aus der besseren Schraubenwirkung und im ganzen bleibt bei völligen Einschraubenschiffen die *U*-Spantenform im Hinterschiff allen anderen Formen in bezug auf die Antriebswirkung überlegen. Namentlich tritt diese Überlegenheit bei kleinen Tiefgängen zutage gegenüber dem *V*-Spantenschiff, bei dem die oberen völligeren Formen den Wasserzufluß zur Schraube gerade oben, wo es an Wasser mangelt, beeinträchtigen, wodurch dann der Sog stark anwächst.

Für Schiffe gleicher Größe, aber verschiedener Schiffs- und Schraubenformen ist das Kriterium für die Güte der Schiffsform der C_o -Wert, für die Güte der Schraubenausnutzung der η_s -Wert. $C_o \cdot \eta_s$ ist also ein Wert, der beides umfaßt. Er ist bei annähernd gleichgroßen Schrauben ziemlich unabhängig von dem Wirkungsgrad η_p der Schraube selbst.

Es ist nun eine Reihe Spantenrisse von verschiedenen Hinterschiffsformen zusammengestellt, und zwar je drei *U*-, *V*- und *M*-Formen aus dem statistischen Material der Versuchsanstalt, und für diese Formen sind die für die Beurteilung der vergleichswisen Wertigkeit notwendigen Zahlen in der Tabelle 4 angegeben. Da es die Lage der H.S.V.A., die sich ihre Existenz selbst schaffen muß, nicht erlaubt, umfangreiche Forschungen durchzuführen, so kann diese für die Reedereien wichtige Erkenntnis zwar nicht mit systematischen Modellversuchen belegt werden, die ad hoc gemacht sind, wohl aber mit Hilfe des statistischen Materials, das sich über diese Frage im Laufe der Jahre in unserer Versuchsanstalt angesammelt hat. Es geht deutlich daraus in Übereinstimmung mit den oben angestellten theoretischen Erwägungen die Überlegenheit der ausgeprägten, wenn auch im Boden weich gehaltenen *U*-Form hervor. Diese Form verspricht auch im Seegang geringere Fahrtverluste infolge ihrer geringeren Sogwirkung.

Daß indessen bei gewünschter Schnellläufigkeit der Schraube ihr größerer Nachstrom auch ein Nachteil ist, der den Schraubenwirkungsgrad ungünstig beeinflusst, darf nicht übersehen werden. Die Überlegenheit der *U*-Spantenform im Hinterschiff scheint trotzdem für normale Schrauben so groß, daß sich die Erwägung aufdrängt, ob es sich nicht lohnt, dieses wahllos zusammengekommene statistische Material durch systematische Versuche zu ergänzen mit dem ausgesprochenen Ziel, im Falle der Bestätigung der statistischen Ergebnisse



Maßstab aller Spantenrisse 1 : 180. Die obere Begrenzung ist die jeweilige Schwimmlinie.
 Abb. 23.

Tabelle 3. Sog- und Nachstromwerte sowie Gütegrade für verschiedene Hinterschiffsformen von Einschraubern von gleicher Völligkeit und gleicher relativer

$$\text{Geschwindigkeit von: } \frac{v}{\sqrt{g \Delta^{\frac{1}{3}}}} = 0,41.$$

	Nr.	1 Depl. Δ	2 H_z/D	3 T_w/D	4 F/\otimes	5 $t \%$	6 $w \%$	7 η_s	8 C_o	9 $C_o \cdot \eta_s$
(Abb. 20)	<i>U</i> -Spant	1	5940	0,83	1,76	0,141	20,1	38,9	1,306	602
		2	13480	0,80	1,52	0,206	22,5	42,1	1,338	704
		3	13700	0,806	1,614	0,153	21,3	42,6	1,370	735
(Abb. 21)	<i>M</i> -Spant	1	4943	0,78	1,79	0,182	27,8	30,2	1,035	496
		2	6600	0,892	1,99	0,175	29,4	32,1	1,069	522
		3	12510	1,305	1,90	0,183	22,4	32,2	1,143	670
(Abb. 22)	<i>V</i> -Spant	1	6000	0,81	1,769	0,181	27,5	33,9	1,097	564
		2	2290	0,83	1,095	0,262	30,3	35,0	1,074	610
		3	3476	0,99	1,735	0,200	34,4	30,6	0,946	540
(Abb. 19)	Vergleich von <i>U</i> u. <i>V</i>	U_1	5940	0,83	1,76	0,141	20,1	38,9	1,306	602
		V_1	6000	0,81	1,769	0,181	27,5	33,9	1,097	564
(Abb. 23)	Vergleich von <i>U</i> u. <i>M</i>	M_3	12510	1,305	1,90	0,183	22,4	32,2	1,143	670
		U_4	14412	0,56	1,56	0,1707	19,9	51,9	1,664	888

H_z = Höhe des Sogzylinders; D = Durchmesser der Schraube; T_w = Tauchung der Welle;
 F = Schraubenkreisfläche; \otimes = Hauptspantfläche; t = Sogziffer; w = Nachstromziffer;

$$C_o = \frac{V^3 \Delta^{\frac{1}{3}}}{N_o} = \text{Adm. Konstante}; \quad \eta_s = \text{Einflußgrad des Schiffskörpers}; \quad C_o \cdot \eta_s = \frac{V^3 \Delta^{\frac{1}{3}}}{N_w \cdot \eta_p}.$$

Vergleichsweise Mittelwerte: für *U*-Spanten $500 \cdot 1,34 = 670$ } 8%, für $\Delta = 10\,000$ t.
für *V-M*-Spanten $570 \cdot 1,08 = 615$ }

Die *U*-Spantform ist im Mittel 8% überlegen.

durch die systematischen Versuche für völlige Einschraubenschiffe die beste Spantform im Hinterschiff möglichst eindeutig festzulegen und das heute noch freie künstlerische Gefühl bei der Ausbildung der Schiffsform zum Vorteil des Reeders durch physikalisch begründete Erkenntnisse zu ersetzen. Wir können diese Aufgabe heute mit um so größerer Aussicht auf Erfolg in Angriff nehmen, weil wir durch die Kenntnis der Nachstromverhältnisse und durch die praktisch als erfolgreich erwiesene, theoretisch einwandfreie Berechnung der für das Schiff passendsten Schraube in der Lage sind, für die Schraube selbst das Optimum zugrunde zu legen, und weil wir der Übertragbarkeit der Modellversuchsergebnisse unter Berücksichtigung der im ersten Teil dargelegten Verhältnisse sicherer sein können als bisher.

Erörterung.

Herr Professor Dr.-Ing. Fritz Horn:

Meine Herren! In dem Vortrage von Herrn Dr. Kempf finden wir auf engem Raume eine Fülle der nicht nur für den Versuchsfachmann, sondern auch für die Allgemeinheit der Schiffbauingenieure wichtigsten Dinge zusammengedrängt. Sie sind zum Teil von einschneidender Bedeutung. Ich will mich darauf beschränken, zu denjenigen im Vortrage berührten Punkten Stellung zu nehmen, welche für die Übertragung der Modellversuchsergebnisse auf die naturgroße Ausführung von Bedeutung sind.

Da ist vor allen Dingen das Problem der Ermittlung des Reibungswiderstandes der Schiffe, ein Problem, das seit Jahrzehnten alle an dem schiffbaulichen Versuchswesen mittelbar und unmittelbar Interessierten angelegentlich beschäftigt. Denn, abgesehen von dem theoretischen Interesse, ist es auch praktisch von ganz außerordentlicher Wichtigkeit. Wenn beispielsweise der Reibungswiderstand auf der „Hamburg“ um 20% höher ermittelt wurde als nach der Reibungsformel von Froude und sogar über 50% höher als nach der von Gebers, so braucht die Bedeutung dieser Tatsache nicht noch erst besonders unterstrichen zu werden.

Herr Dr. Kempf hat jedenfalls unbedingt recht, wenn er sagt, daß auf dem bisherigen Wege der Ermittlung des Reibungswiderstandes auf Grund von Plattenversuchen mit notwendigerweise beschränkten Längen, nachdem diese Versuche einen sehr hohen Grad der Verfeinerung erfahren hätten, nicht mehr

weiterzukommen sei. Es ist ein sehr großes Verdienst von Herrn Dr. Kempf, daß er Mittel und Wege gefunden hat, um Reibungsversuche direkt am fahrenden Schiff zu machen. Nachträglich mag vielleicht, wie immer in derartigen Fällen, so etwas riesig einfach aussehen — es ist und bleibt ein ausgezeichnete Gedanke, die Sache von dieser Seite anzufassen und tatkräftig durchzuführen.

Das Ergebnis ist überraschend. Dabei ist meiner Ansicht nach gar nicht daran zu zweifeln, daß zum mindesten die Größenordnung der Meßergebnisse auf der „Hamburg“ richtig ist. Die verbliebenen Fehlerquellen können nach dem, was uns Herr Dr. Kempf darüber sagte, und nach den verschiedenen Kontrollmessungen, die er vorgenommen hat, gar nicht so groß sein, daß sie das Endergebnis sehr wesentlich beeinflussen könnten. Weiter werden diese Messungen auch durch das sehr gestützt, was Herr Dr. Kempf über die Versuche und Meßergebnisse mit „Cairo“ ausgeführt hat; ferner durch die unwahrscheinlich schlechten Propulsionsgrade bei sehr großen und langen Schiffen, wenn errechnet aus dem Verhältnis der nach dem bisherigen Übertragungsverfahren der Modellversuche auf das Schiff erhaltenen Schleppleistung zu der gemessenen von der Maschine abgegebenen Leistung; und schließlich auch durch die regelmäßige Erfahrung, die man bisher immer gemacht hat, wenn man auf einem größeren Schiff direkt Schubmessungen vorgenommen hat. Wir finden z. B. in einem Vortrage, den Baker im vorigen Herbst gehalten hat, einige sehr drastische derartige Fälle angegeben, bei denen, während sich die Abweichungen im Propulsionswirkungsgrad in mäßigen Grenzen gehalten hatten, der Schub so viel größer ausgefallen war, als nach der Auswertung auf Grund der Schleppversuche, daß der Versuch, diese Ergebnisse miteinander in Einklang zu bringen, fast hoffnungslos erschien. Es kann dies eben wohl kaum anders gedeutet werden, als daß der Reibungswiderstand und demgemäß auch der Schub tatsächlich wesentlich höher ist, als man ihn bisher nach dem Froudeschen Verfahren, bzw. nach der Formel von Gebers errechnet hat, wobei aber die Differenz im wesentlichen nur im Schub, nicht im Wirkungsgrad zum Ausdruck kommt, weil durch den günstigeren Wirkungsgrad des naturgroßen Propellers gegenüber dem Modellpropeller ein Ausgleich geschaffen wird.

Es handelt sich nun um nichts mehr und nichts weniger als um die Frage: Sind wir so weit, daß wir die durch einen mehr als ein halbes Jahrhundert alten Gebrauch fast geheiligte Berechnung des Reibungswiderstandes nach Froude aufgeben und durch eine andere Berechnung ersetzen müssen? Meine Herren! Ich glaube, daß wir uns mit diesem Gedanken in der Tat werden vertraut machen müssen. Wir brauchen diese Neuerung ja nicht überstürzt einzuführen, vielmehr empfiehlt es sich wohl, erst noch einige weitere Ergebnisse ähnlicher Messungen, möglichst auf anderen Schiffen, abzuwarten. Herr Dr. Kempf ist ja auch selbst dafür eingetreten, die Versuche auf andere Schiffe auszudehnen. Ich möchte außerdem annehmen, daß insbesondere in England, der Heimat W. Froudes, sehr bald der Wunsch rege werden wird, durch eigene ähnliche Messungen die Kempfschen Versuche nachzuprüfen, so daß wir wahrscheinlich in absehbarer Zeit weitere Meßergebnisse zur Verfügung haben werden. Wir brauchen schon aus dem Grunde noch weitere Unterlagen, weil wir ja nun zu einer neuen Formel, bzw. zu einem neuen Verfahren zur Berechnung des Reibungswiderstandes gelangen müssen und diese Formel nicht, wie dies früher bei dem Versuch mit Greyhound geschehen ist, auf die Verhältnisse eines einzigen Schiffes zuschneiden sollten. Herr Dr. Kempf hat ja die von ihm angegebene Formel auch zunächst nur als vorläufige bezeichnet.

Schließlich ist noch ein weiterer gewichtiger Grund vorhanden, den endgültigen Schritt erst nach sorgsamer Vorbereitung zu tun: ich meine die theoretische Seite der Frage. Wir müssen doch versuchen, das überraschende Ergebnis der „Hamburg“-Messungen mit all den zahlreichen und äußerst sorgfältigen bisherigen Versuchen über Plattenreibung einigermassen in Einklang zu bringen.

Der Haupteffekt, der die Abweichung verursacht hat, scheint nun wohl der Einfluß der Rauigkeit zu sein. Herr Professor Betz, mit welchem ich ganz kürzlich auf Grund des mir im Druck zugegangenen Kempfschen Vortrages über diese Frage gesprochen habe, machte mich darauf aufmerksam, daß nach neueren Forschungsergebnissen analoge Erscheinungen, bei denen es sich auch gezeigt hatte, daß der anfänglich steile Abfall der Kurve des Widerstandsbeiwertes ebenso wie bei Abb. 4 des Kempfschen Vortrages bei großen Reynoldsschen Zahlen in eine Gerade übergeht, beim Durchströmen von Flüssigkeit durch rauhe Rohre nachgewiesen worden seien. Man erklärt sich dies bisher so, daß es zwei verschiedene Arten von Rauigkeit gebe: bei der einen ist die Widerstandsziffer unabhängig von der Reynoldsschen Zahl, aber abhängig von der sog. relativen Rauigkeit, und zwar bei Rohren mit Kreisquerschnitt von dem Verhältnis eines sog. Rauigkeitsmaßes k zu dem Durchmesser d . Bei der anderen Art der Rauigkeit (zweiter Art) ist der Widerstandsbeiwert von der Reynoldsschen Zahl abhängig, unabhängig vom Rohrdurchmesser und gegeben durch das Produkt aus dem Widerstandsbeiwert für glatte Rohre und einer diese Art der Rauigkeit kennzeichnenden Zahl, der sog. Welligkeitszahl. Es scheint nun jeweils diejenige Art der Rauigkeit maßgebend zu sein, welche den größten Widerstand gibt. Es fällt also mit wachsender Reynoldsscher Zahl die Widerstandsziffer zunächst auf Grund der Rauigkeit der zweiten Art ab, bis ein Zustand erreicht wird, wo die Rauigkeit der ersten Art überwiegt. Weiter kann die Widerstandsziffer dann nicht mehr fallen, sie bleibt von nun an konstant. Alle diese Dinge finden sich übrigens bereits in dem neuesten Bande der „Hütte“, Bd. I, in dem von Betz bearbeiteten Abschnitt über die Mechanik flüssiger und luftförmiger Körper; daselbst findet sich auch eine charakteristische Abbildung (Abb. 25, S. 351), in welcher der Übergang von dem Zustand der Rauigkeit der ersten zu dem der zweiten Art schematisch angedeutet ist.

Die Analogie dieser Verhältnisse mit den durch die Abweichung der Geberskurve von der „Hamburg“-Kurve gekennzeichneten Verhältnissen liegt auf der Hand. Gebers liegt mit seinen Meßpunkten, die sich auf sehr glatte Flächen beziehen, offenbar noch vollständig auf dem Ast, der der Rauigkeit der zweiten Art entspricht; das Rauigkeitsmaß der Rauigkeit erster Art wird bei ihm sehr klein sein. Bei normalen gestrichenen Eisenplatten wird es höher liegen. Es müßte nun eigentlich, nachdem durch die „Hamburg“-Versuche in großen Zügen ein Bild der Verhältnisse geschaffen worden ist, nunmehr möglich sein, diese genauer und systematischer zu erfassen, beispielsweise Messungen bei verschiedenen, u. a. auch ganz niedrigen Schiffsgeschwindigkeiten und auch vielleicht an mehr nach dem Vorsteven zu gelegenen Stellen vorzunehmen, so daß man niedrige Reynoldssche Zahlen bekommt und möglicherweise feststellen kann, ob und in welcher Weise auch hier mit den beiden verschiedenen Rauigkeiten zu rechnen ist. Solche Versuche

würden es dann ermöglichen, das neue Gesetz für den Reibungswiderstand des Schiffes in eine möglichst zuverlässige Form zu gießen.

Des weiteren scheint mir noch nicht ganz sicher, ob nicht der Einfluß der Potentialströmung doch größer ist als in dem Vortrag angegeben. Herr Dr. Kempf deutete an, daß diese Frage noch der Nachprüfung unterliege. Ich bin auf Grund von rohen Überschlagsrechnungen — zu genaueren Rechnungen hatte ich keine Zeit — zu etwas höheren Zahlen gekommen. Wie ich höre, sind die sehr geringen Werte der Übergeschwindigkeit bei der „Hamburg“ auf Grund der Potentialströmung — 0,8% ohne die Wellenströmung — aus den Verhältnissen eines Rotationskörpers errechnet worden. Aber erstens sind bei Luftschiffen, die ja auch Rotationskörper sind, mittschiffs Übergeschwindigkeiten von $3\frac{1}{2}$ bis 4% errechnet und gemessen worden. Zweitens ist es wohl möglich, daß die verhältnismäßig eckige Mitschiffspannform der „Hamburg“ etwas die Tendenz zur Ausbildung einer mehr zweidimensionalen Strömung an der Seitenwand befördert. Zu einer Zahl von $3\frac{1}{2}$ bis 4% im Bereich des Mittelschiffs kommt man übrigens auch, wenn man die Übergeschwindigkeit direkt aus der Absenkung des Schiffes errechnet, die man bei Modellversuchen feststellen kann und auch vielfach festgestellt hat. Von dieser Absenkung ist ein kleiner Teil auf Rechnung davon zu setzen, daß das Schiff in der von ihm selbst erzeugten Welle relativ zum ruhenden Wasserspiegel tiefer sinkt. Der größte Teil der Absenkung rührt aber daher, daß infolge der Übergeschwindigkeit am Boden der hydrodynamische Druck geringer ist als der hydrostatische. Wenn man eine solche Überschlagsrechnung durchführt, so kommt man dazu, daß bei einem Schiff, ähnlich der „Hamburg“, die mittlere Übergeschwindigkeit am Boden etwa $2\frac{1}{4}$ % ist. Ich habe diese Auswertung an einem Modell gemacht, das bei uns geschleppt und bei dem die Absenkung festgestellt worden ist. Nun verteilt sich die Übergeschwindigkeit ungleichmäßig. Vorn und hinten ist ein Stau; in der Mitte wird sie größer sein und vielleicht 3 bis 4% betragen. Das würde ungefähr übereinstimmen mit der Übergeschwindigkeit, wie wir sie am Luftschiff haben. An den Seiten des Schiffes wird sie sicher nicht geringer sein als am Boden des Schiffes. Hinzu kommt weiter noch die Geschwindigkeit der Wellenströmung, so daß wir auf Grund dieser, wie ich zugebe, rohen Zahlen, auf etwa 5 bis 6% Übergeschwindigkeit kommen könnten. Das würde bedeuten, daß beispielsweise die Ordinaten der Gebers-Kurve sich etwa um 10% höher stellen würden, da diese auf die reine Schiffsgeschwindigkeit bezogen sind. Das erklärt natürlich bei weitem nicht den sehr großen Unterschied zwischen der Gebers- und der Hamburg-Kurve. Aber es ist vielleicht nützlich, darauf hinzuweisen, weil es auf die Form des neuzugestaltenden Gesetzes für den Reibungswiderstand Einfluß haben könnte.

Nun noch einige Worte zu einem zweiten Punkt der Ausführungen von Herrn Dr. Kempf: ich meine den Maßstabseinfluß bei Schiffsschrauben. Ich kann diese Ausführungen nur durchaus bestätigen und habe, wie Sie aus meinem morgigen Vortrag entnehmen werden, ebenfalls Versuche in ähnlichem Sinne gemacht; wenn auch nicht mit Schrauben verschiedenen Maßstabes, aber doch bei verschiedener Freifahrdrehzahl, so daß ebenfalls ein größerer Kennwertbereich dadurch erfaßt wurde. Es liegt hiernach ganz offen zutage, daß das allgemeine Newtonsche Ähnlichkeitsgesetz, nach welchem bei gleichem Fortschrittsgrad bzw. Slip gleiche Schub- und Momentenkennziffern und gleicher Wirkungsgrad vorhanden sind, in praktisch ausreichendem Maße, soweit es sich um die Übertragung der Versuchsergebnisse mit Modellschrauben kleinen Maßstabes auf naturgroße Schrauben handelt, nicht anwendbar ist, sondern daß mit Rücksicht auf den Zähigkeitseinfluß eine Korrektur eintreten muß. Auch dies bedeutet eine recht erhebliche Umwälzung der bisher landläufigen Anschauungen und führt zu praktisch einschneidenden Konsequenzen. Beispielsweise zu der, daß die systematischen Propellerversuche, etwa die von Schaffran, nicht mehr unmittelbar als Grundlage genommen werden sollten, sondern einer Korrektur bedürfen. Die Schaffranschen systematischen Propeller haben 120 mm Durchmesser und sind mit einer Drehzahl von 15 pro Sekunde geprüft worden. Greifen wir etwa einen dreiflügeligen Propeller mit dem Flächenverhältnis $Fa/F = 0,42$ heraus, so besitzt dieser einen Kennwert $n D^2 = 0,216$, er liegt also nach der Abb. 6 des Kempfschen Vortrages bereits in einem recht ungünstigen Gebiet. Die von Kempf als Reynoldsche Zahl genannte Größe $\frac{Fa/F}{z} \frac{n D^2}{v}$

besitzt bei diesem Propeller die Größe 26 500, während Kempf angibt, daß man erst von 60 000 ab mit einer praktischen Unveränderlichkeit der Beiwerte rechnen kann. Auch letzteres scheint mir noch etwas zu optimistisch; denn der entsprechende Punkt liegt eben über dem Kennwert $n D^2 = 0,5$ und darüber hinaus steigt, wie aus Abb. 6 zu entnehmen ist, der Wirkungsgrad noch um etwas mehr als 5 Absolutprozent an. — Wahrscheinlich erscheinen nun daraufhin in den systematischen Serien die Propeller mit kleinen Flächenverhältnissen stark benachteiligt. Ebenso verschieben sich die Kriterien bezüglich des günstigsten Durchmessers und der günstigsten Drehzahl, weil diese Größen ja nur durch den Reibungseinfluß begrenzt sind und der letztere bei den kleinen Kennwerten der Modellversuche vermutlich meist übertrieben erscheint. Bei den Versuchen Schiffsmodell mit Schrauben ist in den Fällen, in denen der Kennwert ungünstig niedrig liegt, unbedingt das von Herrn Dr. Kempf angegebene Verfahren zu empfehlen, wie ich es auch schon öfters in der Berliner Versuchsanstalt angewendet habe, durch einen Zwischenversuch mit freifahrender Schraube mit möglichst hoher Drehzahl neben dem Versuch mit der „ähnlichen“ Drehzahl die Wirkungsgraddifferenz festzustellen, die dann auch einen guten Anhalt gibt für die Änderung des Propulsionswirkungsgrades beim Übergang von Modell zur naturgroßen Ausführung. Es ist als ein außerordentlicher Fortschritt zu betrachten, daß auf diese Weise, Hand in Hand mit einer richtigeren Erfassung des Reibungswiderstandes, das Modellversuchsverfahren ganz erheblich an Zuverlässigkeit gewinnt.

Herrn Dr. Kempf gebührt besonderer Dank, daß er durch seine erfolgreichen Arbeiten so viel zur Förderung unserer Erkenntnisse auf diesem Gebiete beigetragen hat.

Herr Helmbold, Hamburg:

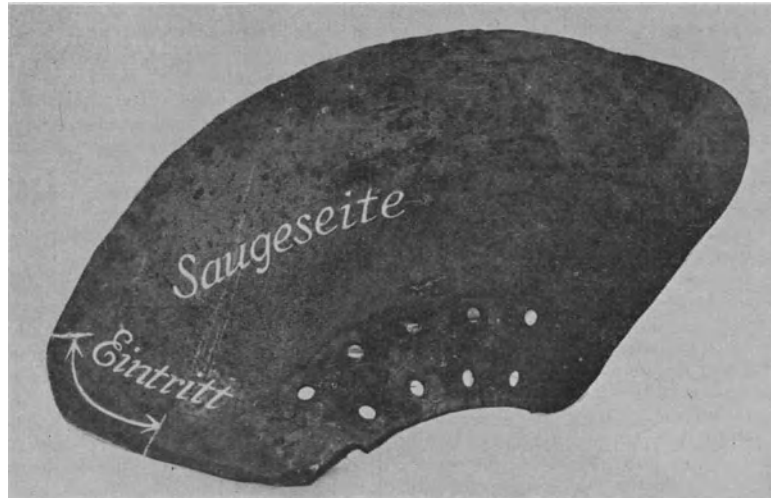
Meine Herren! Ich möchte mir erlauben, an den Vortrag von Herrn Dr. Kempf eine Erörterung über Sinn und Zweck anzuschließen, den Modellversuche nach dem heutigen Stande der Wissenschaft haben und haben können. Die Modelltheorie, die Ihnen durch den Vortrag des Herrn Professor Weber, den er vor einigen Jahren an dieser Stelle hielt, sehr gut bekannt ist, stellt die Unmöglichkeit fest, dynamisch

ähnlich arbeitende Modelle zu verwirklichen in all den Fällen, in denen an den Strömungsvorgängen außer der Trägheit mehr als eine Kräfteart beteiligt ist. Dieser Fall liegt bei unseren Schiffmodellversuchen, die immer in derselben Flüssigkeit, nämlich im Wasser, vorgenommen werden, vor; dabei wirken zusammen: Trägheit, Schwere und Zähigkeit. Man könnte die erwähnte Unmöglichkeit zu umgehen versuchen, indem man in irgendein anderes Medium geht oder indem man einem Medium andere Eigenschaften aufträgt. So hat man in der Luftfahrtversuchstechnik versucht, die Luft zu komprimieren oder zu verdünnen, um so gewissermaßen ein anderes Medium zu bekommen, und auf diesem Wege wieder eine absolute dynamische Modellähnlichkeit zu erzwingen. Zu etwas derartigem sind wir jedenfalls, mit Rücksicht auf die Erfordernis einer freien Oberfläche, nicht in der Lage. Wir können auch kaum, wie es Franzosen vorgeschlagen haben, Quecksilber verwenden, weil es erstens zu teuer und außerdem giftig ist. (Heiterkeit.) Die Modelltheorie stellt also die absolute Unmöglichkeit fest, ein dynamisch vollkommen ähnlich wirkendes System im Modellversuch zu verwirklichen. Wenn wir trotzdem den Modellversuch weiterhin anwenden, so können wir es nur auf Grund gewisser genialer Kunstgriffe, die wir Froude verdanken. Wir unterteilen nämlich den Gesamtwiderstand in diejenigen Anteile, die verschiedenen Kräftearten gehorchen; einmal in den Wellenwiderstand, der von der Schwere bestimmt wird, dann in den Reibungs- und Wirbelwiderstand, der im wesentlichen von der Zähigkeit bestimmt wird. Wenn wir das tun, wollen wir uns klar darüber sein, daß zwischen diesen beiden Gruppen von Teilwiderständen immer noch gewisse Wechselwirkungen bestehen. Wenn wir aber zu einem derartigen Kunstgriff greifen, haben wir keine exakte Gewähr, daß er in jedem Falle, wo wir ihn anwenden, zulässig ist. Vergewärtigen wir uns diese Sachlage, daß strenggenommen unser Verfahren nicht exakt ist, dann können wir aussagen, daß die Arbeit einer Modellversuchsanstalt unmittelbar eigentlich nur darin besteht, an einem Modell die Widerstände und, wenn Propeller dabei sind, Schubleistungen, Drehzahl usw. zu messen, und daß die Versuchsanstalt vorläufig streng genommen nur in der Lage ist, für diese am Modell gemessenen Werte Garantie zu übernehmen. Die Modellversuchsanstalt ist nicht imstande, irgendwelche Garantien zu übernehmen, daß diese Meßwerte ohne sorgfältige kritische Untersuchung des Einzelfalles zahlenmäßig übertragbar sind und daß von den landläufigen Verfahren, die ja bisher noch jeder frei wählen kann — der eine rechnet nach Froude, der andere nach Gebers um —, auch quantitativ zutreffende Ergebnisse geliefert werden. Das Modellversuchsergebnis ist nur ein Halbfertigerzeugnis, das stets noch der Fertigbehandlung bedarf. Wir sind aber noch nicht so weit, irgendeine Umrechnungsmethode als einzig richtige allgemeinverbindlich machen zu können. Wir sind zwar durch die Arbeiten von Herrn Dr. Kempf einen sehr großen Schritt weitergekommen und sind sicherlich heute schon auf dem richtigen Wege, aber es gibt immer Zweifler. Wenn Herr Dr. Kempf als Leiter einer Modellversuchsanstalt derartige Arbeiten gemacht hat, so möchte ich Sie bitten, sich zu vergewärtigen, daß er als solcher scheinbar sein Gebiet überschritten hat; das hat er aber doch sicherlich nicht ohne zwingende Notwendigkeit getan. Und in der Tat liegen heute die Hauptaufgaben der Forschung außerhalb des Modellbereichs und verlangen dringend Messungen am fahrenden Schiff. Der ganze Wert unserer Arbeit in den Modellversuchsanstalten hängt folglich davon ab, daß wir von den Werften und Reedereien die Möglichkeit bekommen, unsere Modellversuche in zuverlässiger Weise an großen Schiffen zu kontrollieren. Die Freiheit, diese Kontrolle vorzunehmen, liegt nicht im Machtbereich einer Versuchsanstalt; es spielen hier Faktoren hinein, die die Versuchsingenieure nicht mehr beeinflussen können. Die Verantwortlichkeit einer Versuchsanstalt reicht also vorläufig nur bis zu der Tabellenspalte, über der steht: „Modellwiderstand in kg“ und „Modellgeschwindigkeit in m/sk“. Wenn wir nach Froude umrechnen, tun wir es ohne jede Gewähr für die Richtigkeit des Ergebnisses. Die Faktoren, die den Wert unserer Arbeit ausschlaggebend beeinflussen, sind 1. die Bereitwilligkeit der Praxis, derartige Forschungsarbeiten, wie sie Ihnen Herr Dr. Kempf heute vorgetragen hat, zu verfolgen und auch wirklich zu benutzen; 2. die Bereitwilligkeit der Werften und Reedereien, die von mehreren Seiten bereits in sehr dankenswerter und vorbildlicher Weise betätigt worden ist, die Versuchsanstalten zu unterstützen, indem man ihnen die Möglichkeit gibt, Einblicke in die tatsächlichen, unretuschierten Probefahrts- und Betriebsleistungen derjenigen Schiffe zu gewinnen, die in der Modellversuchsanstalt im Schleppversuch untersucht worden sind. (Beifall.)

Herr Oberingenieur Wirsing (Dresden):

Meine Herren! Herr Dr. Kempf hat uns ein sehr reiches Material zur Verfügung gestellt. Es ist mir bei Anhören ungefähr so gegangen, wie den Herren heute morgen — ich möchte den trivialen Ausdruck nicht wiederholen. — Ich habe im Jahre 1912 Versuche mit Bugsierdampfern ausgeführt, und zwar progressive Fahrten, die sich auf Leerfahrt des Schiffes, Schleppfahrt, vertäutes Schiff und geschlepptes Schiff ohne Schraube erstreckten. Infolge des Krieges und der Verhältnisse der späteren Zeit, ist es mir leider erst jetzt möglich geworden, die Versuchsergebnisse, die sich auf Zug, Maschinenleistung, Umdrehungsgeschwindigkeiten und Wassertiefe bezogen, auszuwerten. Unter Zugrundelegung der Schaffranschen Schraubenversuche, die allerdings nach oben zu extrapoliert werden mußten, da das Flächenverhältnis der projizierten Fläche zur Gesamtfläche 0,8 und darüber ist, war es mir möglich, bei einem Einschraubenschiff mit Thornycroftheck bzw. einem normalen Heck, einen Nachstrom von durchschnittlich 46 bis 46 $\frac{1}{3}$ % zu errechnen. Dieser Nachstrom war merkwürdigerweise bei allen Fahrtpunkten — es hat sich jedesmal um 4 bis 5 Punkte einer progressiven Fahrt gehandelt — fast gleich; er war auch gleich bei schleppendem und leerfahrendem Schiff. Diese Berechnungsform, die verhältnismäßig einfach ist, wurde unter Zugrundelegung der beschränkten Wassertiefe korrigiert. Dann sind die Berechnungen auf große Doppelschrauber von 65 m Länge, 8 m Breite und einem normalen Tiefgang von 1,2 m die Schrauben von 1,55 m und 1,6 m Durchmesser haben, ausgedehnt worden. Darauf habe ich festgestellt, daß der Nachstrom bei diesen Doppelschraubern 27 und 28% ist; er schwankt jedenfalls außerordentlich wenig.

Durch diese Berechnungsform unter Korrektur der beschränkten Wassertiefe nach dem Verfahren von Dr. Kempf ist es möglich gewesen, auch die Maschinenwirkungsgrade zu errechnen. Sie liegen allerdings so hoch, daß ich sie vorläufig, so lange ich nicht die Gesamtrechnung noch einmal durchprüfen kann, in



$$D = 1550 \bar{m}, \quad H_{D=1650 \bar{m}} = 1600 \bar{m}, \quad \frac{F_p}{D^2 \frac{\pi}{4}} = 0,92,$$

$$H_{y=260 \bar{m}} = 1950 \bar{m}.$$

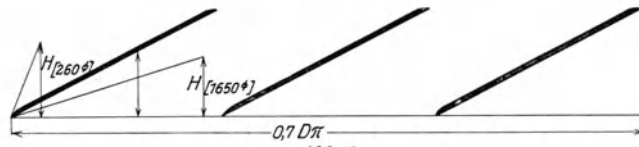
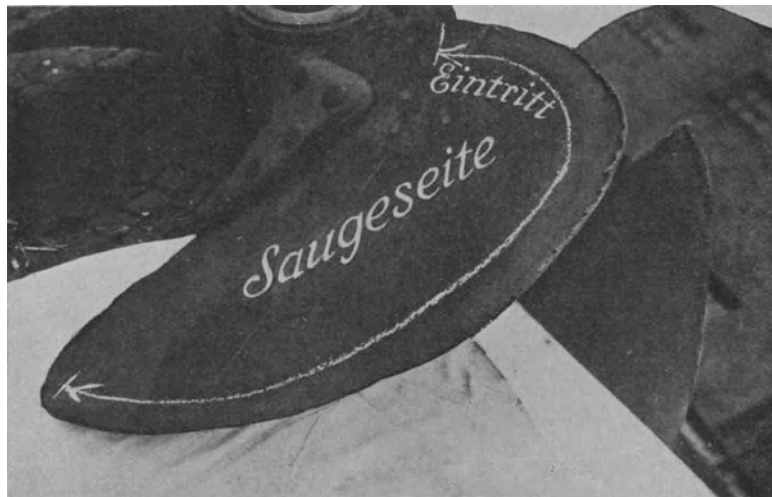


Abb. 1.



$$D = 1600 \bar{m}, \quad H_a = 1950 \bar{m}, \quad \frac{F_p}{D^2 \frac{\pi}{4}} = 0,92.$$

$$H_e = 1000 \bar{m}.$$

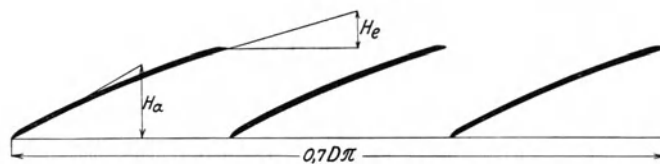


Abb. 2.

den einzelnen Zahlen nicht freigeben möchte. Jedenfalls hat sich gezeigt, daß sie bei den verschiedenen Maschinentypen, die in zwei Fällen gleich waren, sehr gut übereinstimmten.

In der Binnenschifffahrt können wir leider auf die Hinterschiffsform nicht so viel Rücksicht nehmen, wie es wünschenswert wäre. Ich habe festgestellt, daß wir durchschnittlich mit einem Tiefgang 1,35 m fahren und dabei oft nur $\frac{1}{2}$ m und darunter Wasser unter dem Schiff besitzen. Die Schrauben sind normale Buckauer Schrauben mit peripheral konstanter Steigung. Das eine dieser in Betrieb gesetzten Schiffe hatte Schraubenbruch, wobei sich zeigte, daß der angeschnittene Blechflügel von der radial gerechneten Eintrittskante bis zu dem Punkt auf dem Umfang, wo die Austrittsseite durch eine Abrundung beginnt, eine nach der Saugeseite zu umgehämmerte Kante hatte. Es sah ungefähr so aus, als wenn man mit einem Niethammer die Kante von der Druckseite nach der Saugeseite zu tengelt. Ich behalte mir vor, im Jahrbuch selbst die Photographien noch bekanntzugeben; ich habe sie leider nicht mitgebracht. — Darauf habe ich, ausgehend von dem Gesichtspunkt, daß jedenfalls die Eintrittssteigung zu groß sei, diese soweit geändert, wie es möglich war, um zwischen den Flügeln genügend Raum zum Durchtritt des Wassers zu erhalten. Das Schiff ist nach drei Reisen wieder an Land genommen worden, wobei sich sofort die Verbesserung in der Schraubenarbeit zeigte. Die umgetengelte Kante war bloß noch in der Ecke zu sehen, wo die Eintrittskante in den Kreisumfang übergeht.

Einen weiteren Beweis für diese Anschauung erblicke ich darin, daß bei geringer Wassertiefe die Flußsohle sogar vom Mittschiff an aufgewühlt wird. Bei voll arbeitenden Schrauben ist unter dem Maschinenraum, der sich ungefähr in der Mitte des Schiffes befindet, ca. 30 m vor der Schraube ein scharfes, knatterndes Geräusch zu hören, daß sich in dem Hinterschiff fortpflanzt. Die mitgerissenen Steinchen werden in dem aus der Schraube austretenden Wasser sichtbar. Die Nachrechnung hat dann gezeigt, daß tatsächlich die Geschwindigkeit des Schiffes und die Leistung der Schraube durch die Veränderung der Eintrittssteigung um den gleichen Betrag gehoben worden ist, um den der Schiffswiderstand verringert wurde (Lebhafter Beifall).

Auf mein Ersuchen ist von der Direktion der Vereinigten Elbeschiffahrts-Gesellschaften Aktiengesellschaft, Dresden, sofort entgegenkommend die Freigabe der zugesagten Photogramme erfolgt. Die von mir erwähnten umgetengelten Stellen des Flügelblattes sind in den beiden Photogrammen (Abb. 1 u. 2) durch Kreide besser sichtbar gemacht. Bei dem oberen Photogramm ist außerdem durch das angefügte Spiegelbild die Lage des getengelten Materials besser zu sehen. Bei dem zweiten Photogramm ist der getengelte Rand durch eingestreute Kreide schärfer sichtbar gemacht worden. Die Saugeseite und die Eintrittskante ist auf den Flügeln jeweils durch Kreideaufschrift besonders bezeichnet.

Herr Ministerialrat Schlichting (Berlin):

Meine Herren! Bei der Durchsicht und Verwertung der Probefahrtergebnisse unserer Kriegsschiffe, die mir früher obgelegen hat, haben wir die Beobachtung gemacht, daß bei Verlängerung der Schiffe — bei der Entwicklung unserer Kriegsmarine haben wir es im allgemeinen mit einer Displacementssteigerung zu tun gehabt — der folgende Typ nicht immer ganz das hielt, was nach Schleppversuchen zu erwarten war. Nach den Untersuchungen von Herrn Dr. Kempf können wir annehmen, daß dies sehr wesentlich darauf zurückzuführen ist, daß der spezifische Reibungswiderstand mit der Vergrößerung der Länge nicht so sehr absinkt, wie es nach Froude der Fall sein sollte. Die Differenz zwischen dem Reibungswiderstand nach der Rechnung von Froude und nach den Ergebnissen der „Hamburg“-Versuche ist, möchte man sagen, katastrophal. Sie hat jedoch nicht in dem Maße für die Entwicklung unserer Neubauten Bedeutung gehabt, wie es den Anschein haben könnte, da immer ein verhältnismäßig kleiner Schritt gemacht wurde. Man hat also zwar fortlaufend einen ziemlich großen konstanten Fehler im Rechnungsergebnis gehabt. Die Zunahme in der Differenz des Fehlers war aber verhältnismäßig gering, so daß wir hinsichtlich der Bestimmung des Oberflächenreibungswiderstandes mit der Froudeschen Rechnung einigermaßen ausgekommen sind. Immerhin haben die Dissonanzen, die im Versuch vorlagen, in mir schon die Idee aufkommen lassen, solche Platten, wie sie Herr Dr. Kempf tatsächlich erprobt hat, für einen Versuch auszubilden. Ich habe damals nicht die Lösung gefunden, die Herr Dr. Kempf uns heute vorgeführt hat und betrachte es um so mehr als ein Verdienst von Dr. Kempf, in so tatkräftiger und ingeniöser Weise dieser Idee zum Siege verholfen zu haben. Diese Idee wird m. E. so fruchtbringend wirken, daß sie sich sehr bald, wie auch Herr Professor Horn gesagt hat, weiter entwickeln und zu einem festen Gebäude für unsere Versuchsrechnung ausgestaltet wird.

Im übrigen hat Herr Dr. Kempf eine ganze Reihe von Versuchen vorgeführt, die sich auf Sogwirkung, auf den Widerstand der Anhänge usw. beziehen. Diese Modellversuchsergebnisse möchte ich jedoch empfehlen, mit ähnlicher Vorsicht zu bewerten, wie der Modellreibungswiderstand bewertet werden muß, weil es sich bei allen solchen Strömungsvorgängen, die nicht durch die Wellenbildung beherrscht werden, grundsätzlich um Wirbelscheinungen, d. h. um Auswirkungen der Zähigkeit handelt, die genau den gleichen Modellgesetzen unterliegen wie der Oberflächenreibungswiderstand. Ich glaube daher, daß es notwendig ist, die großen Prozentsätze, die Herr Dr. Kempf bei den Vergleichen der verschiedenen Formen herausgefunden hat, mit Vorsicht zu verwerten. Um festzustellen, ob diese Unterschiede berechtigt sind oder nicht, können uns die Untersuchungen, die Herr Dr. Kempf mit Hilfe der Plattenversuche durchgeführt hat, einen Anhalt geben. Wenn wir z. B. wissen wollen, wie groß die Sogvermehrung am Schiff tatsächlich ist im Vergleich zu der des Modells, so werden wir, aus der Summe des wellenbildenden Widerstandes und des Reibungswiderstandes, mit Hilfe der neuen Koeffizienten den wirklichen Widerstand des Schiffes feststellen und ihn mit dem Schub in Vergleich setzen können, der mit der Schubwage auf dem Schiff gemessen ist. Das Verhältnis beider Widerstandswerte würde dann ein wesentliches Material bilden, um unsere Modellwiderstände zu kontrollieren. In diesem Sinne begrüße ich die Arbeit von Herrn Dr. Kempf, der immer bestrebt gewesen ist, die große Lücke, die zwischen dem Modellversuch und der tatsächlichen Ausführung klafft, auszufüllen, als einen ganz wesentlichen Fortschritt. (Lebhafter Beifall.)

Herr Dr.-Ing. Kempf (Schlußwort):

Meine Herren! Ich danke den Herren Erörterungsrednern für ihre freundlichen Worte und für die Beachtung, die sie den Messungen geschenkt haben. Von seiten Herrn Professor Horns begrüße ich diese freundlichen Worte besonders als glückliches Omen für weitere freundschaftliche, persönliche und sachliche Zusammenarbeit der Versuchsanstalten. Den Ausführungen von Herrn Helmbold entnehme ich den Wunsch, daß auch die Werften und Reedereien sich dieser Zusammenarbeit als ein weiteres Glied anfügen mögen. Aus meinem Vortrag selbst geht ja hervor, in welcher weitgehenden Weise die Werften und Reedereien bereits an den Arbeiten teilgenommen haben, und ich möchte auch diese Gelegenheit benutzen, um den Herren, die sich der Sache ganz besonders angenommen und die dazu beigetragen haben, daß die Versuche durchgeführt werden konnten, nochmals meinen herzlichsten Dank auszusprechen.

Der Beitrag von Herrn Wirsing ist sehr dankenswert, und aus den Photographien wird man noch manche Anregung entnehmen können. Besonders interessant ist die Beobachtung eines knatternden Geräusches unter dem Schiffsboden.

Den Ausführungen von Herrn Ministerialrat Schlichting möchte ich voll beistimmen. Die Sogwirkung ist wahrscheinlich beim Modell anders als beim Schiff zu bewerten, wenn auch der Unterschied nicht allzu groß werden wird, weil sie hauptsächlich auf Druckeinfluß und nicht auf Zähigkeitseinfluß zurückzuführen ist. (Lebhafter Beifall.)

Vorsitzender Herr Geheimrat Prof. Dr.-Ing. Busley:

Seit die Forschung ergeben hat, daß der Hauptwiderstand der Schiffe bei der Fortbewegung durch die Reibung zwischen ihrer Oberfläche und dem Wasser erzeugt wird, ist man bemüht, diese Widerstandsarbeit möglichst genau zu ermitteln, um sie zur Feststellung der Maschinenstärke bei Neubauten berücksichtigen zu können. Auch den Propellerwiderstand haben die Schiffbau-Versuchsanstalten mehr und mehr analysiert und sich dadurch große Verdienste um die Praxis erworben, für die wir ihnen vielen Dank schuldig sind. Ganz besonders aber danken wir Herrn Dr. Kempf für seine Ausführungen, die uns durch ihre Klarheit den hohen Wert der Schiffbau-Versuchsanstalten eindringlich vor Augen geführt haben.

X. Feuerlöschvorkehrungen an Bord von Seeschiffen unter Benutzung chemischer und gasförmiger Feuerlöschmittel.

Von Ober-Ing. Joh. Winter, Hamburg.

Seitdem die Schifffahrt immer mehr von der Kohlenfeuerung zur Verbrennung von Rohölen oder ihren Destillaten übergegangen ist und diese entweder als Antriebsmittel für Verbrennungskraftmaschinen oder als Heizmaterial unter den Kesseln verwendet werden, wird der Frage nach einem zuverlässigen und zweckmäßigen Feuerschutz für diese Anlagen erhöhte Beachtung beigelegt. Es sind daher Großfeuerlöschanlagen zur Einführung gelangt, die statt Wasser oder Dampf Chemikalien oder erstickende Gase zur Feuerbekämpfung verwenden. Namentlich auf Motorschiffen war diese Einführung notwendig, da hier nicht mehr genügend Dampf zum Feuerlöschen zur Verfügung stand. Im allgemeinen wird die Gefahr auf Schiffen mit Ölfeuerung für größer angesehen als auf reinen Motorschiffen.

Was das Verwendungsgebiet chemischer und gasförmiger Feuerlöschmittel anbelangt, so unterscheidet man gewöhnliche chemische Handfeuerlöscher, die nur dazu bestimmt sind, kleine Entstehungsbrände zu bekämpfen und Großanlagen, welche imstande sein sollen, ein Großfeuer, sei es in den Laderäumen, sei es im Maschinen- und Kesselraum, zu bekämpfen. Unter den Handfeuerlöschern gibt es einige wenige, die wirklich erfolgreich arbeiten und mit deren Hilfe man auch auf mehrere Meter Entfernung Brände von Flüssigkeiten löschen kann. Diese Feuerlöscher arbeiten mit Tetrachlorkohlenstoff oder mit einem kohlen-säurehaltigen Schaum oder mit einem größeren Mengen Nat. bic. enthaltendem Löschpulver. Bei der Bekämpfung von Entstehungsbränden ist der Tetrachlorkohlenstoff ein für den Menschen unschädliches Löschmittel, welches beim Löschen nur unangenehme, aber unschädliche Salzsäuredämpfe erzeugt und gegen die man sich leicht durch Benutzung eines einfachen Atemschutzapparates, der alsdann auch zugleich einen Schutz gegen die Rauchgase bildet, schützen kann. Die große Anzahl von Hand-Trockenfeuerlöschapparaten, die sich nur in unmittelbarer Nähe des Feuers anwenden lassen, ist in ihrer Wirkung äußerst gering.

Bei den Großfeuerlöschanlagen unterscheidet man, wenn man von der Dampf-feuerlöschanlage absieht, die folgenden Systeme:

1. das Clayton-Gasverfahren,
2. die verschiedenen Arten des Schaumlöschverfahrens,
3. die verschiedenen Arten des Kohlensäurelöschverfahrens.

Die Anwendungsmöglichkeit derselben ist nicht immer die gleiche. Während das eine Verfahren sich für Laderäume eignet, ist das andere zweckmäßigerweise für Kessel- und Motorräume zu verwenden, um dort brennende Flüssigkeiten zu löschen. Bei allen Verfahren muß man sich von vornherein darüber klar sein, wie groß man das mitzuführende Löschquantum nimmt, denn in unbegrenzter Weise, wie dies beim Dampf der Fall ist, läßt sich die Löschmasse an Bord nicht herstellen. Die Hauptsache beim Löschen von Ölbränden mit genannten Systemen ist und bleibt die Schnelligkeit, mit der sie beim Ausbruch eines Feuers angewandt werden. Eine nur um Sekunden zu spät einsetzende Löschfähigkeit macht oft den Erfolg fraglich. — Bei Laderaumbänden, die mit einem gasförmigen Löschmittel gelöscht werden, ist, geradeso wie beim Löschen mit Dampf, vorerst eine möglichst gute Abdichtung aller Öffnungen, wie Luken, Ventilatoren usw., erforderlich. Es wird in der Praxis oft der Fehler gemacht, daß man, wenn man nach Anwendung des Gases glaubt, das Feuer gelöscht zu haben, die Luken öffnet, sei es, um den Schaden zu übersehen, sei es, um angebrannte Ladung über Bord zu werfen. Dieses Verfahren hat sich schon oft gerächt, indem ein Feuer, das schon erstickt, aber noch nicht ganz gelöscht war, wieder zu brennen anfing. Es ist daher erforderlich, daß man die Luken solange wie möglich geschlossen läßt und, wenn sich das Schiff auf See befindet, diese nicht eher öffnet, als bis zur Ankunft im Hafen, dieses kann um so unbedenklicher geschehen, wenn man durch Nachkontrolle der Temperaturabnahme feststellt, daß keine Gefahr mehr vorhanden ist.

Der Clayton-Apparat, welcher von den Atlaswerken in Bremen hergestellt wird, ist von dieser Gesellschaft bisher auf etwa 180 Schiffen eingebaut und dient eigentlich zum Desinfizieren von Laderäumen und zur Vertilgung von Ungeziefer. Er läßt sich aber auch für Feuerlöschzwecke verwenden. Der Apparat, der meistens auf dem Oberdeck aufgestellt wird (Abb. 1), besteht aus einem halbzyklindrischen Ofen, dem sog. Generator, in dem stets ein Vorrat von ungefähr 75 kg besten Stangenschwefels klar zum Anstecken gelagert ist. Dieser Schwefel entwickelt nach seiner Entzündung die sehr giftigen Schwefelverbrennungsgase, welche alsdann in einem Wasserkühler abgekühlt werden. Ein Gebläse, welches durch eine ungefähr dreizöllige Rohr- oder Schlauchleitung die Luft aus dem gut abgedichteten, in Brand befindlichen Laderaum ansaugt, drückt diese mit Schwefelverbrennungsgasen — Clayton-Gas — anreichert wieder in den Raum zurück. Dies ist in großen Zügen die Wirkungsweise des Clayton-Gasapparates. Der Erfolg des Gases ist, da dasselbe in die kleinsten Fugen des Raumes gedrückt werden kann, ein sehr wirkungsvoller.

Die deutschen, englischen und amerikanischen Behörden erkennen seit langem den Clayton-Apparat als eine Großfeuerlöschanlage an Stelle der vorgeschriebenen Dampffeuerlöschleinrichtung an, d. h. auf Schiffen, für die eine Großfeuer-

löschanlage vorgeschrieben ist, und zwar ist dies in Deutschland auf allen Schiffen der Fall, die in der Regel über 100 Personen in langer Fahrt befördern.

Während zum Desinfizieren und Vertilgen von Ungeziefer eine Gaskonzentration von 2 bis 6% genügt, erfordert das Feuerlöschverfahren eine solche von ungefähr 10%, wobei zu berücksichtigen ist, daß manche Ladung, z. B. Kohle, Jute und Wolle, gerade diejenigen, die in hohem Maße zur Selbstentzündung neigen, das Gas begierig aufsaugen. Ferner wirken im Laderaum befindliches Bilgewasser und Dampf ungünstig auf das Clayton-Gas ein. Es ist daher nötig, daß während des Brandes eine ständige Kontrolle der Gaskonzentration vor-

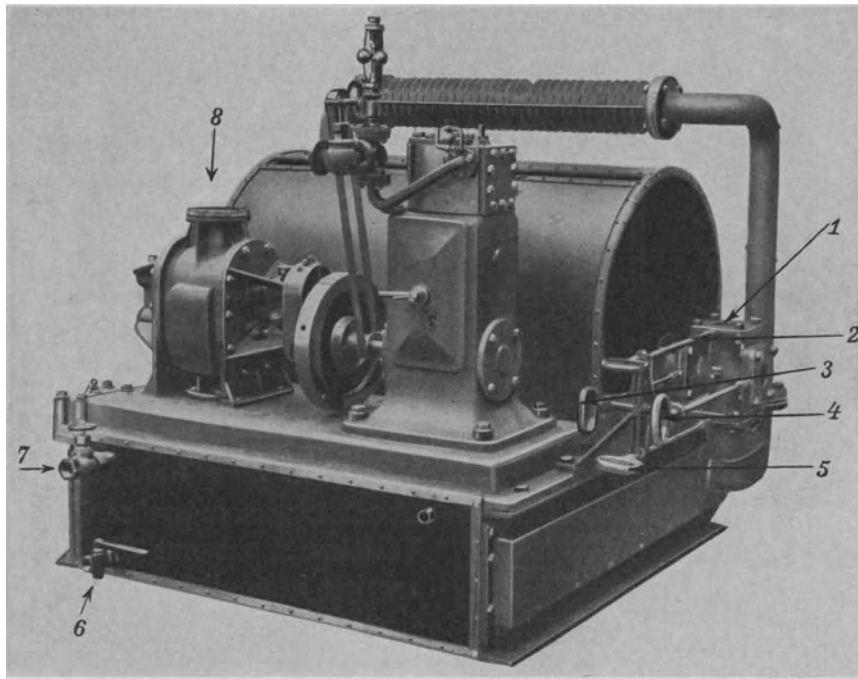


Abb. 1.

1 = Saugrohr, 2 = Schieber „vom Raum“, 3 = Schieber „zum Generator“, 4 = Schieber „frische Luft“, 5 = Schieber „zum Kühler“, 6 u. 7 = Kühlwasser, 8 = Druckrohr.

genommen und nach dem Ersticken des Feuers eine solche von 6 bis 10% beibehalten wird, bis der Raum abgekühlt ist, was unter Umständen mehrere Tage dauert und durch ständiges Temperaturmessen kontrolliert werden muß. Es empfiehlt sich auch eine Füllung der dem brennenden Räume benachbarten Räume vorzunehmen, um einen Übergriff des Feuers zu verhindern. Zum Feststellen der Gaskonzentration bedient man sich eines einfachen Meßapparates, indem man mittels eines langen Gummischlauches und einer Gaspumpe dem Raume Gasproben entnimmt.

Als einen Nachteil des Clayton-Gases beim Feuerlöschen ist zu erwähnen, daß die Inbetriebnahme immerhin eine gewisse Zeit erfordert, selbst wenn man die Entzündung des Schwefels durch Übergießen von Brennspritus beschleunigt. Auch eine zu starke Gaskonzentration beim Feuerlöschen ist für manche Ladung,

wie z. B. Nahrungsmittel, schädlich. Die Verwendung in Maschinen- und Kesselräumen kommt nicht in Frage, auch für Öltanks und Tankschiffe, wo die Schnelligkeit, mit der die Löschung erfolgt, ausschlaggebend ist, kommt das Verfahren kaum in Betracht. Wie oft schon Brände auf Schiffen mittels Clayton-Gas gelöscht sind, ist leider nicht bekannt.

In Verbindung mit dem Clayton-Gasverfahren und auch dem weiterhin beschriebenen Kohlensäure-Feuerlöschverfahren „Lux“ wird ein sog. Feuer-

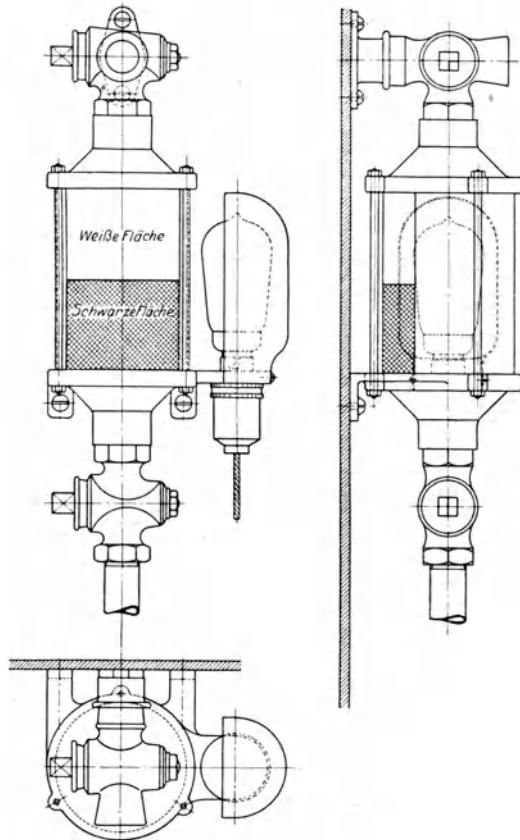


Abb. 2.

anzeiger verwendet, der auf der Kommandobrücke des Schiffes eingebaut ist. Der Apparat besteht aus einem Glaszylinder (Abb. 2), dessen Rückseite halb schwarz, halb weiß gehalten ist und hinter dem sich eine Glühlampe befindet. Der Anzeiger steht durch eine Rohrleitung mit dem Laderaum in Verbindung. Wenn durch das Gebläse, welches am Gaserzeuger angebracht ist, alsdann die Luft aus dem Raum angesaugt wird, kann man in dem Glase leicht feststellen, ob derselben auch Rauch beigemischt ist. Ein am oberen Teil des Feueranzeigers angebrachter Hahn ermöglicht auch, durch Riechen festzustellen, ob das Gebläse Luft oder Rauch ansaugt. Der Rauchentdeckungsschrank des Lux-Verfahrens, genannt das Rich-System, arbeitet in ähnlicher Weise und ist auf einer ganzen Anzahl deutscher Schiffe bereits eingebaut (Abb. 3a u. 3b).

Als vorzügliches Löschmittel zur Unterdrückung von Ölbränden kommt der Schaum in Betracht. Er wird aus

besonderen, fest oder flüssig aufbewahrten Chemikalien im Augenblick der Gefahr hergestellt, enthält viel Kohlensäure und löscht den Brand nicht nur durch die dabei entstehende Kälte, sondern auch durch den Abschluß des brennenden Öles od. dgl. von der Luft. Das Schaumlöschverfahren eignet sich zur Unterdrückung von Bränden auch größten Ausmaßes nicht nur auf dem Lande, bei Tanks u. dgl., sondern auch auf Schiffen. Im allgemeinen genügt es, wenn eine Schaumschicht von etwa 6 cm über die brennende Flüssigkeit ausgebreitet wird. Sie fließt nach allen Seiten und schließt die brennende Flüssigkeit von der Luft ab.

Der zum Löschen erforderliche Schaum wurde zuerst aus zwei verschiedenen Flüssigkeiten erzeugt, die Laurentinum und Azitum benannt wurden. Zur Herstellung des Schaums kann sowohl Süßwasser als auch Seewasser verwendet werden. Dieser Schaum wurde durch Druckluft, Kohlensäuredruck

oder durch Pumpeneinrichtung, durch Rohrleitungen oder Schläuche bis zum Verwendungsort geleitet. Die erste Anlage dieser Art, die auf den an den Feindbund abgelieferten großen Schnelldampfern im Jahre 1920 eingebaut wurde, diente dazu, die Kesselräume durch ein fest verlegtes Rohrsystem unter und über den Flurplatten unter Schaum zu setzen (Abb. 4). Dazu waren auf einem Oberdeck oder an einer sonstigen geeigneten Stelle Behälter aufgestellt, aus denen die Schaumflüssigkeiten — nach Öffnen einiger Ventile — den Rohrleitungen zugeführt wurden. Die Rohrleitungen mit den beiden Flüssigkeiten vereinigten sich in der Nähe des Verwendungsortes und erzeugten bei ihrem Zusammentritt Schaum, der durch perforierte Rohre ausfloß. Die Ausbreitung des ausfließenden Schaumes geht schnell vor sich. Es sei z. B. darauf hingewiesen, daß große Tanks auf dem Lande schon innerhalb von 2 bis 3 Minuten mit einer löschenden Schaumdecke überzogen werden.

Aber nicht alle Brände in den gefährbedrohten Räumen sind gleich so groß, daß sie durch diese vorhandenen, umfangreichen Schaumlöschanlagen unter Schaum gesetzt werden müssen. Für ganz kleine Brände hat man die tragbaren Perkeo-Schaumlöcher. Für mittlere Brände hat man alsdann Schaumlöschapparate eingeführt, von denen schnell Schlauchleitungen abgerollt werden können. Mit diesen kann man durch Strahlrohre einen ziemlich kräftigen Strahl gegen den Brandherd richten und auch mittelgroße Feuer bald unterdrücken.

So wurden z. B. auf dem Motorschiff „Fulda“ — außer einer an 5 Stellen im Motorraum und unter den Hilfskesseln unter den Flurplatten festverlegten Rohrleitung — noch einige weitere sog. ortsfeste Schaumlöschgeräte aufgestellt (Abb. 5). Die Anlage besteht aus einem zylindrischen Gefäß mit 2 Kammern, welche die schaumbildenden Flüssigkeiten enthalten und etwa 1500 l Schaum liefern. Die Flüssigkeiten werden durch Druckluft einer Schlauchtrommel zugeführt, an welche ein Schlauch mit Strahlrohr angeschlossen ist. Nach Abrollen des Schlauches werden zwei Hähne in der Zufuhrleitung zur Mischtrommel automatisch geöffnet. Mit derartigen Apparaten, welche etwa 1500 l Schaum liefern, kann man schon mittelgroße Feuer vorgenannter Art recht bald unterdrücken.

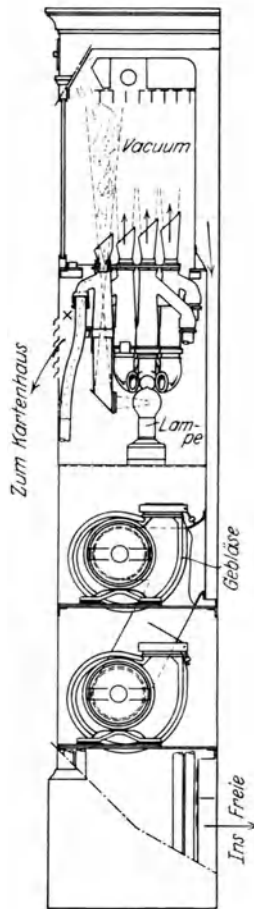


Abb. 3 b.

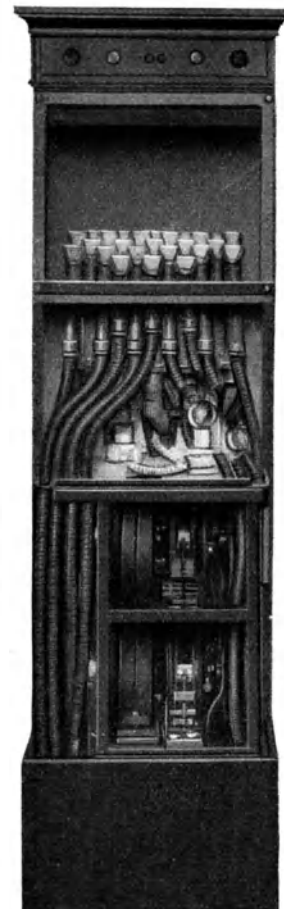


Abb. 3 a.

Diesen Geräten gegenüber beruhen die sog. Stankö-Apparate insofern auf einer anderen Grundlage, als in ihnen nicht zwei Flüssigkeiten, sondern zwei verschiedene trockene Chemikalien bereitgehalten werden. Sie sind auf einer ganzen Reihe von deutschen Schiffen zur Aufstellung gelangt (Abb. 6). Der einzelne Apparat besteht aus einem 63 cm langen Zylinder von 20 cm Durch-

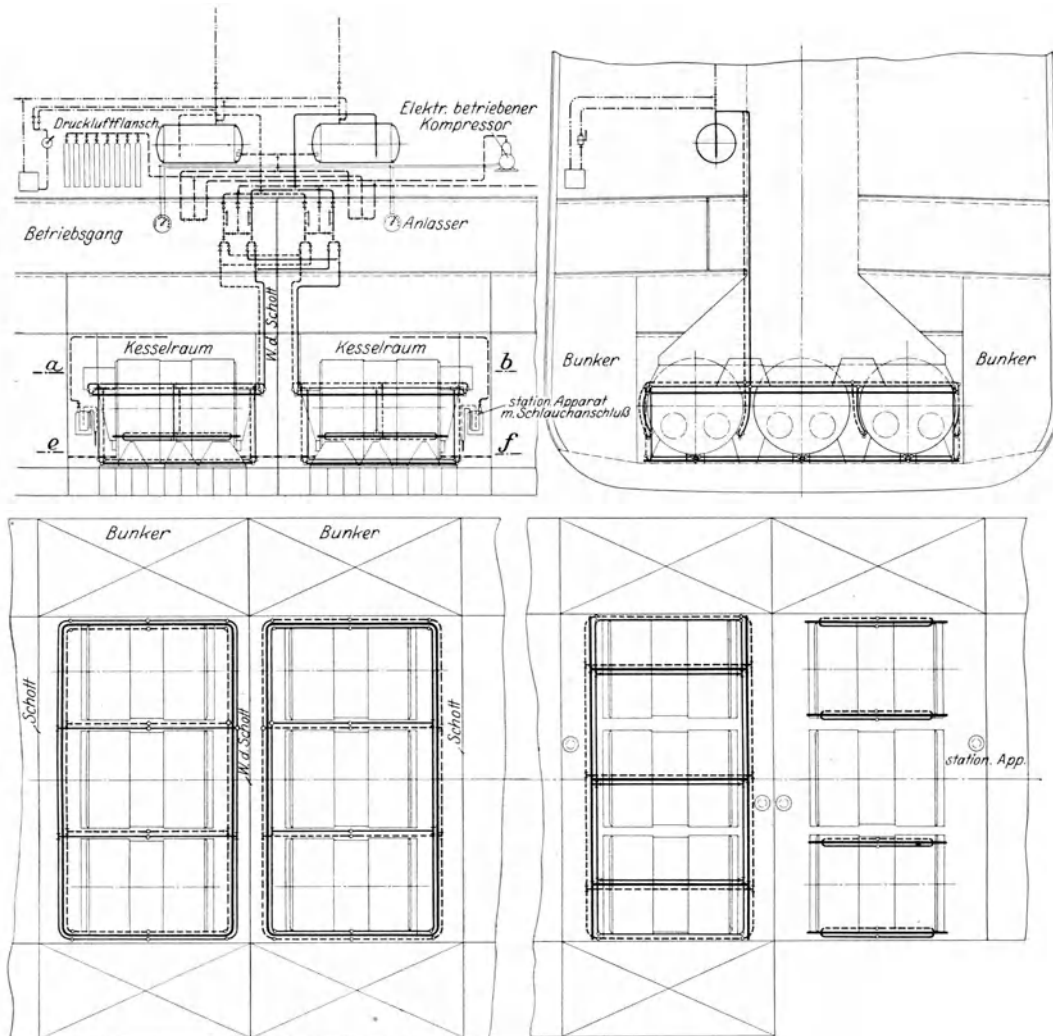


Abb. 4.

messer, der gefüllt etwa 28 kg wiegt. Er wird an der Wand fest angebracht oder kann auch tragbar, im liegenden Zustande verwendet werden. Der eine Teil des Zylinders enthält in trockenem Zustande die Säure, der obere Teil die Base. Beim Öffnen eines anzukuppelnden Wasserleitungsschlauches dringt das Wasser in den Apparat ein, löst die Chemikalien und bringt sie zur Reaktion, so daß auf der anderen Seite Schaum heraustritt. Dieser Schaum kann, ebenso wie bei dem vorgenannten Gerät, entweder bei größeren Entfernungen durch Schlauch und Strahlrohr verspritzt werden, oder er kann aus Gießrohren über die brennende

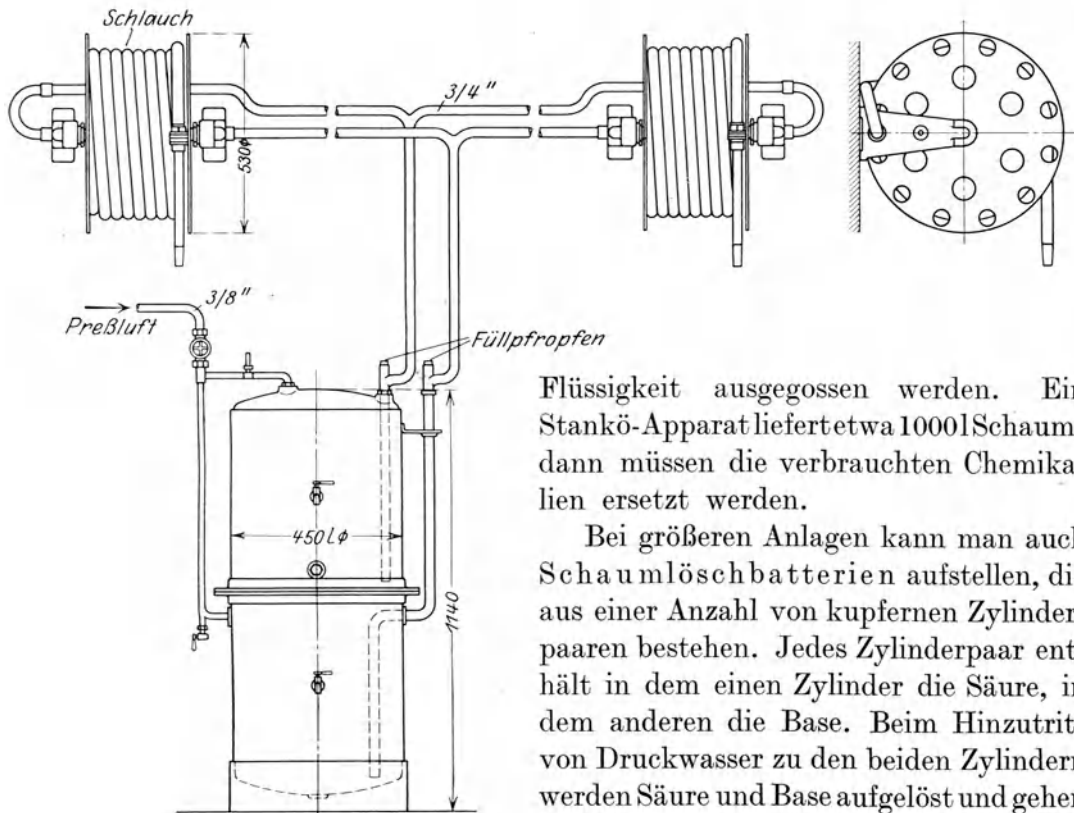


Abb. 5.

Flüssigkeit ausgegossen werden. Ein Stankö-Apparat liefert etwa 1000 l Schaum; dann müssen die verbrauchten Chemikalien ersetzt werden.

Bei größeren Anlagen kann man auch Schaumlöschbatterien aufstellen, die aus einer Anzahl von kupfernen Zylinderpaaren bestehen. Jedes Zylinderpaar enthält in dem einen Zylinder die Säure, in dem anderen die Base. Beim Hinzutritt von Druckwasser zu den beiden Zylindern werden Säure und Base aufgelöst und gehen durch getrennte Rohre bis zum Verwendungs-

ort. Dort treten sie zusammen und bilden Schaum. Der Vorteil derartiger Batterien gegenüber der Naßanlage liegt darin, daß der Platzbedarf geringer ist und daß ein ununterbrochener Betrieb ermöglicht wird, weil jede erschöpfte Batterie sofort nachgefüllt werden kann.

Neuerdings ist nun in der Konstruktion von Schaumlöschgeräten eine bahnbrechende Neuerung von der Minimax-Gesellschaft eingeführt worden (Abb. 7 a und 7 b). Es wird von ihr ein sog. Schaumgenerator geliefert, dessen größere Ausführungsform ein Leergewicht von 57 kg hat, während die kleinere 26 kg wiegt. Diese Schaumgeneratoren, welche gewöhnlich leer dastehen, daher also keine besondere Wartung erfordern und der Gefahr des Einfrierens nicht ausgesetzt sind, werden erst im Augenblick des Gebrauches mit einer Druckwasserleitung verbunden. Oben wird in sie das in luftdicht verschlossenen Blechbüchsen aufbewahrte einzige Schaumpulver hineingeführt, und zwar so lange, wie man überhaupt Schaum erzeugen will. Es wird also hier nur ein einziges Pulver verwendet und außerdem ein vollkommen ununterbrochener Betrieb ermöglicht, dessen Dauer ganz in das Belieben des Bedienungspersonals gestellt wird

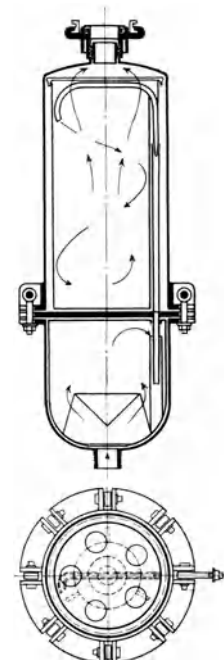


Abb. 6.

und von der Dauer des Einschüttens des Löschpulvers abhängig ist. Die von diesen Generatoren erzeugte Schaummenge ist recht bedeutend. Liefert doch der kleine Generator in einer Minute bis zu 1500 l Schaum, während der große sogar in einer Minute bis zu 6000 l Schaum liefert. Man wird zugeben, daß eine Menge von 6 cbm Schaum schon recht bedeutend ist. Man kann also in einer einzigen Minute eine Fläche von etwa 40 m² 15 cm hoch unter Schaum setzen. Am unteren Ende des Generators wird Druckwasser von 3 bis 4 at zugeführt. Zur Schaumbildung wird u. a. ein Ejektor verwendet, welcher gleichzeitig den Schaum auch in die Schlauchleitung und zur Brandstelle drückt. Je nachdem man das Pulver lang-



Abb. 7 a.

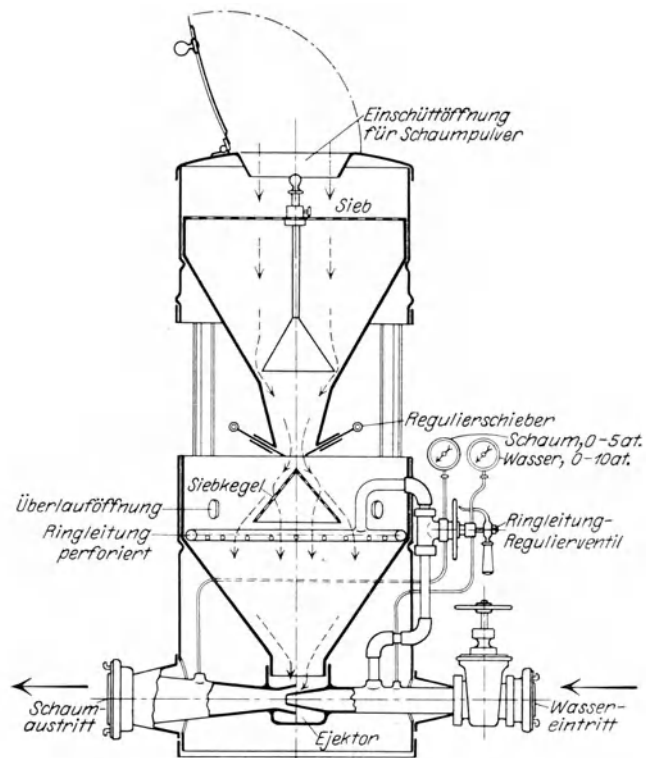


Abb. 7 b.

sam oder schnell von oben in das Wasser hineinlaufen läßt, was durch einen einfachen Handschieber reguliert werden kann, läßt sich die Konsistenz des Schaumes augenblicklich verändern. Dies ist für die verschiedenen Arten von Bränden wertvoll. Der Wasserzufluß des Generators muß gesichert sein. In der Regel wird es sich empfehlen, für die Fälle, in denen eine Verwendung der Pumpen im Maschinenraum nicht möglich ist, weil es dort brennt, ein anderes kleines Pumpenaggregat aufzustellen, es sei denn, daß eine der Feuerlöschpumpen nicht im Maschinenraum, sondern in einem anderen Teile des Schiffes aufgestellt ist. Der Wasserbedarf für den großen Generator ist nicht erheblich. Es genügen etwa 500 l mit einem Druck von 3 bis 4 at.

Der Schaum kann für Feuerlöschzwecke in verschiedener Art der Brandstelle zugeführt werden, und zwar durch ortsfeste Leitungen, welche in Schaum-

krümmer dicht über dem Boden ausmünden oder den Schaum aus perforierten Rohren austreten lassen. Der Schaum kann auch durch besondere Schaumbrasen sprinklerartig sich über die zu löschenden Objekte ausbreiten. Er kann endlich aber auch durch Schläuche mit Strahlrohren gegen die Brandobjekte gespritzt werden. Bemerkenswert ist, daß der Schaum nicht bloß zur Löschung aller Flächen geeignet ist, sondern auch an senkrechten und schrägen Wänden gut haftet und dort eine hervorragende Löschwirkung ausübt. Er ist auch nicht nur zur Löschung von Ölbränden oder Bränden anderer feuergefährlicher Flüssigkeiten geeignet, sondern auch zur Löschung sonstiger in Brand geratener Gegenstände, z. B. von Holz, Fässern od. dgl.

Nachstehende Tabelle gibt einen Überblick über die Leistungsfähigkeit der Schaumlöscher.

Apparate	Schaumlieferung	Also Bodenbedeckung bei 15 cm Schaumhöhe
1. Perkeo-Normal B .	70 l	rd. 0,5 m ²
2. Perkeo-Normal C .	120 l	0,8 m ²
3. Perkeo-Gieß-R . .	150 l	1,0 m ²
4. 1 Stankö	1000 l	6,6 m ²
5. 1 Normalbatterie .	4000 l	26,6 m ²
6. 1 kleiner Generator	in jeder Minute bis 1500 l	in jeder Minute bis 10 m ²
7. 1 großer Generator	in jeder Minute bis 6000 l	in jeder Minute bis 40 m ²

Von den mittels Kohlensäure arbeitenden Verfahren zum Löschen von Bränden sind zwei in Deutschland verbreitete Verfahren zu erwähnen:

1. Das Lux-Feuerlöschverfahren, das ursprünglich in Schweden angewandt wurde und das z. Z. von der amerikanischen Firma Kidde vielfach eingebaut wird,
2. das Lloyd-Verfahren, das von der Hamburger Firma Rud. Otto Meyer in Verbindung mit der Deutschen Werft vielfach zum Einbau gelangt ist.

Das Kohlensäure(CO₂)-Feuerlöschverfahren auf Schiffen wurde zuerst von dem Chemiker Grönwald vor ungefähr 25 Jahren angewandt. Nach dem Krieg hat der Einbau von CO₂-Anlagen erhebliche Fortschritte gemacht, und zwar werden die Anlagen durchweg nach dem Prinzip des bereits vor dem Kriege auf gekommenen schwedischen „Lux“-Feuerlöschsystems ausgeführt.

Während das Clayton-Gas nur für Laderäume und der Schaum in erster Linie nur für brennende Flüssigkeiten bestimmt ist, eignet sich das CO₂-Verfahren zum Löschen von Bränden in Laderäumen, welche flüssige oder Stückgutladung oder Massengüter enthalten und außerdem zum Löschen von Bränden in Motor- und Kesselräumen.

Von deutschen, englischen und amerikanischen Behörden wird das CO₂-Verfahren als Ersatz für die Dampffeuerlöscheinrichtung zugelassen. Da es jedoch praktisch kaum möglich ist, eine so große Menge CO₂ an Bord mitzuführen, daß nicht nur einmal, sondern evtl. mehrere Male auf einer Reise alle Laderäume mit Kohlensäure angefüllt werden können, so hat man sich, geleitet von der Annahme, daß kaum alle Räume zugleich brennen, darauf beschränkt, vorzuschreiben, daß der CO₂-Vorrat mindestens zum Löschen eines Feuers in dem größten

Laderaum ausreichen muß. Das Quantum der mitzuführenden Kohlensäure muß mindestens 25% des Luftinhaltes des größten Laderaumes betragen. 1 m³ CO₂-Dampf wiegt 2 kg, was mithin für 4 m³ Laderaum genügt. Für Motor- und Kesselräume waren bisher keine Großfeuerlöschanlagen vorgeschrieben. Sie werden jedoch vielfach freiwillig eingebaut. In Anbetracht dessen, daß eine völlig luftdichte Abschließung in dem Umfange, wie es beim Laderaum möglich ist, nicht immer zu bewerkstelligen ist, wird für diese Räume eine Sättigung mit Kohlensäure von 50% vorläufig für das richtige erachtet, also 1 kg für 1 m³ Rauminhalt. Lösversuche, die im letzten Jahre auf einem Abwrackschiff vorgenommen wurden, bewiesen, daß der ein völliges Flammenmeer bildende Kesselraum, der keineswegs luftdicht abgeschlossen war, in etwa 3 Sekunden bei 50proz. Sättigung durch Kohlensäure gelöscht wurde. Bei dieser Gelegenheit stellte sich heraus, daß der unter Berücksichtigung einer 50proz. Sättigung vorgesehene Kohlensäurevorrat so reichlich war, daß nach dem Erlöschen des Feuers die Kohlensäure noch sekundenlang weiter ausströmte.

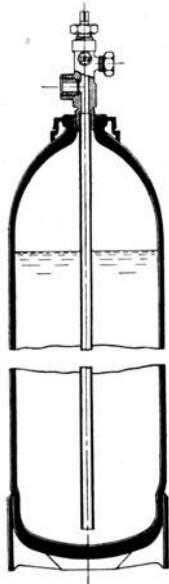


Abb. 8.

Wenn Kohlensäure zum Löschen von Bränden in Räumen, in denen sich Bedienungspersonal aufhält, benutzt wird, müssen besondere Vorsichtsmaßnahmen, damit das Personal den Raum erst verlassen kann, getroffen werden, und zwar muß beim Eingang zum Motor- oder Kesselraum eine Warnungstafel und eine Feueralarmglocke oder Sirene angebracht werden. — Um ein unbefugtes Anstellen der Kohlensäure zu verhindern, muß ein kleines Stück des Zuleitungsrohres zum Losnehmen eingerichtet sein, das erst im Falle eines Brandes mit einigen Handgriffen schnell mit dem Hauptzuleitungsrohr verbunden wird, oder man muß das Absperrventil, ähnlich wie bei den Feuermeldern an Land, in einem Kasten anbringen, dessen mit Glasscheibe versehene Tür erst zertrümmert werden muß, bevor man an das Absperrorgan gelangt. Diese Vorsichtsmaßnahme ist jedoch nur dann notwendig, wenn eine große Anzahl Flaschen für den Motor- oder Kesselraum zugleich angestellt wird. Die Einrichtung wird aber auch häufig so getroffen, daß jeweils nur zwei Flaschen durch Fernleitung vom Motor- oder Kesselraum aus angestellt werden, alsdann kann ohne Gefahr für den die Anlage Bedienenden mittels Schlauchleitung das Feuer in Angriff genommen werden.

Die Aufstellung der CO₂-Flaschen, die auf ausländischen Schiffen oft im oberen Teil des Maschinenraumes vorgenommen worden ist, geschieht am besten in einem gut ventilerten Deckshaus, wo auf keinen Fall mit dem Ausbruch eines Feuers zu rechnen ist. Leere Flaschen müssen so bald wie möglich ausgetauscht werden. Auch empfiehlt es sich, jährlich einmal durch Wiegen festzustellen, ob die Flaschen noch den erforderlichen Inhalt haben.

Die jetzige Ausführung des „Lux“-Verfahrens hat einen früheren Übelstand beseitigt, der beim Löschen mit CO₂ dadurch entstand, daß bei dem Ausströmen

der CO_2 die Mündung der Stahlflaschen infolge der Kälteentwicklung vereiste. Dies wird in einfacher Weise dadurch erreicht, daß das Entnahmerohr in der CO_2 -Flasche (Abb. 8) bis auf den Boden der Flasche geführt ist. Dadurch, daß die Entnahme der CO_2 in flüssigem Zustande vor sich geht und dieselbe auch in diesem Zustande bis an den Brandherd geleitet wird, erreicht man einen weiteren Vorteil insofern, als die beim Übergang vom flüssigen in den gasförmigen

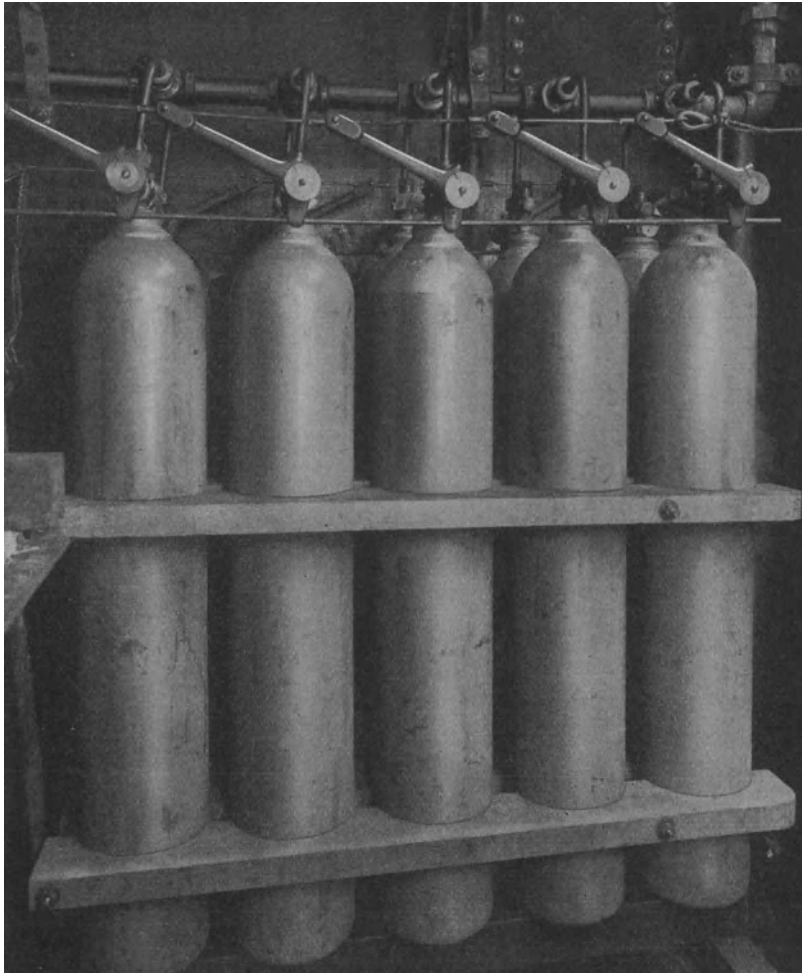


Abb. 9.

Zustand erforderliche Umwandlungswärme dem Brandherd entzogen wird resp. die große Kälteentwicklung auf den Brandherd abkühlend wirkt. Ferner ist aus der Abbildung die Einrichtung des Sicherheitsventils zu ersehen, das aus einer einfachen dünnen Platte besteht. Beim Öffnen des Absperrventils wird diese Platte durch eine Fräsvorrichtung an der Ventilspindel durchgeschnitten.

Es sei noch erwähnt, daß eine mit Steigerrohr ausgerüstete Flasche von 20 kg Inhalt in einer halben Minute sich an die freie Luft entleeren kann. Bei Entleerung durch eine Rohrleitung dauert es etwas länger. Eine Flasche mit gleichem Inhalt,

der die CO_2 auf gewöhnliche Art entströmt, entleert sich dagegen erst nach 4 bis 5 Minuten um 4 bis 5 kg. Alsdann sind die Öffnungen zugefroren und eine weitere Entnahme ist nur möglich, wenn man die Flasche auftaut.

Man muß beim Löschen mit CO_2 zwei charakteristische Arten von Bränden unterscheiden: erstens offene Brände, wie z. B. Ölbrände und solche in Maschinen- und Kesselräumen, zweitens schwelende Brände, die z. B. durch Selbsterhitzung von Kohlenladung, Ölsaag, Baumwolle u. a. m. entstehen und wo bei beschränkter Luftzufuhr geringe Flammenentwicklung vorhanden ist, die Kohlensäure dafür aber begierig aufgesogen wird. Bei offenen Bränden kommt es darauf an, schlag-

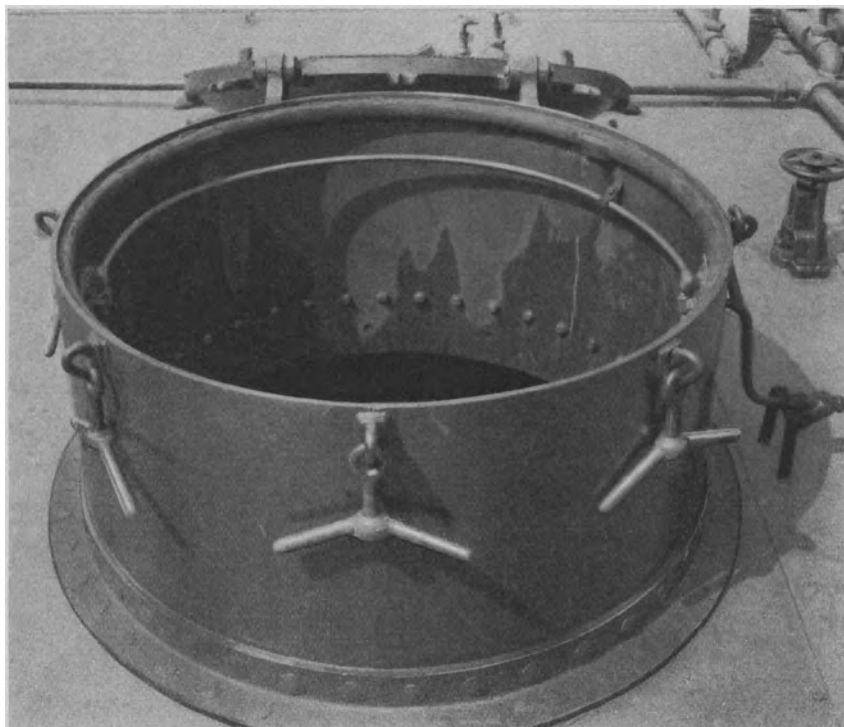


Abb. 10.

artig in möglichst kurzer Zeit große Mengen CO_2 in den Raum einzulassen, während bei den zuletzt angeführten Bränden das Einlassen von CO_2 nach und nach erfolgen kann und die CO_2 hauptsächlich so lange wie möglich auf die Ladung einwirken soll. Um große Mengen von Kohlensäure gleichzeitig einzulassen, sind die Flaschen zu Batterien vereinigt und die Abschlußventile ganzer Batterien durch Gestänge miteinander verbunden, das nach der Brücke führt. Auf diese Weise können in wenigen Sekunden große Mengen CO_2 an den offenen Brandherd gelangen (Abb. 9). Bei Bränden von Öltanks, z. B. auf Öltankschiffen, wird auch eine große Anzahl Flaschen zugleich angestellt. Das Ausströmen der CO_2 erfolgt durch besonders geformte Düsen, die bezwecken sollen, daß ein Schleier von CO_2 -Dampf oder -Nebel über die Öffnung (Abb. 10) gelegt und so das Feuer erstickt wird.

Zum Löschen von Bränden im Motor- und Kesselraum münden beim „Lux“-Verfahren die Rohre im unteren Teil des Raumes. Für Laderaumbrände münden die Rohre gleichfalls im unteren Teil. Bei dem kombinierten „Lux“- und „Rich“-System münden die Rohre dagegen oben. Das letztere Verfahren ist eine Vereinigung der Lösch- und Rauchentdeckungseinrichtung, wie sie anfangs bei dem Rauchentdeckungsschrank erwähnt wurde. Wie aus der Abb. 11 zu ersehen

ist, führen von der Feuerlöschstation Rohre nach den einzelnen zu schützenden Laderäumen und nach dem Rauchentdeckungsschrank. Die Dreiwegeventile an den Sta-

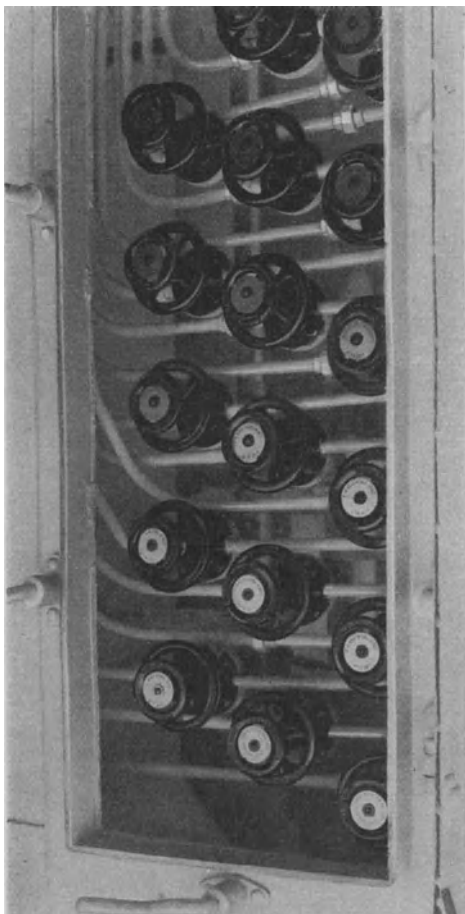


Abb. 11.

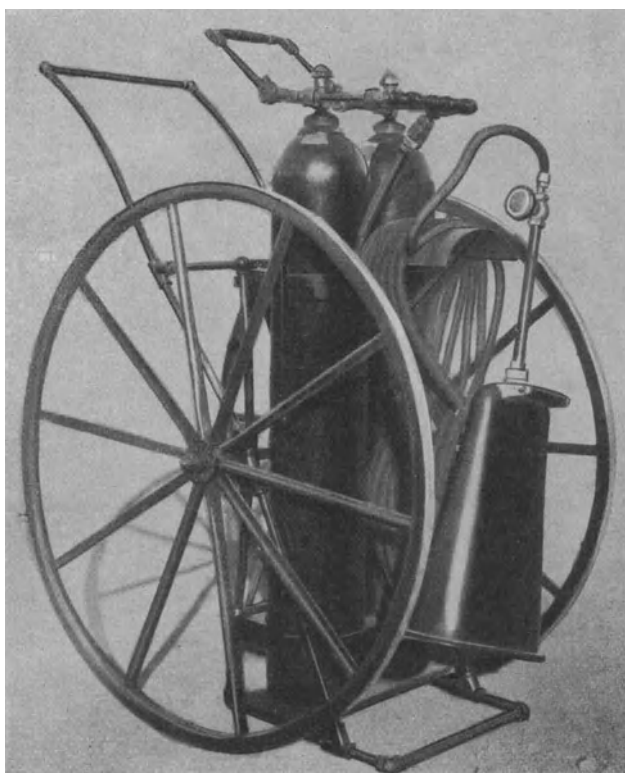


Abb. 12.

tionen sind so eingerichtet, daß sie entweder den Weg vom Laderaum nach dem Rauchentdeckungsschrank im Ruderhaus freigeben und die Zufuhr von CO_2 verhindern oder umgekehrt. Das Anbringen des Rauchentdeckungsschranks ist namentlich auf Schiffen mit Laderäumen und darüber befindlichen Decks notwendig, um festzustellen, in welchen Teilen der wasserdichten Abteilung das Feuer ausgebrochen ist. Es kann dann die CO_2 -Anlage entweder für den Unterraum oder für eines der Zwischendecks angestellt und auf diese Weise einer unnützen Verschwendung von Kohlensäure in Abteilungen, in denen das Feuer noch nicht ausgebrochen ist, vorgebeugt werden. Dieses Rauchent-

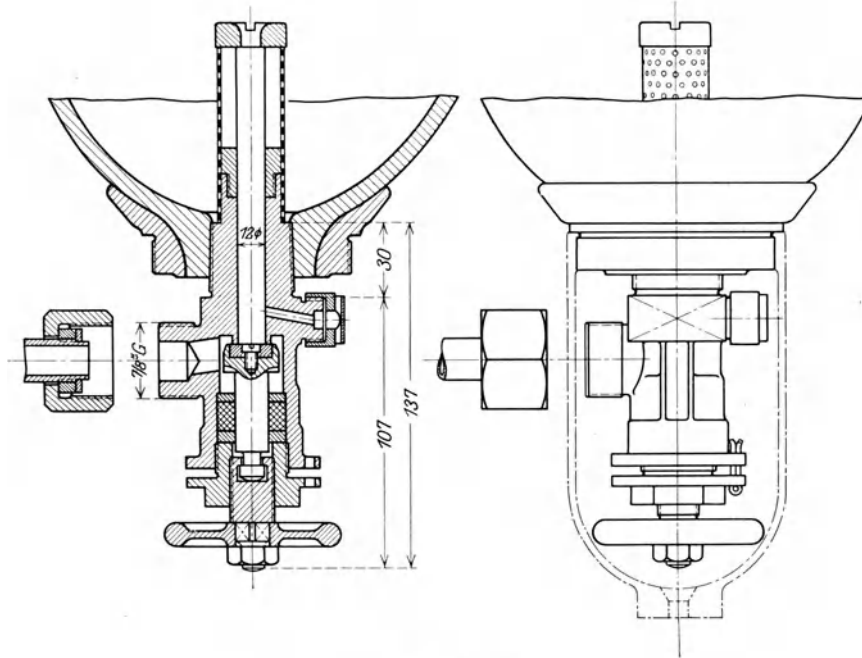


Abb. 13.

deckungssystem kann auch mit der gewöhnlichen Dampffeuerscheinrichtung ohne weiteres vereinigt werden. Die ferner abgebildete Abb. 12 — fahrbare Batterie aus 2 Flaschen mit Schlauch und trichterförmiger Verteilungsvorrichtung — läßt

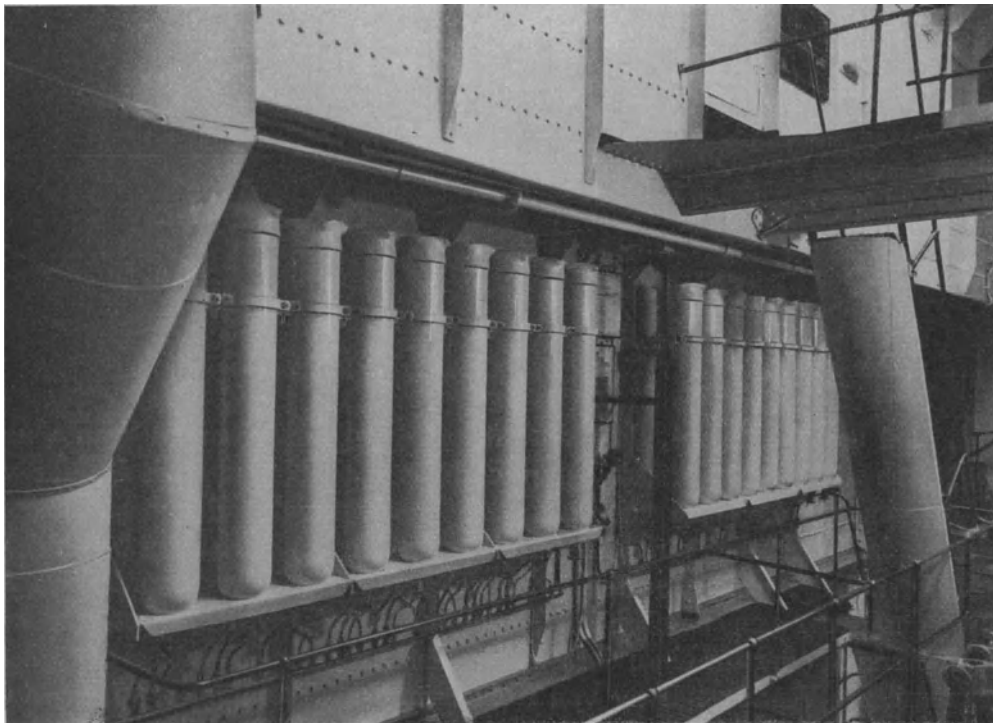


Abb. 14.

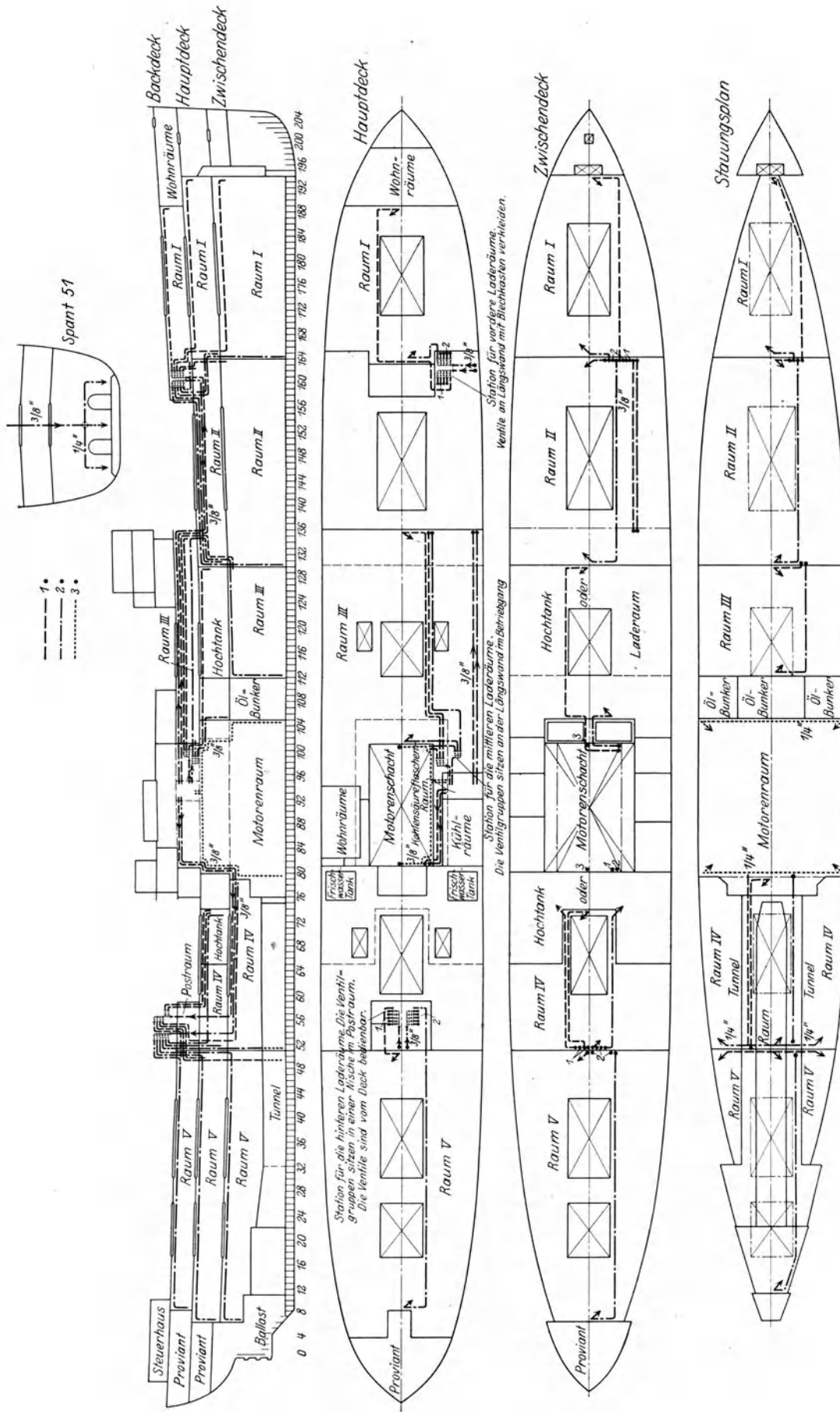


Abb. 15 b.

sich ohne weiteres auch für Bordzwecke anpassen, sei es für mittelgroße Motoranlagen, sei es als Teilanlage für große Motoranlagen.

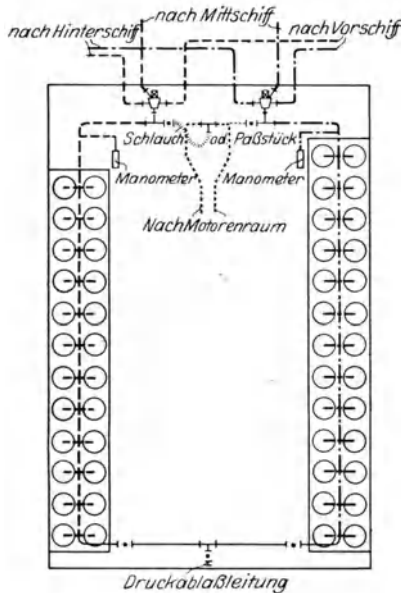


Abb. 15 a.

Beim Lloydverfahren wird das Einfrieren der CO_2 bei der Entnahme in der Weise verhindert, daß die Flasche auf den Kopf gestellt wird und die Entnahme (Abb. 13) an der unteren Seite stattfindet. Die Einrichtung ist so getroffen, daß durch Unreinheiten in der Flasche eine Verstopfung, sei es auch nur eine teilweise, der Rohrleitung nicht stattfinden kann. Eine Verstopfung würde an der betreffenden Stelle sogleich ein Vereisen zur Folge haben. Das Lloydverfahren ist auf deutschen und ausländischen Schiffen eingebaut. (Abb. 14) zeigt eine im oberen Teil des Maschinenraumes auf einem ausländischen Schiff eingebaute Anlage und die Abzweigung nach dem Vor- und Hinterschiff. Abb. 15 a und 15 b stellen einen Dispositionsplan für den Einbau einer Anlage auf einem großen deutschen Motorschiff dar. Diese Anlage weist drei Bedienungsstationen auf dem Oberdeck

auf (Abb. 16), die in einen Schrank eingebaut sind. Die Inbetriebnahme geschieht in der Weise, daß in den mittschiffs auf Deck vorgesehenen Flaschenaufbewahrungsräumen die Verteilungsventile

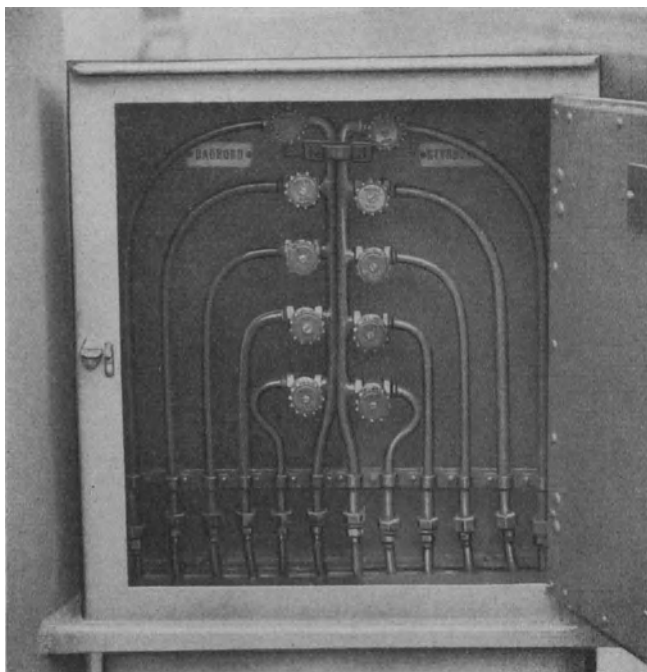


Abb. 16.

nach dem Vorschiff, Hinterschiff oder Mittschiff geöffnet werden. Die Flaschen werden dann nacheinander einzeln schnell geöffnet und nach dem Entleeren, was man am Manometer feststellen kann, sofort wieder geschlossen. Das Löschen im Motorraum ist gleichfalls vorgesehen. Zu diesem Zweck muß in der Flaschenzentrale ein Stück der unterbrochenen Rohrleitung durch eine Schlauchverbindung erst schnell wieder hergestellt werden. Alsdann kann das CO_2 -Ventil geöffnet werden, und hierauf werden die Flaschen einzeln aufgestellt.

Ferner ist noch ein Verfahren zu erwähnen, das von der deutschen Firma Walther & Co. in Köln-Delbrück ausgearbeitet ist und bei dem das Einfrieren

der Kohlensäure auch dadurch verhindert wird, daß dieselbe am Boden der Flasche entnommen wird. Das Verfahren hat noch keine Anwendung in der Schifffahrt



Abb. 17.

gefunden. Es ist vorläufig nur bei Landanlagen in Gebrauch, worüber nachstehende Bilder Aufschluß geben. Abb. 17 zeigt einen 4 kg CO₂ enthaltenden Hand-



Abb. 18.

löscher, mit dem 4 m² brennendes Benzol in 5 Sekunden gelöscht werden können. — Abb. 18 stellt ein fahrbares Löschgerät mit 2 Flaschen von je 25 kg Inhalt

mit Schlauchleitung und besonders geartetem trichterförmigen Mundstück dar. — Eine weitere Anwendung zeigt die Abb. 19, die eine Ölschalterzelle darstellt, in der bei einem Brande des 180 l Schalteröl fassenden Behälters durch 4 bis 5 Mundstücke oder Schneerohre eine Löschung mit 60 kg CO₂ erfolgt.

Zum Schluß sei noch auf eine Anwendungsmöglichkeit des CO₂-Löschverfahrens hingewiesen, und zwar für Feuerlöschzwecke im Hafen an Bord von Schiffen. Wenn heute ein Ladungsbrand im Hafen vorkommt (und dies passiert

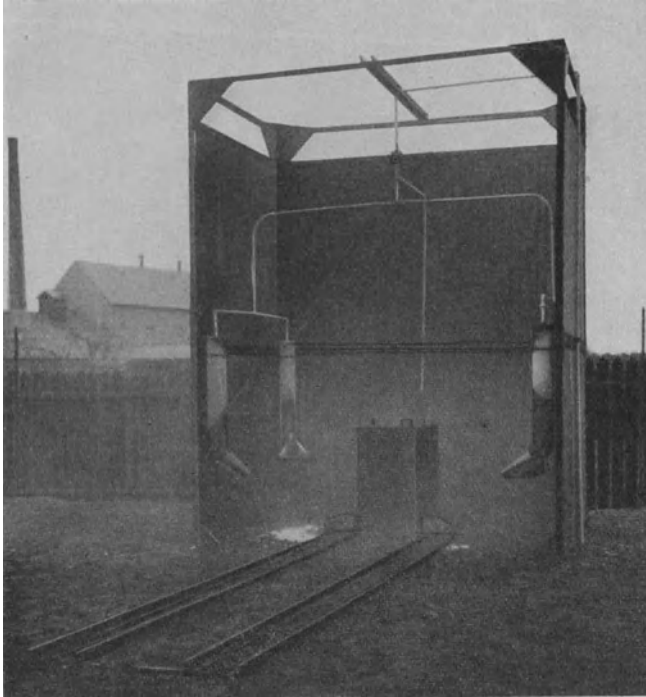


Abb. 19.

in größeren Häfen in jedem Jahre mehrere Male), so erscheint die Feuerwehr und löscht das Feuer in der gewohnten Weise mit Wasser. Hierdurch werden immer größere Mengen Ladung beschädigt, und auch dem Schiff kann unter Umständen ein größerer Schaden zugefügt werden, namentlich wenn man es mit brennender Ladung zu tun hat, die bei der Berührung mit Wasser infolge ihrer Ausdehnung das Schiff oder dessen Decks sprengen oder zum mindesten stark beschädigen kann. Es sind dies in erster Linie die zur Selbstentzündung neigenden Saaten.

Es wäre daher sehr zu begrüßen, wenn in größeren Städten die Feuerwehr für Löschzwecke auf einem Leichter oder Schlepper oder auf den immer mehr Verwendung findenden Spezialfeuerlöschbooten stets eine Batterie CO₂-Flaschen zur Verfügung hätte und mit dieser das Feuer nach Abdichten der Luken und Ventilatoren unter Zuhilfenahme von Stahlschläuchen in Angriff nehmen würde. Es wäre ein nur verhältnismäßig geringer Vorrat an Kohlensäureflaschen nötig, der immer zur Verfügung bereit stehen müßte. Wenn man bei einem entsprechenden Feuer einige Dutzend Flaschen erst einmal in den Laderaum entleert hat, kann man in kurzer Zeit von Depots an Land weitere Flaschen herbeischaffen. Auf diese Weise kann man beliebige Mengen Kohlensäure einlassen mit dem Erfolg, daß das Feuer sicher gelöscht wird, und außer den bereits angebrannten Teilen der Ladung kann kein weiterer Schaden entstehen.

Die Hamburger Feuerwehr hat schon seit etwa 14 Jahren außer ihren Wasserlöschmitteln auch eine große transportable Schaumlöschanlage, die aber im Ernstfalle noch nicht genügend ausprobiert werden konnte. Die Anlage, die mit zwei verschiedenen Pulvern beschickt werden muß, ist natürlich etwas unmodern

geworden. Die Feuerwehr wird daher für Flüssigkeitsbrände die bereits erwähnten transportablen Minimaxgeneratoren beschaffen, die nur mit einem Pulver beschickt zu werden brauchen und nach Anstellen von Druckwasser große Mengen Schaum liefern können. Für mit Stückgut und Massengütern gefüllte und in Brand geratene Laderäume kommt dies Verfahren jedoch nicht in Frage.

Vielleicht trägt dieser Hinweis dazu bei, daß sich alle beteiligten Kreise, es sind dies die Reedereien, die Versicherungsgesellschaften und die das Kohlen säureverfahren einbauenden Firmen, zu der wirklich geringen Ausgabe entschließen, dauernd eine transportable CO₂-Anlage in größeren Häfen wie Hamburg, Bremen usw. zu stationieren. Es würden bei jeder Benutzung der Kohlen säureanlage wertvolle Erfahrungen gesammelt werden, wie sich dies System bewährt. Wahrscheinlich würde bei einem einzigen größeren Brande die Anlage sich dadurch bezahlt machen, daß nur geringe Mengen Ladung beschädigt werden.

Erörterung.

Herr Dr. Nover, Bremen:

Meine sehr geehrten Herren! Wir stehen auf dem Standpunkt, daß alle Verfahren, die der Niederung eines Feuers an Bord eines Schiffes dienen, dem Reeder willkommen sind und daß sie die größte Aufmerksamkeit der beteiligten Kreise in Anspruch nehmen. Der Herr Vortragende hat uns nun mit verschiedenen Verfahren des Feuerlöschwesens bekanntgemacht, die aber— das möchte ich hier feststellen — kein Universalmittel sind, das heißt, sie sind nicht geeignet, jedes an Bord eines Schiffes ausgebrochene Feuer zu bekämpfen. Es ist leicht, Feuer in gut zugänglichen Räumen zu löschen; schwieriger ist es aber, wenn das Feuer in einem Laderaum in beladenem Zustand entstanden ist. Uns interessiert, nachdem die Verwendung von Wasser und Dampf in diesem Falle die größten Nachteile im Gefolge gehabt hat, hauptsächlich die Anwendung von chemischen Mitteln. In erster Linie haben hier die Kohlen säure und die schweflige Säure Verwendung gefunden. Gegen die Kohlen säure spricht nun der Umstand, daß die unter Umständen bei großer Hitze durch verkohlte Stoffe, also durch Kohlenstoff teilweise zu Kohlenoxyd, reduziert werden kann, wodurch dem Feuer neue Nahrung zugeführt und die Flammenbildung gefördert wird, vielleicht auch Explosionen möglich sind. Auch das Mitführen einer großen Anzahl mit flüssiger Kohlen säure gefüllter schwerer Stahlflaschen ist ein großer Nachteil dieses Verfahrens. Diese Schwierigkeiten treten beim Löschen mit der im Clayton-Apparat erzeugten schwefligen Säure nicht auf. Bei diesem Verfahren wird von einem Zentrum, dem Generator aus die schweflige Säure in die brennenden Räume geführt, und wenn nur die nötige Ruhe bewahrt wird — und die herrscht ja beim deutschen Seemann im Falle der Gefahr vor —, dann ist die Löschung auch größerer Feuer bei geschlossenen Luken durch das Clayton-Gas eine absolute Gewißheit. Denn wo Clayton-Gas in genügender Menge vorhanden ist, kann sich der Brandherd nicht erweitern, sondern das Feuer wird unweigerlich erstickt.

Nun sagte der Herr Vortragende, es sei leider nicht bekannt, wieviele Brände mit dem Clayton-Apparat bis jetzt gelöscht wurden. Das ist richtig. Aber der Grund ist meines Erachtens doch ein anderer, als ihn der Herr Vortragende annimmt. Die Verhältnisse liegen nicht so, daß es sich nicht feststellen ließe, wieviel Brände der Clayton-Apparat bis jetzt gelöscht hat, trotz der großen Verbreitung, die das Clayton-Lösch- und Desinfektionsverfahren an Bord der Schiffe gefunden hat. Die Sache liegt vielmehr so, daß der Reeder kein Interesse an der Veröffentlichung von Schiffsbränden hat. Das sind Sachen, die er mit seinen Assekuranzgesellschaften ausmachen muß. Die Reedereien gehen über solche Vorkommnisse, wenn möglich, mit Stillschweigen hinweg.

In Anbetracht der vorgeschrittenen Zeit möchte ich jedoch weitere Ausführungen zu dem schönen Vortrage des Herrn Winter nicht machen. (Lebhafter Beifall.)

Herr Obering. Winter (Schlußwort):

Meine Herren! Der Herr Vorredner hat nur das bestätigt, was ich schon ausgeführt habe, daß die Verwendungsart der einzelnen Löschmittel, sei es Kohlen säure, Clayton-Gas oder Schaum, ganz für sich betrachtet und daß jedes an seiner Stelle verwendet werden muß. (Lebhafter Beifall.)

Vorsitzender Herr Geheimrat Prof. Dr.-Ing. Busley:

Nach der Schilderung der verschiedenen Feuerlöschverfahren hat Herr Winter die Kohlen säure-Lösch-einrichtungen zum Schlusse etwas eingehender besprochen. Es hat den Anschein, als wenn er dem Kohlen säureverfahren besonders das Wort redet. Da die meisten von uns in der Dämpfung ausgebrochener Brände an Bord wohl keine Erfahrung besitzen, so hat der Vortrag recht lehrreich gewirkt, und hierfür spreche ich Herrn Oberingenieur Winter unseren wärmsten Dank aus.

XI. Die Kursbeständigkeit des Schiffes und ihre Bedeutung für die Schifffahrt.

Von Geh. Marinebaurat a. D. Tjard Schwarz.

Das Steuern des Schiffes mit Hilfe des Steuerruders bezweckt die Lenkung desselben in horizontaler Richtung für die Fahrten über See zur Innehaltung eines abgesteckten Kurses und zur Änderung desselben bei schwerem Wetter zur Begegnung schwerer Seen, sowie bei Fahrten auf Wasserstraßen und in Häfen zum Ausweichen sich begegnender Schiffe und beim Anlegen an Kais. Diesen Zwecken entsprechend wußte man die Schiffsform, sowie die Lagen- und Flächenanordnung des Steuerruders am Schiff so auszugestalten, daß beim Ruderlegen eine erwünschte Kursänderung eintrat. Um dem Schiff eine ausgiebige Manövrierfähigkeit zu sichern, wählte man das Verhältnis von Schiffslänge zur Schiffsbreite bei Revier- und Hafenschiffen entsprechend klein, bei Seeschiffen jedoch größer, und abgestuft bei Kriegsschiffen kleiner als bei Handelsschiffen. Während bei Kriegsschiffen aus taktischen Rücksichten eine gute Manövrierfähigkeit verlangt wurde, trat das Steuervermögen bei Handelsschiffen gegenüber einer angemessenen Kursbeständigkeit in den Hintergrund. Daneben spielte die Größe der Ruderfläche im Verhältnis zum Lateralplan, die Form des Ruders sowie die Zeit zum Legen desselben für die Steuerfähigkeit der einzelnen Schiffstypen eine wichtige Rolle und wurde das Maß derselben im Allgemeinen in der Größe des Drehkreisdurchmessers gefunden.

Für das Segelschiff war die Einführung eines am Hinterstegen gelagerten Steuerruders insofern von ausschlaggebender Bedeutung, als das Segeln am Winde erst mit Hilfe desselben ermöglicht werden konnte. Der Gleichgewichtszustand zwischen dem Winddruck auf die Segel und dem Wasserdruck auf den Lateralplan, sowie ein sicheres Drehvermögen des Schiffes für die Segelmanöver konnte allein durch einen ausgiebigen Ruderdruck sichergestellt werden. Auch lag dem Steuerruder die Aufgabe ob, beim Wechsel der Windgeschwindigkeit sowie der Windrichtung auftretende Luv- oder Leegierigkeit des Schiffes wirksam auszugleichen. Beim Segeln vor dem Winde ist bei der ungleichmäßigen Verteilung der Segelflächen und ihrer Winddrücke zur Längsschiffachse ein Gieren des Schiffes unvermeidlich, so daß man ständig das Steuerruder zu Hilfe

nehmen muß, zumal bei achterlichem Winde die dämpfende Wirkung des Lateralplanes kaum zur Geltung kommt. Während hiernach beim Segeln vor dem Winde die Kursbeständigkeit des Schiffes mangelhaft ist, wird dieselbe beim Amwindesekeln günstig. Diese hohe Kursbeständigkeit — abgesehen von der Abtrift — wird dadurch erklärlich, daß einerseits der Winddruck auf die Segel, andererseits der Wasserdruck auf den Lateralplan eine große, dämpfende Wirkung gegen Gieren des Schiffes ausüben, so daß sonstige äußere Einflüsse wie Wellengang keine wesentlichen Kursablenkungen hervorbringen können. Die Gleichgewichtslage des am Winde segelnden Schiffes ist daher zwischen Segeldruck, Lateralplandruck und Ruderdruck gewissermaßen ständig in Spannung. Hierbei kommt die Wirkung des Ruders dadurch besser zur Geltung, daß die Ruderfläche in der Mittschiffslage eine Fortsetzung des achteren Totholzes bildet. Denn wie schon Sir William White in seinem *Manual of Naval Architecture* hervorhebt, bewirken die durch ein Ruderlegen eintretenden Hemmungen in der Bewegung der Stromfäden nicht nur eine Reaktion auf die Ruderfläche, sondern auch eine solche auf die Totholzfläche. Dieser Seitendruck der Stromfäden auf die Totholzfläche unterstützt daher den Ruderdruck zum Drehen des Schiffes und gestaltet das Drehvermögen der Segelschiffe trotz des für diese gebräuchlichen großen Lateralplanes günstig. Man kann daher bei Segelschiffen schon mit kleinen Ruderwinkeln und verhältnismäßig schmalen Ruderflächen ein wirksames Drehmoment erzielen, so daß die Schiffsgeschwindigkeit beim Überstagen nur unwesentlich herabgesetzt wird.

Mit Einführung der Dampfschifffahrt wurde bei den Schraubenschiffen die Kontinuität zwischen Ruderfläche und Totholz des Schiffsrumpfes unterbrochen und dadurch die Ruderwirkung abgeschwächt, wengleich der nach hinten geworfene Schraubenstrom dem Ruder wieder zugute kam. Um die Steuerfähigkeit des Schiffes zu sichern, ging man alsbald dazu über, den Ruderflächen eine größere Breite zu geben. Dieser Ausweg wurde besonders bei den älteren, völligen und tiefgangseringen Küstenpanzerschiffen notwendig, trotz ihres kleinen Verhältnisses von $L : B$, da die anfänglichen Schrauben von geringen Umlaufzahlen und großem Durchmesser die Ruderfläche mit ihrem Schraubenwasser nicht kräftig genug beaufschlagen konnten. Wurde bei diesen Schiffen Ruder gelegt, so nahm das Schiff, da der Angriffspunkt des Wasserwiderstandes beim Drehen bei der großen Völligkeit der Schiffsförm weit vorn zu liegen kam, schnell Winkelgeschwindigkeit auf, so daß zum Aufkommen alsbald Gegenruder gelegt werden mußte, und zwar um so mehr, als bei dem großen Massenträgheitsmoment dieser gepanzerten Schiffe die lebendige Kraft der Drehbewegung wieder tot zu machen war. Diese Schiffe steuerten daher sehr wild, d. h. sie machten große Pendelschwingungen um die Kurslinie und besaßen daher nur eine höchst mangelhafte Kursbeständigkeit. Eine besonders ungünstige Kursbeständigkeit wiesen die gepanzerten schwimmenden Batterien des Krimkrieges ohne Eigenantrieb auf, so daß Dupuy de Lome sich veranlaßt sah, am Hinterschiff zwei Flossen anzubringen, um das Ausschlagen des Hecks beim Ruderlegen abzuweichen.

Günstigere Verhältnisse für die Steuerfähigkeit der Schraubenschiffe traten erst allmählich ein, als mit Steigerung der Umlaufzahlen der Schrauben und entsprechender Verringerung ihres Durchmessers das Schraubenwasser auf die Ruderfläche intensiver zur Wirkung kam. Diese erhöhte Beaufschlagung des Ruders durch den Schraubenstrahl brachte zwar den Nachteil mit sich, daß z. B. bei rechtsumlaufender Schraube das Ruder zum Kurshalten etwas nach B.B. gelegt werden mußte, um die ablenkende Wirkung des Schraubenwassers auszugleichen. Dieses Verfahren, das man allgemein als Nachteil empfand, da durch die dauernde Ruderlage der Schiffswiderstand sich erhöhte, gezielte aber der Kursbeständigkeit zum Vorteil, da das gelegte Ruder, ähnlich wie bei dem am Winde segelnden Segelschiff, die vom Kurs ablenkenden Kräfte ausbalanzierte. Denn das in Fahrt befindliche Schiff ist durch seine Form nicht kursbeständig, da beim Gieren der Angriffspunkt des Wasserwiderstandes vor dem Massenschwerpunkt zu liegen kommt; es wird erst einigermaßen kursbeständig durch den vom Propeller erzeugten Wasserstrahl und durch das hierdurch bedingte geringe Legen des Ruders, so daß eine ständige Ausbalanzierung der ablenkenden Kräfte stattfindet. Inwieweit das unter Druck stehende Ruder als wirksame Flosse die Kursbeständigkeit erhöhen kann, kann man augenfällig bei schnellen Motorbooten mit breitem Heck und zwei Rudern zu beiden Seiten der Längsschiffsebene beobachten. Während diese Boote bei Stellung der beiden Ruder in Mittschiffslage, d. h. parallel zur Längsschiffsebene, schlecht Kurs halten, wird die Kursbeständigkeit sofort besser, wenn die beiden Ruderflächen in der Mittschiffslage etwas gegeneinander verstellt werden, so daß sie beim Kursfahren einen wirksamen Flossendruck erhalten.

Während hiernach ein Streben nach Kursbeständigkeit für Segelschiffe überhaupt nicht in die Erscheinung trat, bei Dampfschiffen aber nur bei besonders ungünstigen Schiffsformen, wurde die Kursbeständigkeit bei Einführung des automobilen Torpedos zur *conditio sine qua non*. Die Kursbeständigkeit spielt beim Torpedo dieselbe Rolle wie beim Geschoß, sei es nun der Pfeil oder das Langgeschoß. Der Pfeil trägt zur Stabilisierung seiner Laufbahn am hinteren Ende Federflossen, während das Langgeschoß seine Stabilität durch seine durch den Drall der Züge erzeugte Rotation erhält. Da beim Torpedo eine Rotation undurchführbar war, so mußte man den Geradlauf durch dynamische Mittel anstreben. Neben Anordnung von vertikalen und horizontalen Flossen am Schwanzende in Verbindung mit vertikalen und horizontalen Rudern sowie Verwendung von zwei in entgegengesetzter Richtung umlaufenden Schrauben, sorgte die ausschlaggebende Neuerung des Geradlaufapparates von Obry mit Kreiselstabilisator zur Betätigung des Vertikalruders für eine genügende Kursstabilität, während der durch einen Pendel regulierte Tiefenapparat durch Betätigung des Horizontalruders zugleich den Lauf des Torpedos automatisch auf eine bestimmte Wassertiefe einstellte und erhielt. Diese automatische Steuerung im Geradlauf konnte um so sicherer erreicht werden, als das Massenträgheitsmoment des Torpedos verhältnismäßig klein war.

Die Erfolge mit dem Geradlauf der Torpedos konnten später bei Einführung der U-Boote und Luftschiffe insofern günstig verwertet werden, als es auch bei diesen Fahrzeugen auf eine Sicherung der Schifffahrt im Raume ankommt. Auch fallen bei diesen Schiffstypen die bei Oberflächenschiffen so ungünstigen einseitigen Ablenkungen durch äußere Kräfte wie Wind und Seegang fort. Es ist daher nicht überraschend, wenn man bei U-Booten und Luftschiffen der Schaffung einer sicheren Kursbeständigkeit schneller Herr geworden ist als bei den Oberflächenschiffen. Hier sind es einmal die Flossen am Schwanzende der Fahrzeuge, verlängert durch Vertikal- und Horizontalruder, dann aber auch die Lage des Displacementschwerpunktes vor der Mitte der Schiffslänge, welche die Kursbeständigkeit mit kleinen Ruderwinkeln sicher stellen.

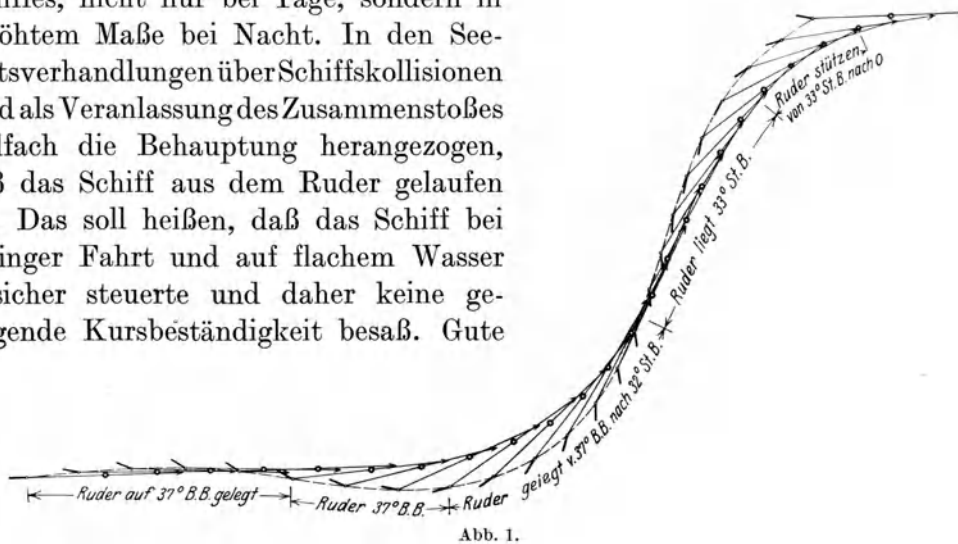
Trotz dieser unbestreitbaren Erfolge in der Erzielung einer zuverlässigen Kursbeständigkeit bei U-Booten und Luftschiffen fanden ähnliche Bestrebungen für die Oberflächenschiffe keine merkliche Beachtung. Es geht dies auch schon aus dem Umstand hervor, daß die Handbücher für den Schiffbau in dem Kapitel über Steuern der Schiffe zwar die Steuerfähigkeit nach Ruderform, Ruderdruck, Ruderwinkel und Drehkreisdurchmesser theoretisch und praktisch untersuchen, aber die Bedeutung der Kursbeständigkeit der Schiffe vollkommen außer acht lassen. Auch der Begriff „Steuerfähigkeit“ schließt zwei in ihrer Wirkung entgegenstehende Eigenschaften in sich, einmal die Fähigkeit des Schiffes, gut Kurs zu halten, dann aber auch die Fähigkeit, nach dem Ruderlegen schnell und wirksam vom Kurse abzuweichen. Letztere Eigenschaft sollte man allein mit Manövrierfähigkeit oder besser Lenkbarkeit bezeichnen, und das gute Kurshalten allein mit Kursbeständigkeit. Gute Steuerfähigkeit würde dann den weiteren Begriff von guter Lenkbarkeit und guter Kursbeständigkeit in sich schließen.

Erst die neuzeitlichen Bestrebungen zur Verbesserung des Wirkungsgrades des Schiffsbetriebes haben dazu geführt, die stiefmütterliche Behandlung der Kursbeständigkeit der Schiffe aufzugeben und ihre nicht unbedeutenden, wertvollen Charaktereigenschaften zu würdigen. Diese kennzeichnen sich für alle Schiffstypen in der Begradigung und demnach Verkürzung der Wegstrecke und damit der Überfahrtszeit, sowie in der Einschränkung der Gierbewegungen des Schiffes und damit Verkleinerung der Ruderwinkel, wodurch eine Verminderung des zusätzlichen Widerstandes des gelegten Ruders und damit des Gesamt-Schiffswiderstandes herbeigeführt und zugleich der Kraftbedarf der Rudermaschine herabgesetzt wird, Gesichtspunkte, welche für die Steigerung der Wirtschaftlichkeit des Schiffsbetriebes von großer Bedeutung sind. Die Gierbewegungen des Schiffes auf geradem Kurs erhöhen nun aber den Schiffswiderstand nicht allein wegen des zum Kurshalten notwendigen Ruderlegens, sondern in erhöhtem Maße durch die Fortbewegung des Schiffes in einer gestreckten Sinuslinie, wobei das Schiff nicht immer frontweise, sondern vorwiegend mit einer mehr oder weniger ausgesprochenen Schrägstellung durchs Wasser getrieben wird, da sich das Schiff beim Abdrehen vom Kurs um seinen Gewichtschwerpunkt dreht und die durch denselben wirkende lebendige Kraft diesen in gerader Kursrichtung vorwärts zu bewegen trachtet. Diese bisher noch wenig

beachtete Tatsache läßt sich klar und deutlich aus Abb. 1 erkennen, welche die Bahn des Gewichtsschwerpunktes und die jeweiligen Lagen des Schiffes beim Ruderlegen und darauffolgendem Stützen des Ruders darstellt, wie solche seinerzeit mit Hilfe des Schiffsweganzeigers von Wellenkamp ermittelt wurde¹⁾.

Aber auch für die Schiffsführung bringt eine gute Kursbeständigkeit des Schiffes nicht nur eine merkliche Erleichterung beim Steuern mit der Hand mit sich, sondern auch eine größere Sicherheit beim Fahren auf belebten Schifffahrtsstraßen, da bei guter Kursbeständigkeit die Kollisionsgefahr der Schiffe erheblich verringert wird. Denn jedes unbeabsichtigte Gieren des Schiffes erschwert die richtige Einschätzung des Schiffskurses eines entgegenkommenden

Schiffes, nicht nur bei Tage, sondern in erhöhtem Maße bei Nacht. In den Seeamtsverhandlungen über Schiffskollisionen wird als Veranlassung des Zusammenstoßes vielfach die Behauptung herangezogen, daß das Schiff aus dem Ruder gelaufen sei. Das soll heißen, daß das Schiff bei geringer Fahrt und auf flachem Wasser unsicher steuerte und daher keine genügende Kursbeständigkeit besaß. Gute



Kursbeständigkeit begünstigt auch eine sichere Navigierung nach Radio- und akustischen Signalen. Auch für die Kriegsmarine ermöglicht eine Einschränkung der Gierbewegungen des Schiffes ein besseres Abkommen beim Schießen und erhöht zugleich die Schiffsgeschwindigkeit sowie den Aktionsradius. Die Bedeutung der Kursbeständigkeit ist daher nicht mehr außer Acht zu lassen, eine gerechte Würdigung derselben sollte daher nicht nur vom Schiffskonstrukteur, sondern auch von der Schiffsführung angestrebt werden.

Erfreulicherweise mehren sich seit einigen Jahren die Untersuchungen und Forschungen über die Kursbeständigkeit der Schiffe, wenngleich auch die anschauungen über dieselbe nicht immer parallel laufen²⁾. Theorie und mathematische Berechnungen können über die Gestalt des Schiffsweges beim Ruderlegen keinen entscheidenden Aufschluß geben, da die dynamischen Vorgänge ständig

¹⁾ Vgl. Jahrb. d. Schiffbau-Ges. 1910, S. 714/15.

²⁾ Minorsky, N.: Directional Stability of automatically steered Bodies. Journ. of the Americ. Soc. of Naval Engin. Mai 1922. — Klein, Dr. Ing. Marcel: Über Kursbeständigkeit und Steuerfähigkeit von Schiffen. Schiffbau vom 9. 5. 1923. — Kempf, Dr.-Ing. Günther: Über Steuerwirkung bei Schiffen. Schiffbau vom 14. 10. 1923. — Johns, A. W.: Ship Form and Steering. The Engineer vom 23. 11. 1923. — Sperry, Elmer A.: Das Steuern der Schiffe mit Rücksicht auf einen wirtschaftlichen Bordbetrieb. Marine Engineering and Shipping Age. vom Januar 1924. — Kent, J. L.: Die Wirkung von Wind und Seegang auf den Antrieb von Schiffen. Vortrag der Institution of Naval Architects. 1924. — Baker, G. S.: Steering of Ships in shallow Water and Canals. Institution of Naval Architects. 1924.

wechseln und schwer theoretisch zu erfassen sind. Es bestehen daher zur Lösung des Problems dieselben Schwierigkeiten wie bei der zuverlässigen Ermittlung des Schiffswiderstandes. Man wird daher zur Vorausbestimmung der Steuerfähigkeit eines Schiffsentwurfes auf Modellversuche zurückgreifen müssen. Diese Versuche haben bereits klargestellt, daß das Problem des Steuerns nur dynamisch erfaßt werden kann, und daß die neuesten Forschungen der Strömungstheorie hierbei nicht unberücksichtigt bleiben dürfen. Da ferner die Arbeit der Schraube die Erreichung einer guten Kursbeständigkeit wesentlich fördert, so müssen die Modelle eigenen Schraubenantrieb mit Ruder- und Steuervorrichtung erhalten, womöglich auch die Mitführung eines Bedienungsmannes gestatten, so daß man zu Modellbooten gelangt, wie solche beim Bau der *Mauretania* und vor dem Kriege zur Vorausbestimmung der Steuerfähigkeit der Kriegsschiffsentwürfe auf der Kaiserlichen Werft Kiel zu Versuchszwecken erfolgreiche Verwendung gefunden haben. Die Versuche sollten ferner auf fertigen Schiffen unter Verwendung von Registrierapparaten zur Aufzeichnung des wirklichen Schiffsweges fortgesetzt werden, wie ich dies an dieser Stelle vor 17 Jahren an der Hand der *Wellenkamp*schen Apparate ausführen durfte. Durch solche Fahrten könnte dann ferner der Einfluß der Schiffsförm, sowie von Wind und Seegang auf die Kursbeständigkeit von Schraubenschiffen untersucht werden. Eine weitere wichtige Frage bildet die Kursbeständigkeit des Schiffes für die Fahrten in Schifffahrtskanälen bei geringen Geschwindigkeiten — Suezkanal, Panamakanal, Kaiser Wilhelm-Kanal —, da bekanntlich die Steuerfähigkeit der Schiffe bei langsamer Fahrt und auf flachem Wasser stark abnimmt.

Die Bestrebungen, eine kursstabile Lage des Schiffes in Fahrt allein durch besondere Ausgestaltung der Schiffsförm zu erreichen, wie dies von Marcel Klein angeregt wurde, können nicht zum Ziele führen, da die statische Kursstabilität jeder Schiffsförm negativ ausfällt. Dies wird schon dadurch einleuchtend, daß beim Gieren des Schiffes der Wasserwiderstand, da das Schiff hierbei vorübergehend in mäßiger Querstellung durchs Wasser getrieben wird, im Vorschiff angreift, während die Antriebskraft des Schiffes im Systemschwerpunkt wirkend stets dahinter zur Geltung kommt. Diese Tatsache legt es nahe, die Schiffsförm so zu gestalten, daß der Deplacementsschwerpunkt gleichfalls im Vorschiff zu liegen kommt, wie dies bei Radschiffen üblich ist, da bei diesen die Schaufelradwelle im Vorschiff gelagert wird, und dieses verhältnismäßig kürzer und völliger, das Hinterschiff dagegen länger und schlanker gestaltet wird, um einen günstigen Abfluß des Propellerwassers am Hinterschiff entlang zu ermöglichen. Die Radschiffe weisen daher eine einwandfreie Kursbeständigkeit auf. Bei Schraubenschiffen spielt, wie wir später sehen werden, gleichfalls ein störungsfreier Abfluß des Schraubenwassers nach achtern eine Hauptrolle, doch kommt hierfür nur der um die Schiffsschraube herum gelegene Teil des Schiffsrumpfes in Frage. Die Hauptschiffsförm ist jedoch von den sonstigen Eigenschaften des Schiffes, wie Stabilität und Schiffswiderstand, vornehmlich abhängig und zwingt die Einschränkung des letzteren dazu, den Deplacementsschwerpunkt mehr nach hinten zu verlegen, da ein völliges Vorschiff den Wellen-

widerstand vermehrt. Bei der Schifffahrt im Raum, wo dieser wegfällt, wird dagegen der Deplacementsschwerpunkt stets weit nach vorn verlegt, woraus die günstige Kursbeständigkeit von Torpedo-, U-Boot und Luftschiff erklärlich wird. Daneben spielt die Fläche und die Schwerpunktslage des Lateralplanes eine Rolle, da eine Anhäufung desselben im Heck bei Beginn der Drehung vorteilhaft wirkt, um ein Ausscheren desselben beim Ruderlegen einzuschränken.

Bei den Schraubenschiffen ist aber eine gute Kursbeständigkeit allein auf dynamischem Wege zu erreichen mit Hilfe der Wirkung des Steuerruders und unterstützt durch das Schraubenwasser. Günstige Schiffsformen können jedoch dazu beitragen, ein Kurshalten des Schiffes mit möglichst geringer Nachhilfe durch das Ruder, d. h. durch minimales Ruderlegen, sicher zu stellen. Denn bei stärkerem Ruderlegen nimmt das Schiff beim Drehen leicht Winkelbeschleunigung auf und tritt das Massenträgheitsmoment in die Erscheinung, vermehrt durch das Trägheitsmoment der vom Schiffskörper beschleunigten Wassermassen. Dieses Massenträgheitsmoment muß dann beim Zurückbringen des Schiffes in den Kurs jedesmal tot gemacht werden. Ist daher bei geringen Gierbewegungen des Schiffes ein Zurückbringen desselben mit kleinen Ruderwinkeln nicht mehr zu erreichen, so ist auch ein einigermaßen gerader Kurs nicht zu erzielen, das Schiff giert ständig hin und her und pendelt um den festgesetzten Kurs.

Die Schiffsbewegung nach dem Ruderlegen läßt sich in 3 Abschnitte gliedern:

1. Das Ruder ist gelegt und das Schiff nimmt Winkelbeschleunigung auf;
2. Vereinigung der Beschleunigungskräfte beim Drehen mit den dämpfenden Widerstandskräften gegen das Drehen;
3. Eintreten einer gleichmäßigen Drehbewegung.

Der Charakter der Kräfte während der Abschnitte 1. und 3. läßt sich ergründen, während die Bewegungsform in Abschnitt 2. einen allmählichen Übergang des Bewegungszustandes von 1. zu dem von 3. darstellt. Für das Kurssteuern sind nur die Abschnitte 1. und 2. von Interesse. Im Abschnitt 3. ist freilich auch Kursstabilität vorhanden, doch ist der Kurs dann keine Gerade, sondern eine Kreislinie.

Beim Kurssteuern tritt zunächst die Ablenkung vom Kurs durch äußere auf das Schiff wirkende Kräfte in die Erscheinung, welche rechtzeitig durch Ruderlegen aufgehoben werden müssen. Das Drehmoment der äußeren Kräfte, vermehrt durch das Trägheitsmoment des in Drehung befindlichen Schiffes, muß daher durch ein wirksames Drehmoment der Widerstandskräfte gegen Drehen, welche von der Schiffsform beeinflußt werden können, vornehmlich aber durch ein kräftiges Rudermoment bei kleinstem Ruderwinkel ausgeglichen werden. Die Grundlagen zur Schaffung einer guten Kursbeständigkeit sind daher zu suchen: einmal in einer wirksamen Dämpfung der ablenkenden Kräfte, dann aber in einem Ausgleich derselben durch ein intensives, aufrichtendes Rudermoment, und zwar, bevor das Schiff beim Drehen eine merkliche Winkelgeschwindigkeit aufgenommen hat, weil dann das Trägheitsmoment des Schiffes ein Aufkursbringen des Schiffes mit kleinen Ruderwinkeln erschwert.

Als äußere ablenkende Kräfte treten auf:

1. der Winddruck auf die Überwasserfläche des Schiffes,
2. der Wasserdruck auf Unter- und Überwasserschiff beim Seegang verbunden mit Schlinger- und Stampfbewegungen des Schiffes;
3. die Wirkung des Schraubenwassers.

Das Winddruckmoment kann günstigenfalls ausgeglichen werden durch eine gleichmäßige Verteilung der Überwasserfläche oder des Schattenrisses des Schiffes um die Achse durch den Systemschwerpunkt nach Art des Dreiinseltyps. Ist ein solcher Ausgleich namentlich bei starken Trimmlagen nach achtern und bei vorlichem Wind nicht vorhanden, so muß bei konstantem Winddruck die Ablenkung vom Kurs durch eine dauernde, bei Windstößen durch eine vorübergehende Ruderlage, beseitigt werden.

Der Wasserdruck gegen den Schiffsrumpf tritt meist periodisch und in verschiedenen Stärken auf. So lenkt der Wellenanprall gegen den Bug und vor allem die auflaufende See gegen das Heck vorübergehend ab, was jedesmal durch Ruderlegen ausgeglichen werden muß, falls die dämpfende Wirkung des Schiffswiderstandes nicht hinreichend ist. Die Schiffssformen im Bug und Heck sollten daher derart ausgebildet werden, daß der Wellenschlag über Wasser leicht abgeleitet wird, d. h. konvexe oder völlige Schiffssformen über Wasser; das Kreuzerheck wirkt in dieser Beziehung günstig. Andererseits muß der Schiffswiderstand an den Schiffsenden schnell und intensiv einsetzen, daher konkave oder gerade Schiffslinien unter Wasser namentlich im Vor- und Achterschiff, d. h. U-Spanten im Vorschiff und S-Spanten im Achterschiff in Verbindung mit möglichst weit nach vorn und hinten verlaufendem Lateralplan. Eine Trimmung des Schiffes nach achtern verschiebt nicht nur den Druckmittelpunkt des seitlichen Widerstandes, sondern auch den Deplacementsschwerpunkt nach achtern und wirkt daher ungünstig auf die Kursbeständigkeit. Dieses trifft jedoch nur für Schiffe geringer Geschwindigkeit, wie Frachtschiffe, welche in Ballast fahren, in besonderem Maße zu, namentlich wenn die Maschinenanlage im Achterschiff liegt, wie dies bei Tankschiffen gebräuchlich ist. In dieser Trimmlage verursacht die Auswässerung des Schiffes vorn wegen Vermehrung des Winddrucks auf das Vorschiff eine störende Ablenkung, während die Vergrößerung des relativen Massenträgheitsmoments wegen Anhäufung der Gewichte an den Schiffsenden ein Zurückdrehen des Schiffes erschwert. Bei Schiffen mit großer Geschwindigkeit wirkt eine Zunahme der Steuerlastigkeit trotz der Verschiebung des Deplacementsschwerpunktes nach hinten weniger ungünstig auf die Kursstabilität, da wegen der scharfen Vorschiffslinien, sowie wegen der Anhäufung des Lateralplanes achtern der Angriffspunkt des Schiffswiderstandes weiter hinten zu liegen kommt, und überdies die im Verhältnis zum Deplacement hohe Antriebskraft der Schrauben der ablenkenden Kraft des Schiffswiderstandes überlegen ist. Auch steigt bei Vermehrung des achteren Tiefgangs der Wirkungsgrad der Schrauben und des Ruders. Die Torpedoboote und schnellen Motorboote können daher, da sie nach Aufnahme der forcierten Fahrt steuerlastig fallen, besser Kurs halten. Inwieweit diese Erscheinungen bei den verschiedenen

Schiffstypen mit Bezug auf die Kursbeständigkeit zur Geltung kommen können, wäre ein dankbares Feld weiterer Untersuchungen.

Die ablenkende Wirkung des Schraubenwassers, welche um so geringer ausfällt, je mehr die Drehung und Wirbelung des Schraubenstrahls beseitigt werden kann, läßt sich durch eine geringe Ruderlage leicht ausgleichen. Andererseits muß das Schraubenwasser so abgeleitet werden, daß störende Wirbelungen und vermehrte Form- und Reibungswiderstände vermieden werden. Das Hinterschiff um die Schraube herum bildet daher ein dankbares Feld, um durch wohl-durchdachte Formung der Schiffsteile die Kursbeständigkeit des Schiffes zu steigern. Wie später noch eingehend dargelegt werden soll, ist leider an dieser Stelle im Schiffbau im letzten Jahrzehnt arg gesündigt worden.

Während die geschilderten ablenkenden Kräfte wegen ihrer unregelmäßigen Wirkung zu der Bewegungsform des Schiffes in keine gesetzmäßige Beziehung gebracht werden können, kann das aufrichtende Rudermoment als Funktion des Ruderwinkels β gelten. Der Schiffswiderstand gegen Drehen kann nach Analogie des Rollwiderstandes als Funktion der Winkelgeschwindigkeit der Gierbewegung betrachtet werden. Da der Schiffswiderstand gegen Drehen und das Rudermoment den ablenkenden Drehmomenten entgegenwirken, so ergibt sich folgende Gleichung:

$$I_p \frac{d^2 \alpha}{dt^2} = -W \frac{d\alpha}{dt} - P \cdot \beta + D.$$

I_p = polares Massenträgheitsmoment des Schiffes,

W = Schiffswiderstandsdrehmoment,

P = aufrichtendes Rudermoment,

D = die Summe der äußeren ablenkenden Drehmomente,

α = die Ablenkung vom Kurse.

Da der Ruderwinkel in linearer Proportion zur Kursablenkung steht, kann das aufrichtende Rudermoment auch in Funktion zur Kursablenkung gesetzt werden und wird dann

$$I_p \cdot \frac{d^2 \alpha}{dt^2} + W \cdot \frac{d\alpha}{dt} + P \cdot \alpha = D.$$

Dies ist die Gleichung für das physische Pendel, das Steuern wird daher oszillatorisch erfolgen. Sieht man von äußeren störenden Kräften ab ($D = 0$) und läßt man das Ruder aufkommen, so daß $P = 0$ ist, so wird

$$I_p \frac{d^2 \alpha}{dt^2} = -W \frac{d\alpha}{dt} \quad \text{und} \quad \frac{d^2 \alpha}{dt^2} = -\frac{W}{I_p} \cdot \frac{d\alpha}{dt}.$$

Die Winkelbeschleunigung wird daher negativ und sucht daher die bei der Drehung entstandene positive Winkelbeschleunigung tot zu machen. Dies geschieht um so wirksamer, je größer W im Verhältnis zu I_p ist. Die Dämpfungsmöglichkeit der Oszillation ist daher abhängig von W/I_p . Da mit Zunahme der Schiffsgrößen I_p schneller wächst als W , so ist eine zuverlässige Dämpfung bei kleinen Fahrzeugen schneller zu erreichen als bei größeren. Zwar wird ein Schiff mit großem Massenträgheitsmoment nicht so leicht durch äußere Kräfte vom

Kurs abgelenkt, doch ist, wenn eine Ablenkung eingetreten ist, ein Zurückdrehen eines großen Schiffes erheblich schwieriger wie das eines kleinen Fahrzeuges. Für letzteres ist daher, wie z. B. für Torpedos, ein automatisches Kurshalten leichter durchzuführen wie für größere Schiffe.

Trotzdem sind die ersten Bestrebungen, die Schiffsbahn großer Schiffe einem geraden Kurs zu nähern, den automatischen Steuervorrichtungen zu verdanken, und zwar dem Selbststeuerer von Anschütz und dem von Sperry. Die mit diesen Apparaten erzielten Verbesserungen in der Kursbeständigkeit der Schiffe sind in der Hauptsache dem Umstande zuzuschreiben, daß der Selbststeuerer bei geringsten Abweichungen des Schiffes vom abgesteckten Kurs das Ruder zum Aufrichten des Schiffes betätigt und sich dementsprechend mit kleinsten Ruderwinkeln behilft.

Um die Kursbeständigkeit mit seltener Ruderbetätigung und mit kleinsten Ruderwinkeln zu sichern, hat Anschütz bei seinem Selbststeuerer durch Einschaltung einer Kupplung mit verstellbarer Lose ein dämpfendes Moment eingeführt, so daß der Motor im Selbststeuerer zunächst nur das Handrad dreht, während die Nachdrehung der Kontaktbahnen solange ausgeschaltet bleibt, bis die Lose der Kupplung durchlaufen ist. Während dieser Zeit ist dann schon eine gewisse Ruderlage erzielt, die der vom Kurs abführenden Drehung entgegenwirkt bzw. beim Zurückdrehen des Schiffes in den Kurs diese Drehung durch eine entgegengesetzte Ruderlage auffängt. Um ferner bei schlingerndem Schiff und den hierdurch veranlaßten und zum Teil sich wieder ausgleichenden Gierbewegungen ein Ruderlegen einzuschränken, hat Anschütz zwischen den Kontakten am Tochterkompaß und dem Motor Relais eingeschaltet, die mit einer einstellbaren Verzögerungseinrichtung versehen sind, so daß der Selbststeuerer nur dann anspringt, wenn während der eingestellten Zeitdauer ununterbrochen Strom ins Relais geschickt wird. Der Steuermotor bleibt hiernach in Ruhe, wenn die Impulse für abwechselnden Rechts- und Linkslauf des Ruders in kürzeren Fristen aufeinanderfolgen, als die eingestellte Relaiszeit umfaßt. Die durch das Schlingern erzeugten Gierbewegungen werden dann keine wechselnden Impulse auf den Steuermotor abgeben, wenn die Zeit so eingestellt ist, daß sie mit Sicherheit größer wird als die halbe Schlingerperiode und kleiner als die volle Schlingerperiode des Schiffes. Diese zeitliche Verzögerung der Steuereinrichtung gegenüber den Bewegungen des Kompasses hat praktisch keinen Nachteil, sie wird durch die herbeigeführte Schonung der Rudermaschine bei schlechtem Wetter überreichlich ausgeglichen. Die ständig wirkende Ablenkung eines konstanten Winddruckes, welche bei Handsteuerung durch eine dauernde Ruderlage ausgeglichen wird, vermag der Selbststeuerer dadurch zu begleichen, daß beim automatischen Steuern das Ruder sich in eine praktische Mittschiffslage einstellt, welche mit der mathematischen Mittschiffslage nicht übereinzustimmen braucht. Da aber bei einer solchen Veränderung der Mittelstellung des Ruders auch eine Veränderung der Mittelstellung der Schaltkontakte im Verhältnis zum Kompaß eintritt, so hat Anschütz eine Vorrichtung eingeführt, um die Schaltkontakte ganz allmählich in die Normallage zurückzu-

führen. Durch diese Einrichtung konnten die Pendelungen des Schiffes um den abgesteckten Kurs auf etwa 2 Minuten vergrößert und zugleich die Amplitude auf $\frac{1}{2}$ — 1° herabgesetzt werden. Bei Verwendung des Selbststeuerers wird die Tätigkeit der Rudermaschine auf über die Hälfte gegenüber der Handsteuerung nach dem Kreiselkompaß und auf etwa ein Drittel gegenüber Steuern nach dem Magnetkompaß herabgesetzt. Die beim Steuern mit der Hand nach dem Kreiselkompaß eintretende Kraftersparnis der Hauptmaschine beläuft sich gegenüber dem Steuern nach dem Magnetkompaß auf etwa $2\frac{1}{2}\%$, während sie bei Anstellung des Selbststeuerers bis auf 4% wächst. Diese Kraftersparnis ist vornehmlich auf die kleinen Ruderwinkel zurückzuführen beim Fahren mit dem Selbststeuerer, während beim Handsteuern nach dem Magnetkompaß größere Ruderausschläge notwendig werden, weil dessen Trägheit erst erhebliche Kursabweichungen kenntlich macht, die dann vom Rudersmann mit entsprechend größeren Ruderausschlägen korrigiert werden müssen, wodurch der Schiffswiderstand erheblich zunimmt.

Die Versuche, die Kursbeständigkeit des Schiffes beim automatischen Steuern dadurch zu erhöhen, daß beim Eintreten einer Kursablenkung des Schiffes zur Erzielung einer stärkeren Dämpfung das Ruder unter Einschaltung eines Gyroskops im Verhältnis zur Winkelgeschwindigkeit, wie beim Torpedo, gelegt wird, was theoretisch vorzuziehen ist, führten bei größeren Schiffen zu keinen praktischen Resultaten, da die Winkelgeschwindigkeit im Anfang der Drehung zu klein ist, um praktisch einwandfrei durch Kreisel irgendwelcher Art verwertet werden zu können. Auch spielt die Kontrolle der Ruderlage nach der Winkelgeschwindigkeit bei stärkerem Seegang keine so wesentliche Rolle und genügt die Kontrolle nach dem Kompaß vollkommen den wirklichen Verhältnissen. Für das Steuern nach dem Kreiselkompaß bietet jedoch die Minutenrose von Anschütz für den Rudersmann insofern eine wesentliche Unterstützung, als ein geübter Rudersmann die Elemente der charakteristischen Bewegungen vom dynamischen Standpunkt besser einschätzen kann, indem er bei der schnelleren Drehung der Minutenrose die momentane Winkelgeschwindigkeit des Gierens sowie die Zeitvariationen berücksichtigen und gewissermaßen das Ruderlegen nach der Winkelgeschwindigkeit und nicht allein nach der Kursänderung bewerkstelligen kann.

Sperry hat mit seinem Selbststeuerer ähnliche Resultate erzielt. Mit Hilfe eines mechanischen Schiffswegsanzeigers konnte er fortlaufend die Zeit, den Kurs, die Ruderlage sowie die Roll- und Stampfbewegungen des Schiffes unter Verwendung eines stabilisierenden Kreisels registrieren und die wechselnden Steuercharakteristiken des Schiffes während der Fahrt unter dem Einfluß von Wind und Seegang in zeitlicher Übereinstimmung übersichtlich klarlegen. Sperry hat hierbei gefunden, daß den abgeschwächten Gierbewegungen durch das Steuern eine langsamere Gierbewegung des Schiffes veranlaßt durch Wind und Seegang übergelagert ist. Die Untersuchungen von Sperry mit verschiedenen Frachtdampfern, gesteuert mit Selbststeuerer und durch Handrad nach dem Magnetkompaß, ergaben bei Benutzung des Selbststeuerers bei dem Dampfer „Hokko Maru“ bei einer Fahrtstrecke von 20 000 Seemeilen eine Ersparnis

von rund 7 Seemeilen pro Tag, und eine Kraftersparnis der Antriebsmaschine von etwa 3%. Letztere Ersparnis betrug bei dem Dampfer „Elisha Walker“ bei 100 000 Seemeilen bei verschiedenen Ladeverhältnissen 3,6%, bei dem Dampfer „W. H. Tilford“ bei 25 000 Seemeilen sogar $5\frac{1}{2}\%$. Der Vorzug des Selbststeuerers wird besonders bei schlechtem Wetter augenfällig. Bei dieser Wetterlage beschränkte der Selbststeuerer auf dem Dampfer „W. H. Tilford“ den maximalen Gierwinkel auf $7\frac{3}{4}^\circ$ gegenüber 11° bei Handsteuerung. Die Tätigkeit der Rudermaschine, gemessen in Gradminuten, verhielt sich hierbei gegenüber der Handsteuerung nach dem Magnetkompaß wie 2,5 : 15. Im allgemeinen kann man das Verhältnis des Ruderwinkels beim Selbststeuerer gegenüber Handsteuerung mit 7 : 17 annehmen. Die Vorzüge des Selbststeuerers zur Erhöhung der Kursbeständigkeit des Schiffes kommen jedoch nur dann voll zur Geltung, wenn die Betätigung des Steuerapparates durch den Motor des Selbststeuerers sehr feinfühlig und zuverlässig vor sich geht. Dies wird durch Einschaltung eines hydraulischen Telemotors nicht immer erreicht, da dieser einen gewissen toten Gang besitzt, der mit der Zeit eine große Ungenauigkeit erreichen kann, wodurch die Kursbeständigkeit des Schiffes ungünstig beeinflusst wird. Wesentlich zuverlässiger arbeiten die von den Siemens-Schuckert-Werken ausgeführte elektrische Telemotoranlage der synchronen Fernübertragung, System Meyer, sowie die sympathische Ruderanlage der AEG, bei welchen ein Zurückbleiben oder Voreilen des Ruderblattes gegenüber dem Steuerrad ausgeschlossen ist. Die elektrische Schiffssteuerung bietet überdies den Vorteil, daß der Kraftbedarf der Rudermaschine bei den verschiedenen Rudermanövern fortlaufend ermittelt werden kann, wie dies bei der Probefahrt des Motortankschiffes „Reginolite“ durchgeführt wurde.

Nachdem durch die Einführung des Kreiselkompasses mit Minutenrose und im besonderen des Selbststeuerers die Vorzüge einer guten Kursbeständigkeit erkannt waren, ging man auch dazu über, der Ruderkonstruktion eine größere Aufmerksamkeit zu schenken. Während beim Segelschiff und Raddampfer durch einen engen Anschluß der Ruderfläche an das achtere Totholz des Schiffsrumpfes ein störungsfreier, wirbelloser Ablauf der Stromfäden im Hinterschiff sichergestellt war, der die Kursbeständigkeit dieser Schiffe günstig beeinflusste, brachte das Einschraubenschiff mit seiner Schraubenöffnung, begrenzt von vierkantigen Schrauben- und Ruderstegen mit anschließendem Rahmenruder insofern einen merklichen Rückschritt, als durch die vierkantigen Schrauben- und Ruderstegen die Strömung der Wasserfäden zerstört wurde und durch das entstehende Totwasser und die auftretenden Wasserwirbel nicht nur der Propellerwirkungsgrad herabgesetzt, sondern auch der Schiffswiderstand durch kraftverzehrende Wirbelungen sowie Form- und Reibungswiderstände wesentlich vermehrt wurde, während gleichzeitig der Wasserdruck auf das Ruder hierdurch sich abschwächte und damit ein Kurshalten erschwert wurde¹⁾. Eine weitere Verschlechterung der Ruderwirkung trat ein, als man mit Zunahme der Schiffsabmessungen dazu überging, das Rahmenruder aus Gußeisen oder Gußstahl aus Festigkeitsrücksichten durch ein Plattenruder zu ersetzen, bestehend aus geschmiedeter Ruder-

¹⁾ Vgl. die Strömungsbilder von Ahlborn, Abb. 12 u. 13, Jahrbuch d. Schiffbautechn. Ges. 1905, S. 76.

spindel mit aufgesetzten Ruderarmen und eingeschobener Ruderplatte (Abb. 2). Hierdurch entstanden nicht nur zwischen Ruderstegen und Ruderfläche große, freie Spielräume, welche erhebliche Wasserwirbel erzeugen, sondern auch durch die über das Ruderblatt vorstehenden Ruderarme künstliche Aufrauungen der Ruderfläche, welche weitere Wirbel- und Reibungswiderstände verursachen. Die so künstlich zerrissenen Stromfäden schwächen nicht nur den Ruderdruck

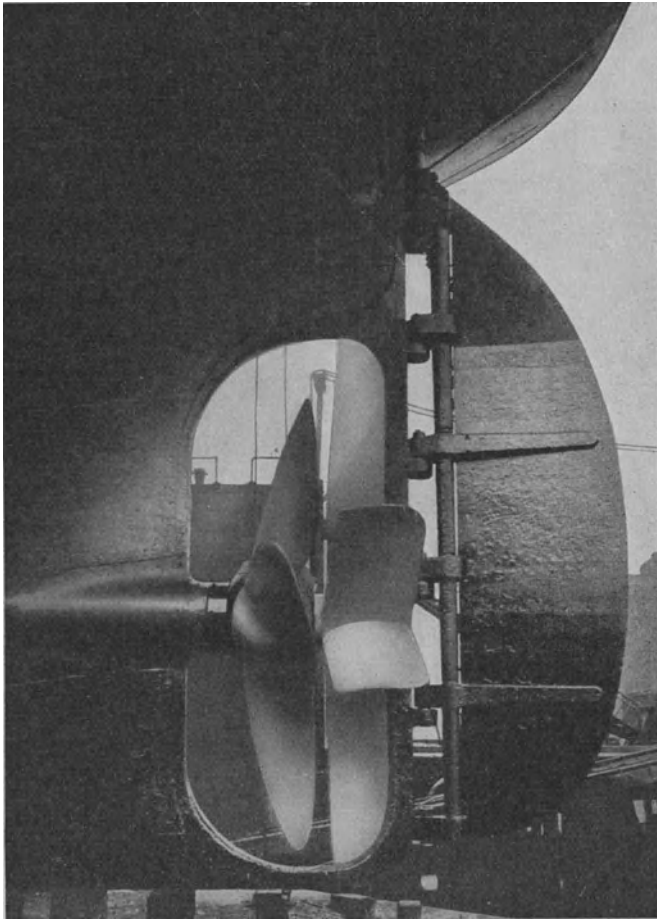


Abb. 2. Normales Ruder mit Star-Contra-Propeller. D. Norfolk.

ab, sondern erzeugen zugleich heftige Stöße auf das Ruderblatt, so daß die Steuerorgane durch starke Federn und meist auch durch schwere Stoßtaljen gegen Beschädigungen geschützt werden müssen. Alle diese Mängel setzen die Wirksamkeit des Ruders erheblich herab, so daß die Steuerfähigkeit des Schiffes durch erhöhte Ruderwinkel erzwungen werden muß, wodurch der Schiffswiderstand weiter gesteigert und der Wirkungsgrad des Schiffsantriebes herabgesetzt wird.

Erst die nach den Vorgängen der Flugtechnik unternommenen Untersuchungen auf strömungstechnischem Gebiet führten nach dem Kriege dazu, die Gestaltung des Hinterschiffes und des Ruders einer Nachprüfung zu unterziehen. Die ersten Anregungen in dieser Beziehung gingen von Anton Flettner aus, welcher mit seinem strombetätigten Ruder eine radikale Umgestaltung des Hinterschiffes durchführte. Die Vereinigung des Hauptruders mit einem dasselbe durch den Wasserstrom legenden Hilfsrunder brachte für das letztere zum erstenmal im Schiffbau den wirksamen Seitentrieb zur Geltung, welcher sich bei den gewölbten Tragflächen der Flugzeuge als Auftrieb so wirkungsvoll gezeigt hatte. Dieser Seitentrieb bildet zwar die Antriebskraft zum Legen des Hauptruders, er erzeugt aber zugleich eine ungünstige Verteilung der Druck- und Saugkräfte auf das Hauptruder zur Erzielung eines wirksamen Rudermomentes zum Drehen des Schiffes, so daß das Flettner-Ruder eine besonders

ab, sondern erzeugen zugleich heftige Stöße auf das Ruderblatt, so daß die Steuerorgane durch starke Federn und meist auch durch schwere Stoßtaljen gegen Beschädigungen geschützt werden müssen. Alle diese Mängel setzen die Wirksamkeit des Ruders erheblich herab, so daß die Steuerfähigkeit des Schiffes durch erhöhte Ruderwinkel erzwungen werden muß, wodurch der Schiffswiderstand weiter gesteigert und der Wirkungsgrad des Schiffsantriebes herabgesetzt wird.

Erst die nach den Vorgängen der Flugtechnik unternommenen Untersuchungen auf strömungstechnischem Gebiet führten nach dem Kriege dazu, die Gestaltung des Hinterschiffes und des Ruders einer Nachprüfung zu unterziehen. Die ersten Anregungen

große Breite erhalten muß und überdies auf größere Ruderwinkel angewiesen ist, um ein Gieren des Schiffes auszugleichen. Daß es hierbei keiner mechanischen Kraftleistung bedarf, ist der Hauptvorzug des Flettner-Ruders. Bei einer bestimmten Wetterlage ist jedoch das am Schiffkörper frei beweglich gelagerte Einflächenruder von Flettner mit Bezug auf die Kursbeständigkeit günstig. Bei von hinten auflaufenden Seen kann das Ruder dem Wellenschlag selbsttätig ausweichen und nimmt ohne Heranziehung des Rudermannes diejenige Lage ein, welche notwendig wird, um das durch den Wellenschlag abgelenkte Schiff wieder auf Kurs zu bringen. Nach dem Aufhören des Wellenimpulses kehrt dann das Hauptruder durch den Einfluß des Hilfsruders wieder von

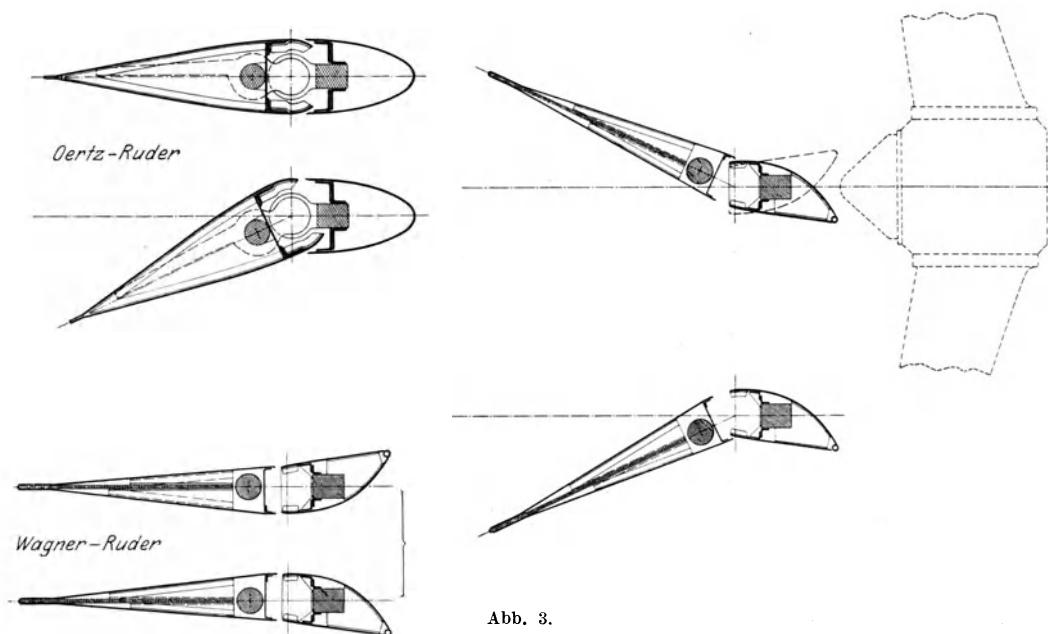


Abb. 3.

selbst in die Mittschiffslage zurück, so daß das Ruderlegen zum Kurshalten eingeschränkt werden kann. Flettner-Ruder und Selbststeuerer ergänzen sich ferner insofern zweckmäßig, als durch die teilweise Selbstregulierung des Flettner-Ruders die Tätigkeit des Selbststeuerers eingeschränkt wird; auch werden durch den Fortfall der Rudermaschine die bei dieser nicht immer zu vermeidenden Ungenauigkeiten und Störungsmöglichkeiten umgangen.

Zu gleicher Zeit mit Einführung des Flettner-Ruders wurden die älteren Bestrebungen von Dr. Wagner wieder aufgenommen, um das durch den Schraubenpropeller zurückgeworfene Wasser durch einen Gegenpropeller durch Erzielung einer zusätzlichen Schubkraft zum Teil wieder nutzbringend zu verwerten. Dazu trat alsbald die vor den Schrauben angeordnete Leitvorrichtung von Prof. Hass. Durch diese Leitflächen am Ruder- sowie Schraubenstegen wurde der Wirkungsgrad des Schiffsantriebes derart erhöht, daß bis zu 15% der Maschinenleistung gespart werden konnten. Die Tatsache, daß die Anbringung von Leitflächen an den Stegen auch eine Verbesserung der Kursbeständigkeit des Schiffes mit sich bringt, ist erst in jüngster Zeit spruchreif ge-

worden. Denn das durch den Gegenpropeller zu einem geschlossenen Zylinder von Stromfäden zusammengeschnürte und unter Verringerung der Stromfäden-drehung axial zurückgeworfene Schraubenwasser übt schon an sich eine größere stabilisierende Wirkung auf die Fahrt des Schiffes aus, als der ohne Gegenpropeller in schäumigen Spiralen nach hinten geworfene Schraubenstrahl, und zwar in ähnlicher Weise, wie bei der Rakete der Reaktionsstrahl der Gase

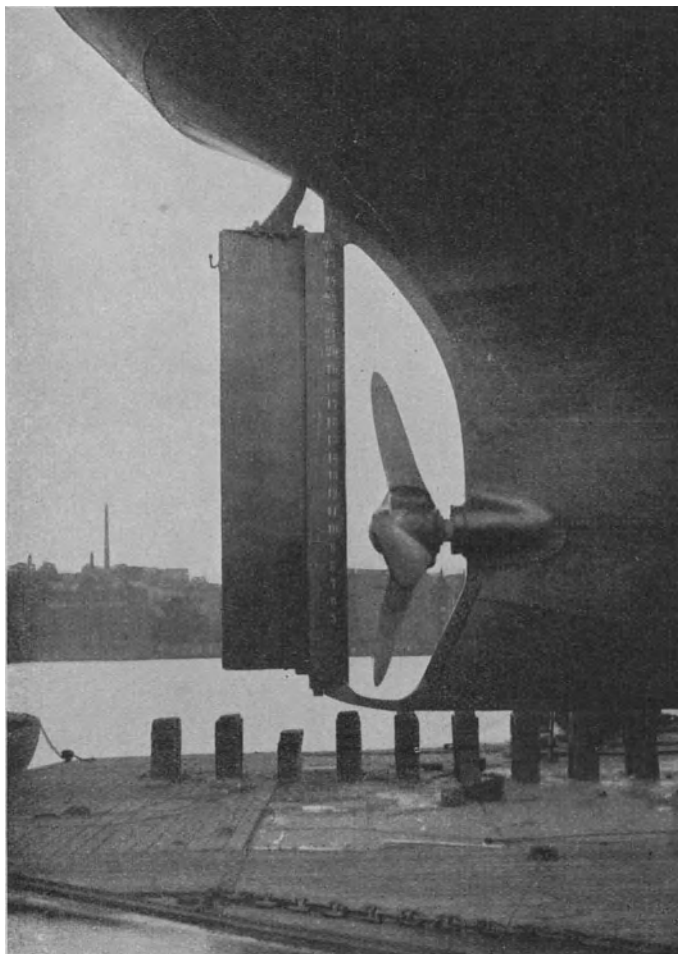


Abb. 4. Oertz-Ruder.

des Treibsatzes. Daneben dürfte eine Verbesserung der Kursbeständigkeit auch dem Einbau der vertikalen Leitflächen am Ruderstegen zuzuschreiben sein. Diese gestalten Schrauben- und Ruderstegen für den Wasseran- und -ablauf strömungstechnisch besser aus, und erzeugen die unsymmetrischen Leitflächen am Ruderstegen beim Legen des Ruders für einen Teil der Ruderfläche eine geknickte Fläche ähnlich der Form der Flugzeugtragflächen, so daß auf diese Weise schon bei kleineren Ruderwinkeln sich eine intensivere Ruderwirkung ergibt. Auf diese strömungstechnischen Grundlagen hat zuerst Dr. Wagner in seinem Patent vom 4. 3. 1920 — Ruderstegen von Schraubenschiffen — hingewiesen und neuer-

dings für sein Leitflächenruder verwertet (Abb. 3). Von weiterer Bedeutung sind ferner die seitlichen horizontalen Leitflächen am Ruderstegen, welche die Stampf- und Schlingerbewegungen des Schiffes im Seegang dämpfen, ähnlich den horizontalen Flossen bei den U-Booten und Luftschiffen, so daß die durch diese Bewegungen hervorgerufenen Gierbewegungen entsprechend gemildert werden und damit die Kursbeständigkeit befördert wird. Diese Tatsache zeigte sich besonders klar nach dem Einbau des Gegenpropellers auf dem amerikanischen Dampfer „Norfolk“ (Abb. 2). Während die Steuerfähigkeit des Schiffes mit dem strömungstechnisch unmöglichen Platten-Ruder vor dem Ein-

bau des Gegenpropellers nach aufgezeichneten Steuerdiagrammen unsicher war und das Schiff nur schwer auf Kurs gehalten werden konnte, steuerte das Schiff nach dem Einbau des Gegenpropellers stetiger und wurde das Ruder so wenig in Anspruch genommen, daß die Speisewasservorwärmer, welche den Abdampf der Steuermaschine ausnutzen, direkten Kesseldampf erhalten mußten.

Ein einfaches und zugleich durchschlagendes Mittel zur Erhöhung der Kursbeständigkeit des Schiffes hat das Oertz - Ruder gebracht, welches gleichfalls auf den Erfahrungen des Flugzeugbaues aufgebaut ist (Abb. 3, 4 und 5).

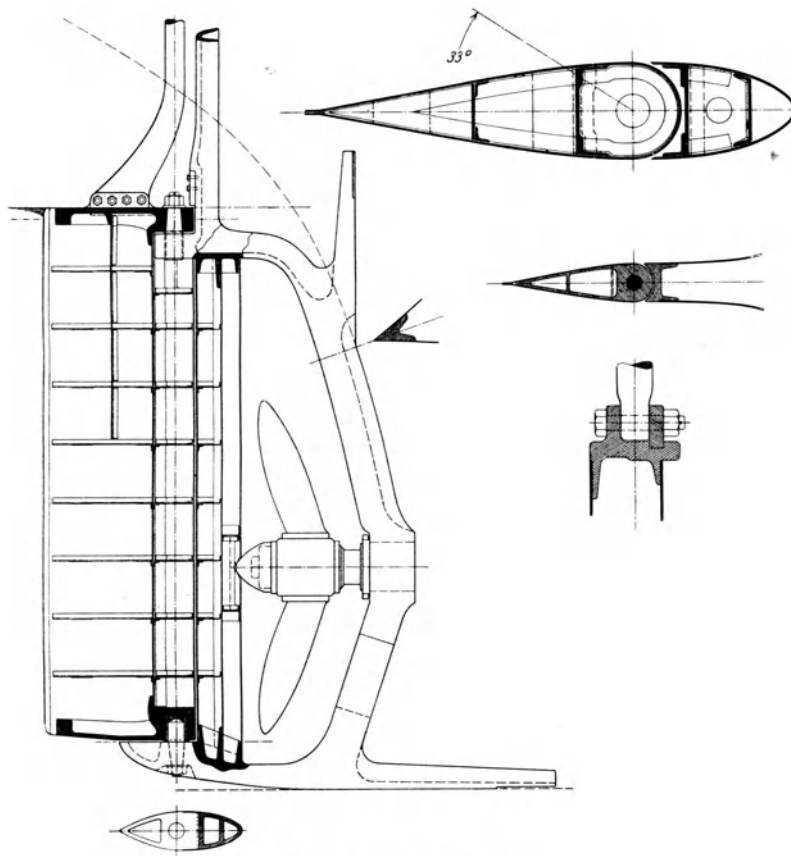


Abb. 5. Oertz-Ruder. Neubau.

Dasselbe besteht in seinem Aufbau ähnlich wie das Compound-Ruder der alten Panzerschiffe aus einem vorderen, breiten und feststehenden Teil der wirksamen Ruderfläche, der durch den vorn mit einer parabolischen Abrundung versehenen Ruderstevn vertreten ist, und einem hinteren, etwa doppelt so breiten beweglichen Teil, der in der üblichen Weise durch einen Ruderschaft gedreht werden kann. Beide Teile sind zu einem auf strömungstechnischen Grundlagen aufgebauten Gebilde vereinigt derart, daß die größte Dicke der Gesamtruderfläche auf etwa ein Drittel seiner Gesamtbreite von vorn liegt, während der bewegliche Teil des Ruders nach hinten schlank ausläuft. Beide Teile haben bei der Geradeausfahrt, d. h. bei Lage des beweglichen Teils Mittschiffs, eine glatte, wasserschnittige Form und sind derart eng aneinander

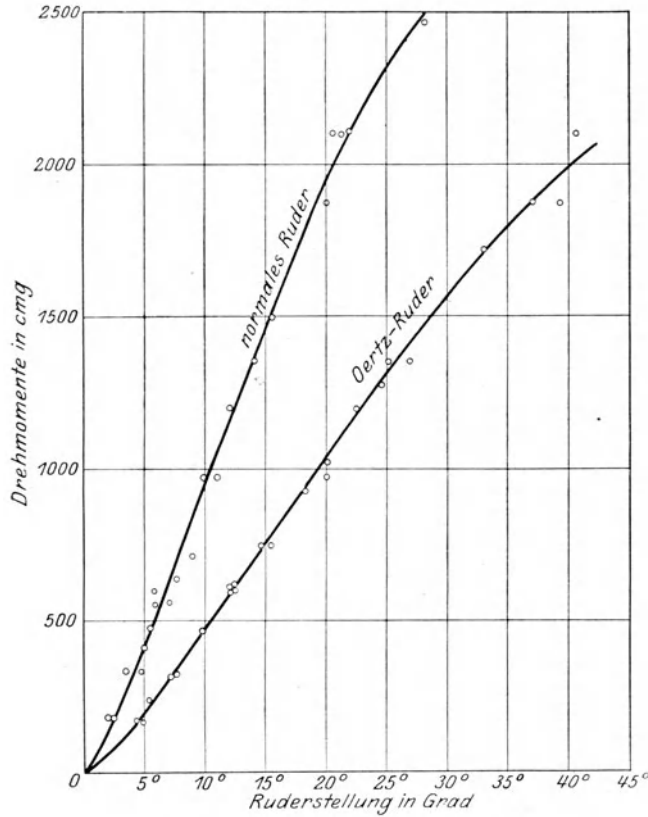


Abb. 6. Rudermomente bei Einschraubern.

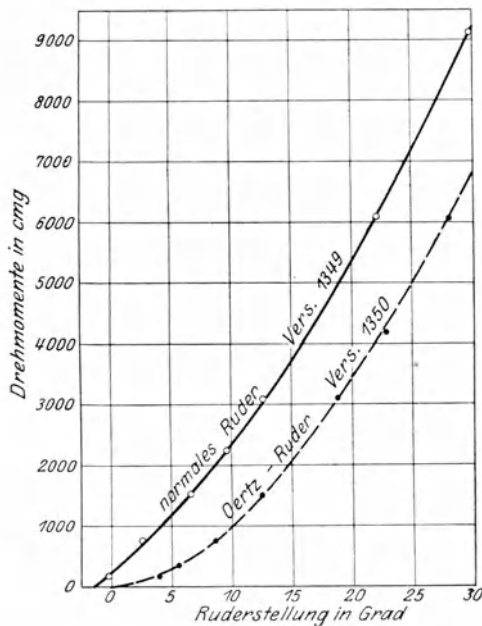


Abb. 7. Rudermomente bei Zweischaubern.

geschlossen, daß zwischen festem und beweglichem Teil nur ganz geringe Spielräume, auch selbst beim Legen des hinteren Teiles entstehen. Das Schraubenwasser kann daher wirbel- und strudelfrei am Ruderstevn entlang gleiten. Beim Legen des hinteren Ruderblattes entsteht nun eine den Flugzeugtragflächen ähnliche gewölbte Form, wodurch auf der konkaven Seite ein Überdruck, aber auf der konvexen Seite ein um das Mehrfache gesteigerter Saugezug entsteht, welcher die Steuerkraft durch einen vergrößerten Seitentrieb derart erhöht, daß gegenüber dem Normalruder die gesamte Ruderfläche sowie gleichzeitig der Ruderwinkel bei ungleich größerer Steuerwirkung kleiner ausfallen kann.

Der Angriffspunkt der Gesamtsteuerkraft kommt dabei auf etwa ein Drittel der Gesamtbreite von Vorkante Ruderstevn, d. h. in der Nähe der Ruderachse zu liegen. Auf die bewegliche Ruderfläche wirkt daher nur die Hälfte des Ruderdrucks, so daß das Rudermoment nur etwa die Hälfte desjenigen eines Normalruders beträgt. Der am Steuerrad bzw. von der Rudermaschine zu leistende Kraftaufwand verringert sich daher bei Einschraubenschiffen gegenüber einem Normalruder auf die Hälfte, während er bei Zweischaubenschiffen noch weiter zurückgeht, wie dies aus den Versuchen der Hamburger Schiffbauversuchsanstalt hervorgeht (Abb. 6 und 7). Interessant ist bei der Kurve für das Normalruder für Einschrauber die merkliche Streuung der Meßpunkte. Dies weist daraufhin, daß beim Normalruder Wirkungen im Wasser entstehen, welche den Ruderdruck ständig verändern und die gefährlichen Stöße auf das Ruder veranlassen. Die pocken-

Wirkungen im Wasser entstehen, welche den Ruderdruck ständig verändern und die gefährlichen Stöße auf das Ruder veranlassen. Die pocken-

narbigen Anfressungen des Ruderblattes und der Ruderspindel (Abb. 2) sind vornehmlich diesen Wirbelungen zuzuschreiben.

Infolge der günstigen wasserschnittigen Form der Gesamtruderfläche erfährt das Hinterschiff bei der Geradeausfahrt keinerlei ablenkende Kräfte und spricht das Schiff bei der geringsten Ruderbewegung derart schnell an, daß etwaige Gierbewegungen des Schiffes mit kleinsten Ruderwinkeln im Entstehen gedämpft werden können. Das Oertz-Ruder verleiht daher dem Schiff eine auffallende Kursbeständigkeit, während gleichzeitig der Schiffswiderstand wesentlich geringer ausfällt als bei einem Schiff mit Normalruder. Auch die beim

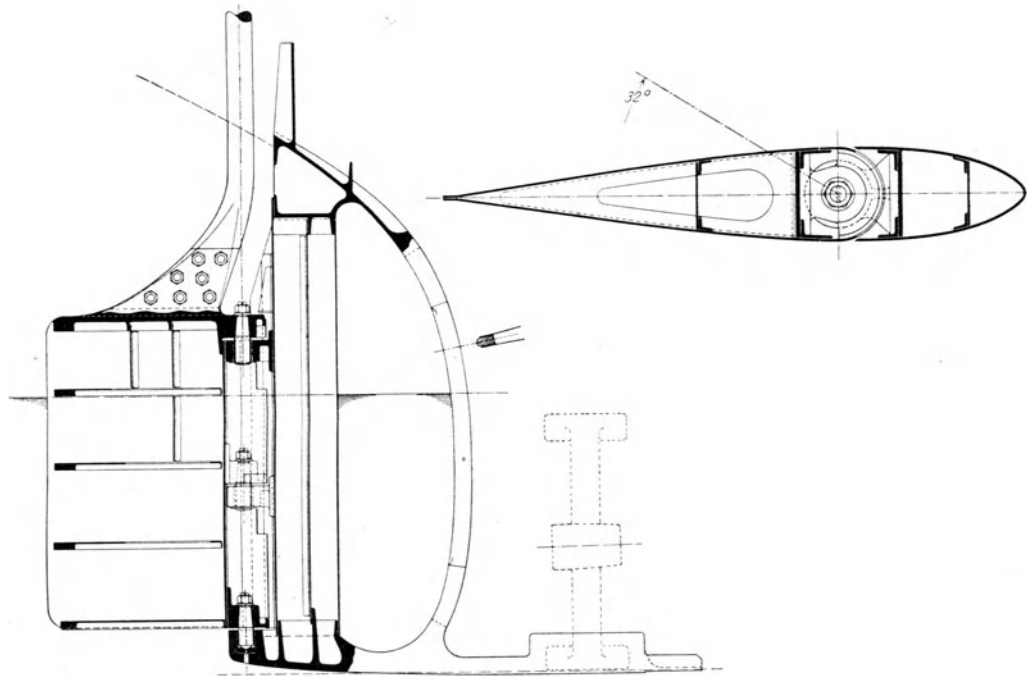


Abb. 8. Oertz-Ruder des Zweischrauben-Passagierdampfers „Cobra“.

Normalruder häufig auftretenden bedenklichen Stöße im Seegang, die durch starke Ruderfedern oder gar durch schwere Stoßtaljen abgeschwächt werden müssen, treten beim Oertz-Ruder kaum in Erscheinung, so daß dasselbe diese Dämpfer entbehren kann. Diese Vorzüge des Oertz-Ruders bleiben auch bei langsamer Fahrt des Schiffes bestehen und reagiert das Ruder bei dringenden Ausweichmanövern in Wasserstraßen und Kanälen, sowie bei starken Kurven von Flußläufen bei jeder Geschwindigkeit schon mit geringen Ruderwinkeln zuverlässig und einwandfrei. Die wichtige Charaktereigenschaft des Oertz-Ruders, die dem Schiff verliehene hohe Kursbeständigkeit und der wirbelfreie Verlauf der Stromfäden um das Ruder zeitigen einen erheblichen Gewinn an Geschwindigkeit oder eine Ersparnis an Maschinenleistung, welche die mit Leitflächenpropellern erzielten Werte erreicht.

Die Eigenart des Oertz-Ruders, namentlich auch gegenüber dem Leitflächenruder von Dr. Wagner, tritt am augenfälligsten bei Zweischraubenschiffen

auf, für welche das Wagner-Ruder nicht in Betracht kommt. Während die gute Steuerfähigkeit dieser Schiffe nach den Richtlinien von Sir William White dem engen Anschluß der Ruderfläche an das achtere Totholz zuzuschreiben ist, erfordert ein wirksames Oertz-Ruder sogar eine teilweise Beseitigung des Totholzes vor dem Ruder in Gestalt einer Öffnung im Totholz von ungefähr der Größe der Ruderfläche, nicht etwa, um die Lenkbarkeit des Schiffes nach Art eines Schleusenkiels zu erhöhen, sondern um eine Zirkulationsströmung um das gelegte Oertz-Ruder nach Art der Flugzeugtragflächen zu ermöglichen, ohne welche der so wirksame Seitentrieb nicht erzielt werden kann. Diese Bauweise ist zum erstenmal bei dem neuen Passagierdampfer „Cobra“ der Hamburg-Amerika-Linie zur Ausführung gelangt (Abb. 8). Beim Legen des Ruders z. B. nach St.B. können die am Achterschiff entlang streichenden Stromfäden zum Teil durch die Öffnung im Totholz nach B.B. übertreten, so daß die Zahl der Stromfäden an der konvexen Ruderfläche vermehrt und die Fäden zugleich enger zusammengeschürt werden, wodurch eine Erhöhung des Saugezuges und damit des Seitentriebes sowie ein ganz glattes Heckwasser sich ergibt. Der im Bau befindliche Seebädderdampfer des Norddeutschen Lloyd erhält gleichfalls ein Oertz-Ruder mit davorliegender Öffnung im Totholz.

Das Oertz-Ruder wird hierdurch auch für alle Kriegsschiffstypen von ausschlaggebender Bedeutung, ebenso für Schleppdampfer und Fischdampfer, welche gute Lenkbarkeit mit hoher Kursbeständigkeit vereinigen müssen, weil der Zug der Schlepptrasse bzw. der Netzleine leicht ein ablenkendes Drehmoment auf das Schiff ausüben kann. Auch bei den Segelyachten übt das Oertz-Ruder dieselbe Steuerwirkung aus wie das Federblattruder von Manfred Curry. Bei Flußschiffen (Abb. 9) treten die Vorzüge des Oertz-Ruders insofern klar hervor, als ein sicheres Steuern auch in sehr flachem Wasser und bei geringer Fahrt gewährleistet und dabei zugleich eine Geschwindigkeitsvermehrung von $\frac{1}{2}$ —1 km erzielt wird. Dabei ist die geringe Kraftleistung am Steuerruder für die mit der Hand gesteuerten Flußschiffe von großer Bedeutung. Dasselbe trifft für große Segelschiffe zu, die auf eine Rudermaschine verzichten müssen. Aus diesem Grunde erhält auch das im Bau befindliche Segel-Schulschiff des Deutschen Schulschiffs-Vereins ein Oertz-Ruder mit entsprechender Öffnung im Totholz vor dem Ruder. Das Oertz-Ruder kann daher als ein universelles Steuerorgan zur Erhöhung nicht nur der Lenkbarkeit, sondern auch der Kursbeständigkeit der Schiffe gelten. Desgleichen kann das Oertz-Ruder für die Schifffahrt im Raum von großen Nutzen werden, doch müssen dann die so wichtigen Flossen am Schwanzende eine ähnliche Öffnung erhalten, wie die „Cobra“ im Totholz.

Besonders auffallend ist bei der Wirkungsweise des Oertz-Ruders die Tatsache, daß dasselbe den Drehkreisdurchmesser des Schiffes beim Manövrieren gegenüber einem Normalruder um mehr als die Hälfte verringert, wie dies die Vergleichsfahrten der beiden dänischen Schwesterschiffe „Dan“ und „Cyrill“, ersteres nach dem Umbau des alten Ruders in ein Oertz-Ruder, einwandfrei dargetan haben, die mit den mit Wasserballast fahrenden und genau gleichartig getrimmten Schiffen in der Lübecker Bucht durchgeführt wurden. Bei 30° Ruder-

lage fuhr „Dan“ einen geschlossenen Kreis von 179 m Durchmesser (2,1 Schiffslänge) gegenüber „Cyrill“ mit 391 m Drehkreisdurchmesser (4,6 Schiffslänge) bei 37° Ruderlage. Die Drehkreisdurchmesser wurden von einem innerhalb des Drehkreises verankerten Schlepper durch Sextantenmessung festgestellt. Zu gleicher Zeit wurden die Drehmomente des Ruders durch Dynamometer gemessen und betrug das Rudermoment bei „Dan“ etwa die Hälfte desjenigen bei „Cyrill“. Das Oertz-Ruder gewährleistet daher nicht nur eine gute Kursbeständigkeit, sondern auch zugleich eine hohe Lenkbarkeit des Schiffes, was nach den bisherigen Erfahrungen und den wissenschaftlichen Untersuchungen

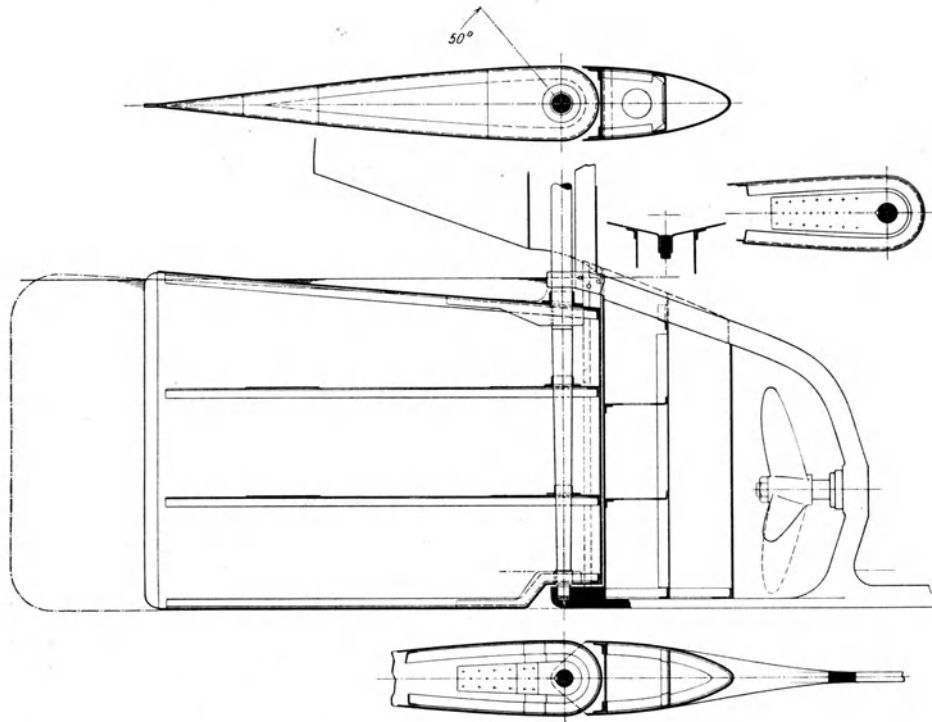


Abb. 9. Oertz-Ruder für einen Flußdampfer.

über das Steuern der Schiffe paradox klingt. Denn bei Schiffen mit Normalruder schließt eine große Kursbeständigkeit immer eine geringe Lenkbarkeit in sich, so daß man bei dem Schiffsentwurf, wie bereits eingangs hervorgehoben wurde, gezwungen war, die Wahl von $L : B$ von dem Verlangen nach guter Lenkbarkeit abhängig zu machen, um zugleich eine Verschlechterung der Kursbeständigkeit mit in den Kauf zu nehmen. Zwar wächst mit Zunahme der Schiffslänge der Hebelsarm des Ruderdrucks von der senkrechten Achse durch den Gewichtsschwerpunkt, aber gleichzeitig wächst bei Aufnahme der Drehung das Widerstandsmoment gegen Drehen bei langen Schiffen mit langgestrecktem Lateralplan in erhöhtem Maße, so daß bisher als Regel galt: „Der Drehkreisdurchmesser wächst im Verhältnis zur Schiffslänge“. Der Mangel an Lenkbarkeit von Schiffen mit großem $L : B$ mußte daher durch eine größere Ruderfläche sowie durch eine größere Ruderintensität, d. h. durch beschleunigtes Ruderlegen

mit Hilfe einer kräftigen Rudermaschine wieder wettgemacht werden. Diesen bisherigen Anschauungen widersprechend erzielt das an bewegter Fläche kleinere Oertz-Ruder mit kleinerem Ruderwinkel bei gleichen Schiffsabmessungen einen wesentlich kleineren Drehkreisdurchmesser wie das gleiche Schiff mit einem Normalruder. Dieser scheinbare Widerspruch läßt sich dadurch erklären, daß beim Oertz-Ruder die Hauptkraft auf das gelegte Ruder der Unterdruck auf der konvexen Fläche hergibt. Seine Ruderkraft, d. h. der durch Saug- und Druckwirkung erzielte Seitentrieb wirkt ferner annähernd senkrecht zur Sehne der Ruderwölbung. Das Rudermoment wächst daher schon bei kleinen Ruderwinkeln nicht allein durch den kräftigeren Ruderdruck, sondern auch durch den größeren Hebelsarm desselben um die Achse durch den Gewichtsschwerpunkt. Nimmt dann das Schiff mit Oertz-Ruder infolge dieser intensiven Ruderwirkung schnell den Kreislauf auf, so bleibt die Drehwirkung des Ruders auch dann erhalten, wenn die Stromfäden das Ruder nicht mehr in der Richtung der Längsachse des Schiffes, sondern in der Tangente zur Kurve der Heckbahn treffen, da auch die so in der Richtung zur Längsachse geänderten Stromfäden beim Passieren der gewölbten Ruderfläche weiter einen Seitentrieb erzeugen. Beim Oertz-Ruder nähert sich daher die Schiffsbahn bei dauernder Ruderlage mehr einer Spirale als einem Kreise. Beim Normalruder dagegen nimmt der wirksame Ruderwinkel nach Aufnahme der Kreisbahn allmählich ab und wird gleich Ruderwinkel minus Derivationswinkel, also annähernd gleich Null, da die hartgelegte Ruderfläche fast in der Richtung der Stromfäden liegt; die Steuerkraft des Ruders wird dann nur noch durch den Druck des Schraubenwassers auf die Ruderfläche bewirkt.

Neben der Formgebung des Schiffsrumpfes namentlich um die Antriebschraube herum kann auch der Typ der Antriebsmaschine auf die Kursbeständigkeit des Schiffes von Einfluß sein. Wußte man doch schon bei den ersten Torpedotypen die Richtkraft rotierender Massen zur Stabilisierung der Laufrichtung heranzuziehen und beruht hierauf der Grundgedanke des Howell-Torpedos, dessen Trieb- und zugleich Richtkraft ein mit 10 000 Umdr./min. umlaufendes Schwungrad bildet. Eine ähnliche, wenn auch wegen der geringeren Umlaufzahl weniger ausgiebige Richtkraft geben die Dampfturbinen zum Antrieb der Schiffsschrauben, sowie in weiterer Abstufung die rotierenden Schiffsschrauben selbst, bei Radschiffen die großen Schaufelräder, her. Nicht allein das Fehlen der bei den Kolbenmaschinen so energisch bekämpften Schiffsschwingungen gestaltet die Fahrten der Turbinenschiffe so ruhig, auch die den rotierenden Massen innewohnende Richtkraft trägt zu diesem Gefühl durch Einschränkung der Gierbewegungen dieser Schiffe im Seegang bei.

Aus vorstehenden Darlegungen erhellt, daß für die Navigierung des Schiffes in Schifffahrtsstraßen und auf See eine zuverlässige Kursbeständigkeit des Schiffes mindestens von derselben Bedeutung ist, als eine gute Lenkbarkeit des Schiffes. Die Güte der Kursbeständigkeit ist von mannigfachen Faktoren abhängig wie Schiffsform, Ruderform, Massenträgheitsmoment und Art des Schiffsantriebes; der wirkungsvollste Einfluß auf die Kursbeständigkeit des Schiffes fällt

jedoch einer geschickten, strömungstechnischen Ausbildung des Schiffskörpers vor und hinter der Schraube zu. Wenngleich, unabhängig von diesen Gesichts-

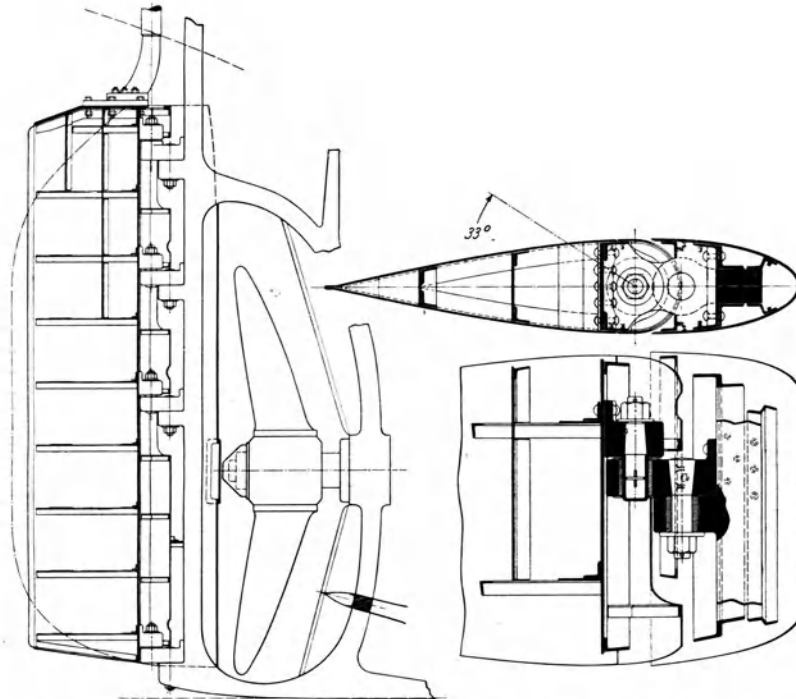


Abb. 10. Oertz-Ruder, Umbau bei geringem Spielraum zwischen Schraube und Ruderstegen.

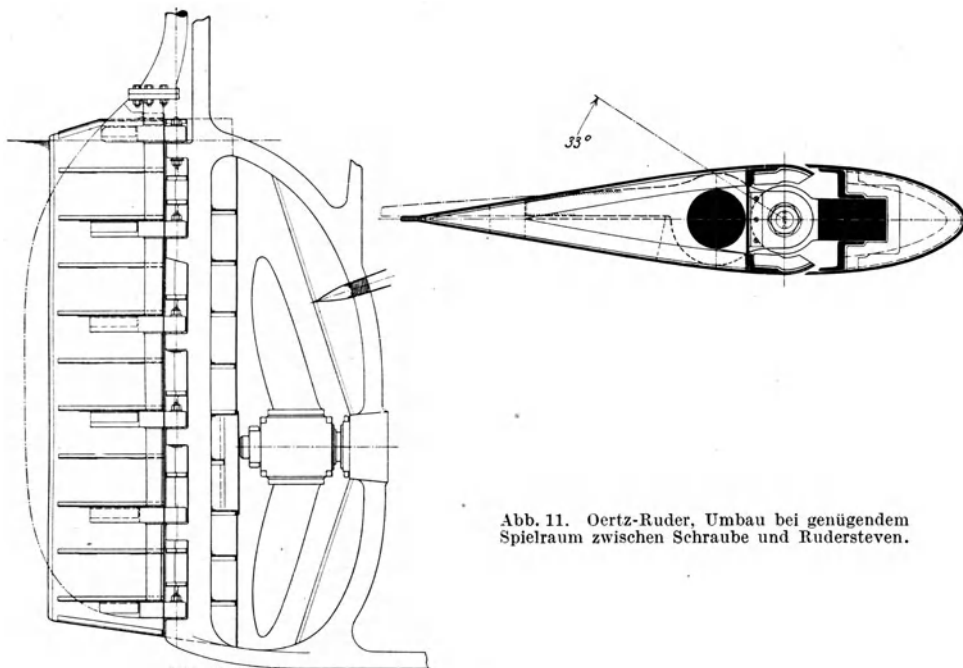


Abb. 11. Oertz-Ruder, Umbau bei genügendem Spielraum zwischen Schraube und Ruderstegen.

punkten, die automatischen Selbststeuerer von Anschütz und Sperry die ersten Fortschritte auf diesem Gebiet zeitigten, so brachte der wirtschaftliche Gewinn an Maschinenkraftersparnis nur etwa 2—5%. Ihr Schwergewicht liegt

mehr in einer Entlastung der Schiffsführung und in der Möglichkeit in Verbindung mit dem Koppeltisch von Anschütz den Schiffsweg fortlaufend aufzeichnen und den jeweiligen Schiffsort leicht bestimmen zu können. Die Konstruktion des Flettner-Ruders war weniger auf die Steigerung der Kursbeständigkeit als auf Vereinfachung des Steuerns der Schiffe eingestellt und legte Flettner das Hauptgewicht auf die spielende Betätigung des Ruders unter Entbehnung einer Rudermaschine sowie auf die freischwingende und daher gegen Wasserstöße gesicherte Lagerung des Ruders. Trotzdem hat sich eine Vereinigung des Flettner-Ruders mit dem Selbststeuerer zur Verbesserung der Kursbeständigkeit als vorteilhaft erwiesen. Der wirtschaftliche Erfolg der Propellerleitflächen ist vornehmlich auf nutzbringende teilweise Wiedergewinnung der Energie des Schraubenstrahls zurückzuführen, wengleich auch ein Teil dieses Erfolges einer Erhöhung der Kursbeständigkeit zufällt, welche vornehmlich den Leitflächen am Schrauben- und Ruderstegen sowie den horizontalen Armen des Gegenpropellers zu verdanken ist. Mit Bezug auf Verbesserung nicht nur der Kursbeständigkeit, sondern auch der Lenkbarkeit steht jedoch das Oertz-Ruder an erster Stelle. Da die strömungstechnische Ausbildung des Ruderstevens nebst Ruder den Abfluß des Schraubenwassers hemmungslos und ohne Wirbelbildung und Stöße gewährleistet und zugleich durch Steigerung der Ruderintensität zum Kurshalten ein minimales Ruderlegen gestattet, so bringt das Oertz-Ruder eine wesentliche Herabsetzung des Schiffswiderstandes und damit eine Ersparnis an Maschinenkraft mit sich. Auffallend ist ferner die gleichzeitige wesentliche Erhöhung der Lenkbarkeit des Schiffes bei kleiner Fahrt und auf flachem Wasser. Die Tage der jetzt allgemein verwendeten, strömungstechnisch ganz unmöglichen Ruderkonstruktion dürften daher gezählt sein, zumal dieselbe in wenigen Tagen zu einem brauchbaren Oertz-Ruder umgebaut werden kann (Abb. 10, 11 und 12).

Das wichtigste Ergebnis der Erprobung des Oertz-Ruders bildet jedoch die Tatsache, daß dieselbe zu ganz neuen Aufschlüssen über das Steuern der Schiffe geführt hat, welche die bisherigen Grundsätze über Ruderformen und Ruderdruck sowie die Theorie des Steuerns im allgemeinen vollkommen über den Haufen werfen, so daß eine Neuorientierung auf diesem Gebiete des Schiffbaues zur Notwendigkeit wird. Diese Umwälzung ist vornehmlich den planmäßigen Forschungen auf dem Gebiete der Strömungstheorie zu verdanken; sie hat dem Flugzeugbau neue Bahnen gewiesen und dürfte in erster Linie dazu berufen sein, auch dem Schiffbau weitere Errungenschaften zu bescheren. Die Forschungen auf diesem Gebiet sollten daher nicht erlahmen und durch Versuche mit Modellen mit Selbstantrieb, sowie ergänzend durch Versuche am fahrenden Schiff unter Verwendung von erprobten oder neu auszubildenden Registrierapparaten erweitert und vertieft werden. Beruhen doch die bisherigen Untersuchungen auf dem Gebiet der Kursbeständigkeit der Schiffe nur auf vereinzelte Feststellung der Kursabweichung des Schiffes und der entsprechenden Ruderlagen. Die tatsächliche Begradigung des Schiffsweges ist jedoch bei den Versuchen noch nicht im Bilde festgestellt worden, sie ist nur auf persönliche

Wahrnehmungen zurückzuführen. Erst durch eine praktische Ausgestaltung des Schiffsweganzeigers von Wellenkamp oder des Kursschreibers von Baule in Verbindung mit einem automatischen Log wird es möglich sein, die Güte der Kursbeständigkeit für die einzelnen Schiffstypen und die verschiedenen Antriebs- und Ruderarten einwandfrei festzustellen und zugleich alle die Fahrt

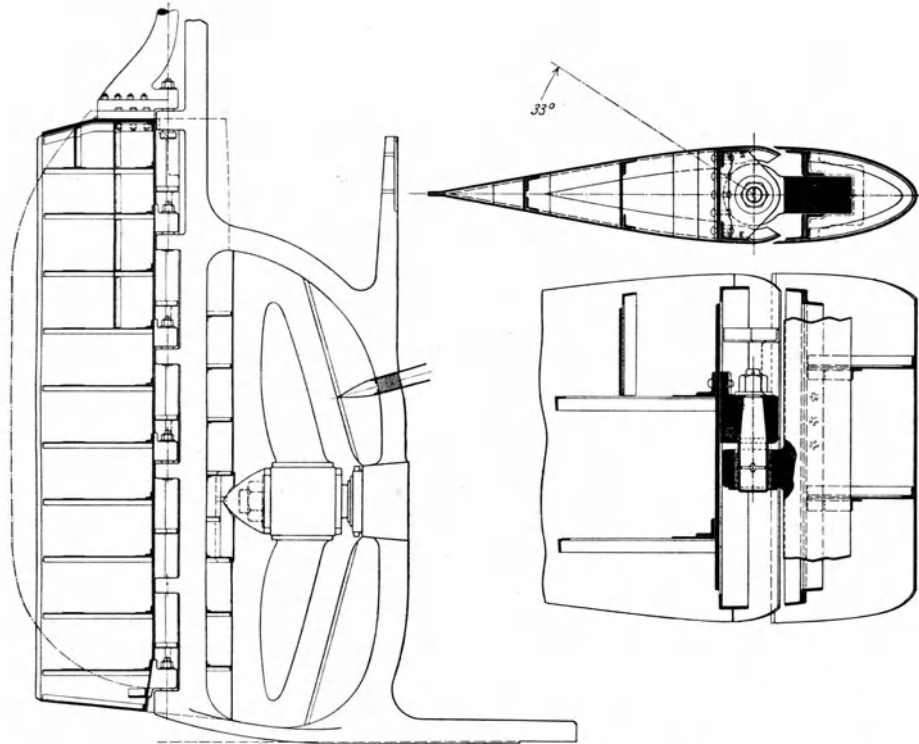


Abb. 12. Oertz-Ruder, Umbau unter Fortfall der Ruderspindel.

des Schiffes beeinflussenden Begleiterscheinungen zu registrieren. Die Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Schiffbaues sollten daher durch planmäßige Versuche am fahrenden Schiff unter wechselnden Wetterverhältnissen weiter gefördert und dabei auch die Gesetze der Kursbeständigkeit der Schiffe nach Möglichkeit ergründet werden. Denn wie E. Mach treffend hervorhebt, entscheidet das Experiment, ob die Formung genügt; ohne irgendeine vorgefaßte Ansicht ist ein Experiment überhaupt unmöglich, indem letzteres durch erstere seine Form erhält. In diesem Sinne möchte ich den Schlußsatz meines Vortrages über „Rudermomentmessungen und Drehkreisbestimmungen von Schiffen“ nochmals unterstreichen: „Im Schiffbau wird der Grundsatz, mehr versuchen und weniger berechnen, weitere Beachtung finden müssen.“

Erörterung.

Herr Dr.-Ing. C. Commentz, Hamburg:

Meine sehr geehrten Herren! Es ist außerordentlich dankenswert, daß Herr Geheimrat Schwarz das gesamte Gebiet der Kursbeständigkeit und Kursbeeinflussung hier in weitem Rahmen zur Sprache gebracht hat, denn die damit verknüpften Probleme sind in der Tat bis vor wenigen Jahren recht stiefmütterlich behandelt worden, trotzdem sie bei fast jedem Schiff von Bedeutung sind.

Wenn ich soeben schon die Worte Kursbeständigkeit und Kursbeeinflussung gebraucht habe, so möchte ich damit schon andeuten, daß meiner Ansicht nach ein noch klarerer Unterschied zwischen der Kurs-

beständigkeit und der Lenkbarkeit gemacht werden muß und daß man als dritten Begriff die Steuerwirkung hinzufügen muß. Der Seemann faßt das alles unter dem Begriff Steuerfähigkeit zusammen und hat damit von seinem Standpunkt aus recht, der ihm keine Analyse der Einzelheiten gestattet. Wir Techniker können die Probleme nur auf Grund klarer Zerlegung lösen; die fehlende Erkenntnis dieser Tatsache ist letzten Endes der Grund für die späte Bearbeitung dieser Fragen. Unter Kursbeständigkeit sollten wir eindeutig das relative Bestreben des Schiffskörpers verstehen, ohne Ruderlage seinen Kurs beizubehalten bzw. ihn mehr oder minder schnell zu ändern; Steuerfähigkeit oder Lenkbarkeit kann mit dem Begriff des Drehwiderstandes während der Fahrt gleichgestellt werden, und Steuerwirkung muß durch den Wirkungsgrad gekennzeichnet werden, den eine gewisse Ruderlage und ihr theoretisch vorhandenes Moment auf das Schiff tatsächlich ausüben.

Wir müssen uns darüber klar sein, daß Schiffe an sich nur in seltenen Fällen positiv kursbeständig sind. Wir sollen aber nicht verkennen, daß wir viel dazu tun können, die negative Kursbeständigkeit so klein wie möglich zu halten. Die Mittel haben Herr Dr. Klein und Herr Dr. Kempf vor einigen Jahren klar gekennzeichnet: vorliche Lage des Verdrängungsschwerpunktes und achterliche Lage des Lateralschwerpunktes. Hinzufügen möchte ich noch: großen Drehwiderstand im Achterschiff, kleinen am Vorschiff, denn dadurch wird die Zunahme einer einmal aufgenommenen Ausscherebewegung vermindert. Ich habe Gelegenheit gehabt, einen besonderen Fall der Kursstabilität vor einigen Jahren eingehender zu untersuchen, nämlich von Hamburger Hafenschuten, die ohne Steuer geschleppt werden. Es standen sich zwei Anschauungen gegenüber, nämlich, daß das Mittelschiff nicht parallel sein dürfte und daß das Mittelschiff parallel und Vor- und Hinterschiff gleich sein dürften. Praktische Versuche zeigten, daß die endgleichen Fahrzeuge außerordentlich stark gieren, denn der Strom des Schraubenwassers schlägt gegen den Bug und wirft das Fahrzeug dann auf eine Seite, so daß es zu pendeln anfängt. Eine bedeutende Verbesserung wurde durch Ansetzen einer Flosse am Hinterschiff erzielt. Am besten erwiesen sich Fahrzeuge, bei denen der Bug unter Wasser weit weggeschnitten und löffelförmig ausgebildet ist, so daß der Strom des Schleppers nicht gut einseitig anfassen kann. Das Hinterschiff muß dagegen möglichst tiefreichende Spanten mit großer Lateralfäche haben. Dieselben Gesichtspunkte, die für geschleppte Schiffe (gleichgültig, ob mit oder ohne Ruder) maßgebend sind, gelten auch für große Fahrzeuge. Bezüglich der Lage des Verdrängungsschwerpunktes wäre im Gegensatz zu den Ausführungen des Vortragenden doch darauf hinzuweisen, daß bei den meisten Schiffen sich ein geringerer Widerstand ergibt, wenn er im Vorschiff liegt. Den Lateralschwerpunkt kann man durch Wegschneiden des Hinterschiffes nach hinten rücken und sollte schon mit Rücksicht auf die Kursstabilität zum schrägen Vorsteven zurückkehren. Andererseits sind die hinteren Lateralfächen möglichst groß zu halten und flossenförmig auszubilden, es sei denn, daß, wie bei Kriegsschiffen, eine sehr große Lenkbarkeit erwünscht ist. Bei Handelsschiffen wird die Verbesserung der Kursstabilität durch Verschiebung des Lateralschwerpunktes nach achtern immer größer sein als ihre Verschlechterung durch Fortschneiden des vorlichen Unterschiedes; ich befinde mich in dieser Hinsicht im Gegensatz zum Herrn Vortragenden, der große Lateralfächen für Vor- und Hinterschiff fordert.

Ein weiterer Punkt, der für die Kursbeständigkeit von Bedeutung ist, sind achterliche Widerstände, welche die Kursbeständigkeit stark verbessern; dahin gehört das vom Herrn Vortragenden erwähnte Beispiel des Motorbootes mit zwei aus der Mittellage gedrehten Rudern und auch der vierkantige Rudersteven mit seinem enormen Widerstand. Aber auch bei Schiffen mit nur einem Ruder muß man sich darüber klar sein, daß dasselbe in Ruderlage einen großen Widerstand hat, der hinten am Schiff zieht und eine beträchtliche Verschiebung des Widerstandsmittelpunktes nach hinten bewirkt; dieses ist zweifellos für die Kursstabilität beim Segeln von Bedeutung. Dahin gehört auch der jedem Seemann bekannte Schleppanker, der das Schiff auf Kurs hält, wenn das Ruder beschädigt ist. Wenn nun bei den neuen Stromflächenrudern trotz Fortfall des großen Widerstandes des Ruderstevens bessere Steuerungseigenschaften erzielt worden sind, so muß man sich doch darüber klar sein, daß die Kursbeständigkeit in eigentlichem Sinne des Wortes keineswegs verbessert, sondern wahrscheinlich wesentlich verschlechtert worden ist, trotzdem die Lateralfäche hinten vergrößert worden ist; der Beweis könnte durch Auslaufversuche mit Modellen leicht erbracht werden. Ursache der zweifellos besseren Steuereigenschaften ist die bessere Steuerwirkung der Stromlinienruder, die schon bei geringen Ausschlägen gut wirken, weil sie in wirbelfreiem Wasser arbeiten; ich möchte glauben, daß man in bezug auf die achsiale Wirbelbildung auch die anderen beiden Stromlinienruder, das Flettnerruder und das Wagnerruder dem von dem Herrn Vortragenden hervor gehobenen Oertzruder vollständig gleichwertig sind. In bezug auf Vermeidung von Wirbeln in den tangentialen Strömungen hinter der Schraube ist dagegen das Wagnerruder zweifellos überlegen, was zu einer Verbesserung des Propulsionswirkungsgrades und auch wohl zu einer weiteren Verbesserung der Steuerwirkung führen muß. Der Gewinn an Steuerwirksamkeit ist eben größer als der Verlust an Kursstabilität, der infolge der Verringerung des Stevenwiderstandes auftreten muß.

Herr Professor Lienau (Danzig):

Eure Exzellenzen! Meine Herren! Der Herr Vortragende hat neben der Kursbeständigkeit des Schiffes besonders auf die Verbesserung der Steuerwirkung hingewiesen und gezeigt, in wie hohem Maße die Kenntnis der modernen Strömungslehre geeignet ist, auch im Schiffbau zu umwälzenden Veränderungen zu führen. Wer sich einmal etwas genauer mit den Ergebnissen der modernen Strömungslehre befaßt hat, was wir Schiffbauer gar nicht genügend tun können, und insbesondere die Versuche der Göttinger Versuchsanstalt in den Prandtl'schen Veröffentlichungen durchstudiert hat, wird sehr leicht erkennen, worauf die hydrodynamische Überlegenheit des Oertzruders bei kleinem Ruderwinkel beruht; denn die Prandtl'schen Polarkurven zeigen deutlich, daß bei unsymmetrischen Profilen schon bei kleinen Ruderwinkeln ein erheblicher Anstieg des Auftriebes eintritt, und daß sogar bei geringen negativen Winkeln die unsymmetrischen Profile positive Auftriebswerte zeigen. Dies erklärt fraglos die vorzügliche Wirkung des Oertz-Ruders bei geringem Ruderwinkel. Der weitere Vorteil des Oertz-Ruders, nämlich die hydrodynamisch für den Abstrom des Propellerstrahles günstigere Form des Ruders, durch die ein schädigender Rückstau des Wassers hinter

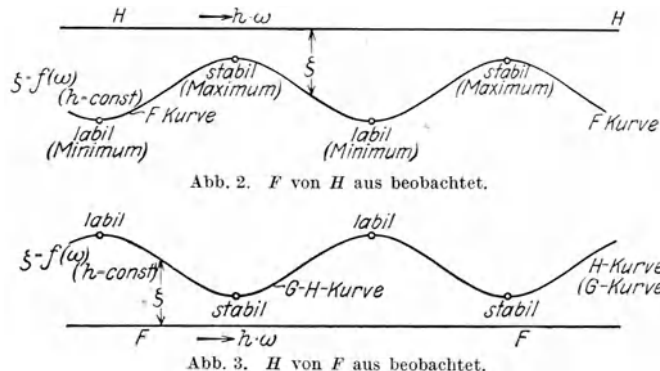
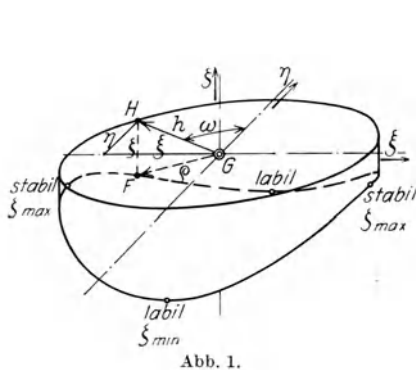
dem Propeller vermieden wird, ist gleichfalls einleuchtend und begründet wenigstens teilweise die sonst kaum erklärbare Verbesserung des Propellerwirkungsgrades.

Dagegen erscheinen zwei Fragen noch offen. Es leuchtet nicht ein, was der Herr Vortragende über die bessere Wirkung des Oertz-Ruders bei einer längeren Drehbewegung des Schiffes gesagt hat, bei der infolge Zunehmens des Ruderdruckes in der Drehung der Drehkreis zu einer Spirale werden soll; denn strömungstechnisch wäre auf Grund der Theorie und der hydrodynamischen Vorgänge am Hinterschiff das Gegenteil zu erwarten. Es müßte bei drehendem Schiff, wenn der Ruderwinkel etwa gleich dem Derivationswinkel wird, das unsymmetrische Profil des Oertz-Ruders weniger Steuerdruck ergeben als das gewöhnliche symmetrische Ruder, weil infolge des festen Vorderteiles der Anstellwinkel des Profils gegen den Wasserstrom kleiner wird und bei längerem, starken Drehen negative Anstellwinkel auftreten. Nach meiner Meinung müßte eine allmähliche Verringerung des Drehkreisdurchmessers nicht eintreten, die Spirale also nicht zustandekommen. Bei einem Anstellwinkel des Oertz-Ruders von etwa 17° gegenüber 33° bei normalem Ruder kommt man infolge der durch Herumschlagen des Hinterschiffes erzeugten Schräglage des Wasserstromlaufes in den Bereich der negativen Anstellwinkel, und wer sich einmal die Wirkung dieser negativen Anstellwinkel in der Flugtechnik angesehen hat, weiß, wie gefährlich es ist, bei steilem Gleitfluge in das Gebiet der negativen Anstellwinkel hineinzukommen; es tritt durch den Verlust an Auftriebskraft dann ein Absacken des Flugzeuges ein. Diese Frage wird daher noch weiterer Klärung durch Versuche bedürfen.

Zweitens glaube ich, daß für einen anderen Fall, der hier gar nicht behandelt worden ist, noch weitere Versuche nötig werden, nämlich die Ruderwirkung bei Rückwärtsfahrt. Wenn wir einmal das Profil des Oertz-Ruders mit den Göttinger Versuchen vergleichen, wenn es auf Rückwärtsfahrt arbeitet, so finden wir, daß unsymmetrische Profile außerordentlich ungünstig sind. Es ist nämlich aus dem günstigen Konkavprofil ein Konvexprofil geworden, das, wie bekannt, sehr geringe Auftriebswerte besitzt. Ich bin der Meinung, daß bei Rückwärtsfahrt das Oertz-Ruder erheblich ungünstiger arbeitet als ein gewöhnliches Ruder, insbesondere als ein Balanceruder, das nach den Erfahrungen, die ich kürzlich auf Probefahrten machen konnte, in der Form des Halbbalanceruders sich sowohl für Vorwärts- als für Rückwärtsfahrt als sehr befriedigend erwiesen hat. Es sollte einmal festgestellt werden, wie die Rückwärtswirkung beim Oertz-Ruder tatsächlich ist; vielleicht wird es dann auch da nötig werden, weitere Mittel zu ersinnen, um das Oertz-Ruder auch in dieser Richtung mit dem gewöhnlichen, vor allem mit dem Balanceruder gleichwertig zu machen. Ich könnte mir aber auch denken, daß ein normales Halbbalanceruder nur mit wasserschnittiger Form, wie es die Kriegsschiffe besitzen, in der Wirkung nicht erheblich hinter dem Oertz-Ruder zurückbleibt. Allerdings dürfte die Steuerwirkung bei kleinem Winkel beim Oertz-Ruder immer überlegen sein. Es wäre erwünscht, wenn der Herr Vortragende über diese beiden Punkte noch nähere Auskunft geben könnte. (Lebhafter Beifall.)

Herr Dr.-Ing. von den Steinen (Hamburg):

Meine sehr geehrten Herren! Ich möchte mir erlauben, zu den verschiedenen vom Herrn Vortragenden erwähnten dynamischen Giermomenten noch ein weiteres, und zwar ein statisches hinzuzufügen. Ein statisches Giermoment ist meines Wissens bisher in der Öffentlichkeit noch nicht erwähnt worden. Dieses Giermoment resultiert aus der Potentialdifferenz, welche infolge der Wandermöglichkeit des Displacementschwerpunktes F bei dem Wirken äußerer, von der Schwimmelage des Schiffes unabhängiger Kräfte auf-



treten kann. Um dieses statische Giermoment der Größe nach errechnen zu können, muß man den Weg des Displacementsschwerpunktes F räumlich betrachten und darf nicht nur, wie es bisher in der Stabilitätstheorie üblich war, sich mit der Wegkomponente in der Querebene begnügen (Abb. 1).

Wir denken uns zu diesem Zwecke durch den Systemschwerpunkt G des Schwimmkörpers eine horizontale Ebene gelegt. Diese Ebene, die also stets parallel zur Wasseroberfläche gerichtet ist, soll mit dem Schwimmkörper so verbunden sein, daß sie seinen Drehbewegungen um die lotrechte Raumachse folgt. Alsdann fallen alle Hebelarme äußerer neigender Momente (mit horizontaler Achse) in diese Ebene und werden vektoriell als Strecken GH in ihr abgesetzt. Bei virtuellen Drehungen um die lotrechte Raumachse wandert der Punkt H auf einer Kurve, die davon abhängig ist, wie sich das neigende Moment je nach der Lage der äußeren Kräfte zum Schwimmkörper bei der Drehung ändert. Wie aber auch immer diese Wegkurve von H in der Horizontalebene verlaufen mag, der Displacementsschwerpunkt F folgt allen Bewegungen auf der Raumvertikalen FH . F wandert also stets im Mantel des Vertikalzylinders durch die Wegkurve von H . Dieser Vertikalzylinder läßt sich abwickeln (Abb. 2) und die Wegkurve von F erscheint alsdann

als Berg- und Talbahn, mit der Wegkurve von H als darüber gelegenen horizontalen Geraden. Sollte der Punkt F auf dieser sinusähnlichen Kurve zufällig einen höchsten Punkt einnehmen, derart, daß der Vertikalabstand FH ein Minimum wird, so ist die Schwimmlage des Schiffes, statisch gesprochen, stabil. Hat der Punkt F dagegen zufällig einen tiefsten Punkt erreicht, so ist die Schwimmlage im labilen Gleichgewicht. Für den allgemeinen Fall wird nun weder die eine noch die andere Lage sich einstellen, sondern der Punkt F wird irgendwo auf der Wegkurve liegen, wo die Tangente nicht horizontal gerichtet ist. Die Folgeerscheinung hiervon mutet zunächst paradox an, denn die Bahnreaktion der F -Kurve gegenüber der Auftriebsresultierenden ist nunmehr nicht senkrecht gerichtet, sondern hat eine Horizontalkomponente, die am Hebelarm GH wirkend als statisches Giermoment in Erscheinung tritt.

Da es im allgemeinen in der Mechanik etwas ungebrauchlich ist, Auftriebskräfte anzuwenden und wir in unserer Vorstellung lieber mit Schwerkraften arbeiten, so kann man die anfangs erwähnte Horizontalebene auch durch F gelegt denken, und von F aus den Weg von G bzw. von H verfolgen. In diesem Falle (Abb. 3) zerlegen wir in der üblichen Weise die Schwerkraft P des Schiffgewichtes an der schiefen Ebene, welche alsdann durch die von F aus beobachtete Bahn des Punktes H dargestellt wird. Der Erfolg ist selbstverständlich der gleiche, auch hier ergibt sich die paradoxe Horizontalkraft, welche das Giermoment errechnen läßt.

Ich möchte nun auf diese räumlichen Stabilitätsbetrachtungen hier nicht weiter eingehen und verweise für die entsprechenden Formeln und Ableitungen auf meine Veröffentlichung in dem zu dieser Haupttagung erschienenen Hefte der Zeitschrift Werft-Reederei-Hafen, dem Organ der Schiffbautechnischen Gesellschaft. (Lebhafter Beifall.)

[Die gezeigten Lichtbilder (Abb. 1, 2 und 3) sind erschienen in Werft—Reederei—Hafen Heft 22, S. 538. 1926.]

Herr Geheimer Oberbaurat Professor Dr.-Ing. Hüllmann:

Eure Exzellenzen! Meine Herren! Wenn man sich mit dem Steuern eines Schiffes befassen will, muß man vor allen Dingen die theoretischen Untersuchungen klar erfassen. Das ist heute in der Literatur leider noch nicht geschehen. Es gibt auch wohl wenige Schiffbauingenieure, die dieses Gebiet wirklich vollständig beherrschen. Ich bin mit den Ausführungen, die der Herr Vortragende auf diesem Gebiete gemacht hat, nicht in allen Punkten einverstanden, aber es würde viel zu weit führen, wenn ich meine Bedenken hier im einzelnen erörtern wollte. Dann hätten wir bis morgen zu tun und würden wahrscheinlich auch morgen noch nicht fertig sein. Ich muß mich, also darauf beschränken zu bemerken, daß ich nicht in allen Punkten mit dem Herrn Vortragenden einverstanden bin, und möchte diesem Einspruch nur zwei kurze geschichtliche Bemerkungen anfügen.

Der Herr Vortragende sagte, ein Streben nach Kursbeständigkeit sei bei Segelschiffen nicht in die Erscheinung getreten. Wir wissen aber, daß die Achtersteven der Segelschiffe etwa seit dem 16. Jahrhundert immer steiler gestellt worden sind. Sie lagen anfänglich schräger und sind im Lauf der Jahrhunderte allmählich immer senkrechter gelegt, offenbar in der Absicht, die Kursbeständigkeit der Segler zu erhöhen.

Meine zweite kurze Bemerkung betrifft den Wert des Steuers bei Segelschiffen. Wir wissen aus der Geschichte, daß englische Seeleute ihren Stolz darein gesetzt haben, auf Kriegsschiffen das Steuer überhaupt nicht zu gebrauchen, nachdem sie aus den engen Verhältnissen des Hafens und der Küste herausgekommen waren. Sie haben ihr Steuer einfach festgelaßt und haben das Schiff mit den Segeln gesteuert.

Die Bedeutung des Steuers für das Segelschiff ist doch auch nur die, die Drehbewegung einzuleiten, während beim Motorschiff das Steuer den Zweck hat, die Drehbewegung über den ganzen Kreis hindurch fortzusetzen. (Lebhafter Beifall.)

Herr Direktor E. Rottmann, Hamburg:

Meine sehr geehrten Herren! Der Herr Vortragende stellte richtig fest, daß die verwundenen Leitflächen vor und hinter der Schraube — abgesehen von ihrer Hauptwirkung der Verbesserung des Antriebs — auch eine Verringerung der Stromfädendrehung bewirken und daß hieraus auch eine stabilisierende Wirkung auf die Fahrtrichtung des Schiffes resultiert. Er bestätigt hierdurch nur die von der Praxis anerkannte Verbesserung der Kursbeständigkeit durch den Einbau verwundener Propeller-Leitflächen. Herr Geheimrat Schwarz bestätigte weiter, daß diese Ausgestaltung des Schrauben- und Ruderstevens für den Propeller-Wasseran- und Ablauf strömungstechnisch richtig ist und daß die unsymmetrischen Leitflächen an



Abb. 1.

der Stirnseite beim Legen des Ruders für einen Teil der Ruderfläche eine den Flugzeugtragflächen ähnliche Form erzeugen, die schon bei kleinen Ruderwinkeln eine vergleichsweise intensive Ruderwirkung ergibt. Auf die Einbeziehung des Ruders selbst in dieses

System habe zuerst Dr. Wagner in seinem Patent von 1920 hingewiesen. In jener Patentschrift — Abb. 1 — ist dieses in der Tat klar zum Ausdruck gekommen. Dr. Wagner weist im Texte seiner Patentschrift noch ganz besonders auf die Stoß- und Wirbelverluste erzeugenden verhältnismäßig großen Zwischenräume zwischen Steven und Ruder hin und empfiehlt zu deren Verminderung, den Steven teil seitlich etwas dicker als sonst auszuführen, was bei leitschaufelflächenartiger Ausbildung des Stevenkopfes angängig ist, so daß die Ruderösen nicht hervorragen und diese entweder seitlich umkleidet werden können, oder die Vorkante des Ruders so weit vorgezogen wird, daß ein möglichst glatter Übergang zwischen Steven und Ruder erzielt wird. Durch die Konstruktion nach diesem Patent in Verbindung mit verwundenen

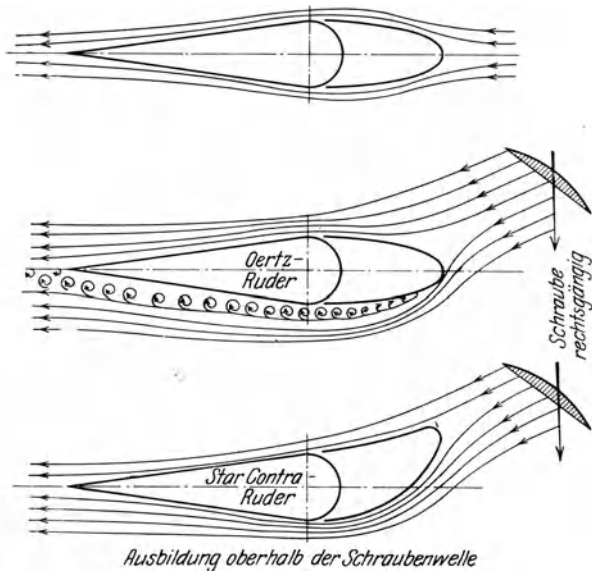


Abb. 2.

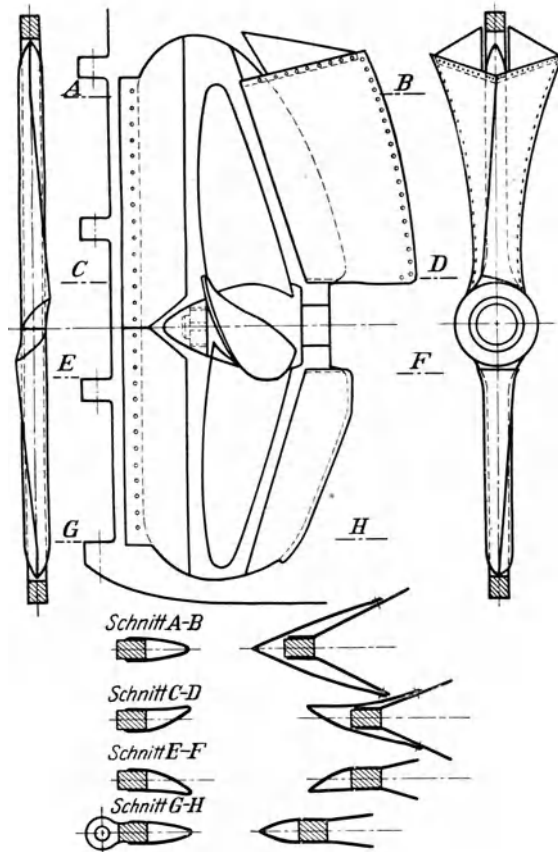


Abb. 3.

Leitflächen vor der Schraube ist wohl so ziemlich alles erreicht, was zur stoßfreien Aufnahme und zum wirbelverminderten, hemmungslosen Abstrom des Schraubengewässers angestrebt werden kann und zwar einschließlich der entsprechenden Beeinflussung der Ruderkonstruktion im Sinne der glatten Abführung des Schraubengewässers! Die letztere Maßnahme erbringt neben der bei hunderten von Schiffen erwiesenen Ersparnis an Antriebsleistung auch eine anerkannte Verbesserung der Steuerwirkung. Dem später aufgetretenen Oertz-Ruder fehlen die Gedanken und Merkmale dieser Erfindung nur insoweit, als es die verwundenen Leitflächen nicht hat.

Der Herr Vortragende behauptet — ohne Beweis — daß das Oertz-Ruder eine noch bessere Wirkung besitze, sei es in Bezug auf noch größere Verbesserung der Kursbeständigkeit oder auch zur Erzielung von Ersparnissen an Maschinenleistung, obwohl es ihm bekannt sein muß, daß die mit Leitflächen erreichten Erfolge in hunderten von reedereiseitig anerkannten Fällen durch die fast restlose Aufhebung der durch den Schraubenumlauf hervorgerufenen Stromfärendrehungen herbeigeführt wurden, also durch verwundene, unsymmetrische Leitflächen. Diese für die Ersparnis an Antriebskraft wesentliche Eigenschaft fehlt dem Oertz-Ruder und es ist sowohl im Schlepptank nachgewiesen, als auch nach den bisher bekannt gewordenen Ergebnissen offensichtlich, daß die damit erzielbaren Ersparnisse um soviel Prozente

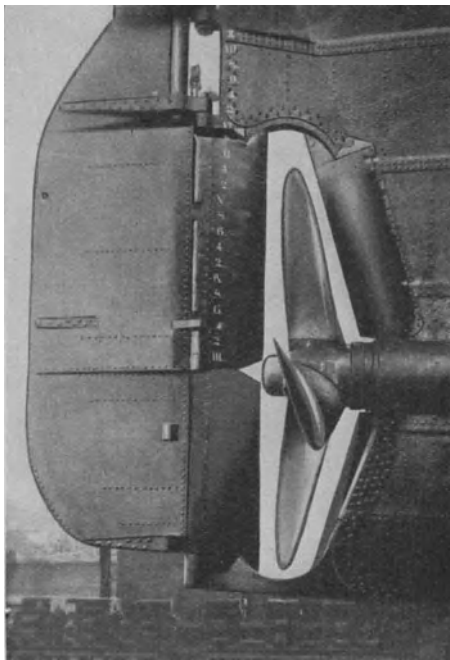


Abb. 4

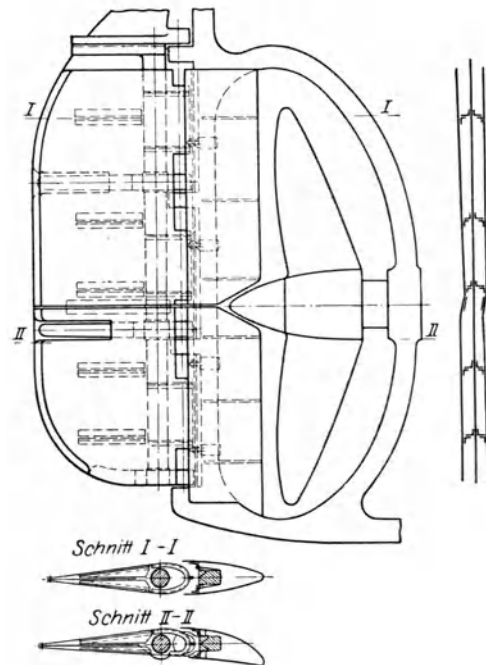


Abb. 5.

unterhalb des Wagner-Ruders mit verwundenen Leitflächen liegen, als es den mit Contrapropellern gemachten Massenerfahrungen entspricht.

Insoweit beim Oertz-Ruder Ersparnisse an Antriebskraft eintreten, sind diese, genau wie beim Wagner-Ruder, der Führung des Propeller-Abstromes und der größeren Kursbeständigkeit dieser beiden, in diesem Sinne gleichartigen Ruderkonstruktionen, zuzuschreiben. In allen Fällen, wo mit Oertz-Rudern im Schlepptank und in der Praxis günstige Erfolge erzielt worden sind, können diese durch die Vorteile der verwundenen Leitflächen bedeutend erhöht werden. Vergleichserprobungen mit vollkommen gleichen Schwesterschiffen bei der Hamburg-Amerika-Linie haben z. B. in bezug auf Leistungsersparnis festgestellt, daß mit dem Star Contra-Ruder auf D. „Niederwald“ 18% Leistungsersparnis erzielt sind, während das Oertz-Ruder auf dem Schwesterschiff D. „Steigerwald“ nur 5% erzielt hat. D. „Steigerwald“ hat dann später zu dem Oertz-Ruder noch Star-Contra-Leitflügel vor der Schraube hinzubekommen und diese allein haben eine weitere Leistungsersparnis von 7% erbracht. Vergleichsmessungen über die Verbesserung der Kursbeständigkeit sind mit den beiden Rudern überhaupt nicht angestellt worden, aus deren Ergebnissen die einseitig empfehlenden Ausführungen des Vortragenden zu rechtfertigen wären.

Außerhalb des Schraubendrehkreises ist eine symmetrische Ausbildung des Ruderkopfes oder Schraubenstevens strömungstechnisch richtig und auch schon von Dr. Wagner 1920 in der Patentschrift vorgesehen (Abb. 2). Aber im wirbelig gedrehten Schraubengewässer ist ein stoßfreies, weiches Aufnehmen des Schraubendralles unerläßliche Bedingung. Durch das Aufklatschen des gedrehten Schraubengewässers auf den symmetrisch ausgebildeten Ruderkopf zumal bei gelegtem Ruder, bleiben stets Wirbel bestehen, die ungünstig auf die Kursbeständigkeit des Schiffes einwirken. Erst die Verminderung dieser verschiedenartigen Wirbel durch verwundene Leitflächen bedeuten den großen Nutzeffekt sowohl in Bezug

auf Kursbeständigkeit und Steuerfähigkeit, sowie auf die höchst erreichbare Leistungsersparnis. Die verschieden starke Beaufschlagung des Schraubenwassers auf das Ruderblatt bedingt beim Oertz-Ruder ebenso wie bei jedem gewöhnlichen anderen Ruder zur geraden Kurshaltung bei rechtsgängiger Schraube eine geringe B.B.-Legung des Ruders. Durch Aufhebung der Drehbewegung mittels verwundener Leitflächen erhält man bei geradem Kurs die genaue Mittellage des Ruders. Ja, es kann sogar vorkommen, daß bei zu starker Auskrümmung der verwundenen Leitflächen das Ruder ein Stück nach St.B. gelegt werden muß, um den geraden Kurs einhalten zu können, ein Beweis dafür, daß bei richtiger Ausformung der Leitflächen die genaue Mittellage erzielt werden muß. Ein Ruder, das für alle Fälle, also für Schiffe mit Schraubenantrieb und ohne solchen, sowie bei Ein- und Doppelschraubern stets das Gegebene sein soll, ist nach strömungstechnischen Grundsätzen betrachtet, unmöglich.

Auch vor der Schraube bestehen Stromfädendrehbewegungen, und es gilt mit Bezug auf strömungstechnisch richtige Wasserzuführung das Gleiche, wie für die hinter der Schraube angeordneten Leitflächen. Meine Herren! Durch symmetrisch geformte Propellereinkleidungen werden die Grundursachen für schlechte Kursbeständigkeit und Steuerfähigkeit, sowie schlechten Propellerwirkungsgrad nicht erfaßt. Die verwässerten Nachahmungen des gesunden und bewährten Prinzips durch symmetrische Propellereinkleidungen sind vom strömungstechnischen Standpunkt aus falsch! Die etwa erzielten Ersparnisprozente stehen in keinem Verhältnis zu den für den Einbau aufgewandten Kosten, so daß von einer wirtschaftlichen Verbesserung keine Rede sein kann.

Dem von dem Vortragenden in seinem Manuskriptdruck veröffentlichten Bildermaterial über das Oertz-Ruder ist nur ganz geringfügiges und veraltetes Material über Star Contra-Propeller und Star Contra-Ruder gegenübergestellt, welches ich wohl zur Herstellung objektiver Urteilsmöglichkeit etwas erweitern darf. Abb. 3 zeigt die von dem Vortragenden nur erwähnte Anordnung von senkrechten Leitflügeln vor und hinter der Schraube. Abb. 4 die Ausführung eines Star Contra-Ruders, Abb. 5 die Querschnittsausführung des Star Contra-Ruders auf anderen Schiffen als die im Vortrag vorgebrachten, besonders auch die bereits 1925 veröffentlichte mehrfach ausgeführte Konstruktion.

Leider hat der Herr Vortragende für seine Erörterung des Wagner-Ruders ein Beispiel herausgegriffen, welches — wenigstens mit Bezug auf das Ruder selber — den Eindruck erwecken kann, der der ausgesprochenen Tendenz des Vortrags entspricht. Zur drastischen Kennzeichnung der Überlegenheit des Oertz-Ruders ist das Wagner-Ruder mit größtem Anstellwinkel gezeigt, eine Stellung, die vielleicht $\frac{1}{4}\%$ im Leben des Schiffes ausmacht.

Unbeschadet dessen aber wird sich, wie immer in der angewandten Technik, das für die Wirtschaftlichkeit Beste durchsetzen, und solche Erörterungen — wie diese — werden dazu beitragen, daß die interessierten Kreise sich bemühen werden, das Richtigeste einwandfrei zu erkennen.

Für künftige Einschrauben-Schiffsneubauten dürfte ein neues Balanceruder mit festem durchgehenden Rudersteven, um den das Balanceruder drehbar gelagert ist, von Bedeutung werden, bei dem der Balanceteil mit verwundenen Leitflächen nach Patent Dr. Wagner ausgebildet wird; außerdem werden verwundene Leitflächen vor der Schraube nach Professor Hass angeordnet. Der erste Einbau dieser Art findet zur Zeit bei einem Neubau der Hamburg-Amerika-Linie (Ersatz M/S „Rheinland“) auf der Deutschen Werft in Hamburg statt.

Herr Geheimer Marinebaurat a. D. Schwarz (Schlußwort):

Eure Exzellenzen! Meine Herren! Ich bin den Herren Diskussionsrednern dankbar, daß sie auf meine Anregungen hin das Gebiet der Kursbeständigkeit und des Steuerns weiter erörtert haben. Mein Vortrag sollte eben nur eine Anregung geben.

In meinem Schlußwort glaube ich mich daher kurz fassen zu können, und ich möchte zunächst auf die Ausführungen von Herrn Professor Lienau kurz eingehen, die sich mit dem Drehkreisdurchmesser von Schiffen mit Oertz-Ruder beschäftigen. Bei den Probefahrten bin ich leider nicht zugegen gewesen, wohl aber war neben einem Vertreter der Hamburg-Amerika-Linie Herr Dr. Wagner an Bord. Die Schiffe sind nicht an einem Tage im Kreise gelaufen, sondern der „Cyrill“ mit Normalruder hat die Kreisfahrt einen Monat vorher gemacht; es sind aber dieselben Herren von der Navigationsschule in Lübeck dabei gewesen, um die Drehkreise mit nautischen Instrumenten zu bestimmen. Nachdem „Cyrill“ den größeren Drehkreis durchlaufen hatte, wurde „Dan“ später an derselben Stelle zu dem verankerten Schlepper angesetzt, und als das Schiff den halben Kreis gelaufen war, war es nicht um den Schlepper herumgefahren, sondern kam innerhalb des Schleppers vorbei, woraus zu ersehen ist, daß der Drehkreis um die Hälfte kleiner ausfiel. „Dan“ wurde noch einmal in Fahrt gesetzt und der Anlauf näher an den Schlepper gerückt, um möglichst um denselben herumzukommen. Aber auch dieses Mal glückte es nicht. Der Schlepper mußte ausweichen, um nicht mit der „Dan“ zu kollidieren, die fast direkt auf den Schlepper zufuhr. Wieweit die Abweichung, d. h. der geringe Drehkreisdurchmesser des Oertz-Ruders gegenüber dem Normalruder, berechtigt ist, habe ich in meinem Vortrag ausgeführt. Man muß natürlich die Sache weiterverfolgen, und ich habe auch genugsam darauf hingewiesen, daß es sehr wünschenswert wäre, wenn Reedereien und Werften bei Probefahrten eingehendere Prüfungen vornähmen, vor allen Dingen aber unter Zuhilfenahme von registrierenden Instrumenten, damit sie nicht von der persönlichen Beobachtung abhängen, sondern damit der Schiffsweg genau aufgezeichnet wird.

Herrn Dr. von den Steinen bin ich für seine Anregung dankbar. Ich möchte hier darauf nicht näher eingehen, weil es zu weit abführen würde.

Herr Geheimrat Hüllmann hat darauf hingewiesen, daß man auch, ohne das Steuer zu bewegen, gesegelt habe. Selbstverständlich! Ich habe ja zum Ausdruck gebracht, daß beim Segelschiff die Kursbeständigkeit dadurch wesentlich erleichtert wird, daß zwischen dem Winddruck auf die Segel und dem Wasserdruck auf den Lateralplan ein Ausgleich stattfindet. Wenn die Segel so gestellt werden, daß der Lateralschwerpunkt und der Segelschwerpunkt vertikal übereinanderliegen, so braucht man das Ruder nicht. Von jeher ist es der Stolz des Seemanns gewesen, ohne Ruderlegen seinen geraden Kurs zu steuern. Das macht auch jeder Yachtsegler; denn jedes Ruderlegen wirkt auf den Schiffswiderstand ungünstig ein.

Mit Bezug auf die Ausführungen des Herrn Rottmann möchte ich nur kurz auf das Bild eingehen, das er uns vorgeführt hat, wonach das Oertz-Ruder gewissermaßen von dem Propellerstrahl ungünstig beaufschlagt wird, und dabei auf den gestrigen Vortrag von Herrn Dr. Kempf Bezug nehmen, der gerade zum Ausdruck brachte, daß ein strömungstechnischer Körper hinter dem Propeller einen außerordentlich günstigen Einfluß auf den Wirkungsgrad des Propellers ausübt, so daß also, wenn man den Leistungsbedarf bei einem Propeller nur mit einer Nabe ohne Steven dahinter mit 100 annimmt, bei dem Fall, wo ein strömungstechnisch ausgebildetes Ruder dahinter liegt, dieser Wert auf 85 sinkt. Das dürfte genügend beweisen, daß wir mit der Ausbildung nicht nur unserer Ruder, sondern auch der Lage des Propellers zum Ruder noch nicht am Ende der Erfahrungen sind, und ich glaube, daß mein heutiger Vortrag wenigstens ein klein wenig dazu beitragen wird, die Werften und Reedereien und sonstige in Betracht kommenden Stellen auf eine günstige Formung des Ruders nebst Rudersteven aufmerksam zu machen, so daß in den nächsten Jahren manche Neuerung und Verbesserung auf diesem Gebiete zu erwarten steht. (Lebhafter Beifall.)

Vorsitzender Herr Geheimrat Prof. Dr.-Ing. Busley:

Bei Schnelldampfern spielt die auf langen Seereisen durch Kursbeständigkeit erzielbare Ersparnis an Weg und Zeit eine viel größere Rolle als bei langsam fahrenden Frachtdampfern. In den letzten Jahren war man deshalb bestrebt, durch entsprechende Ruderkonstruktionen die Gierbewegungen der Dampfer zu bekämpfen und gleichzeitig den zur Ruderbewegung erforderlichen Arbeitsaufwand zu vermindern. Herr Geheimrat Schwarz hat in seinem Vortrage verschiedene Ruder beschrieben, die diesen Anforderungen mehr oder minder Rechnung tragen, und uns dadurch zu ganz besonderem Dank verpflichtet, den ich ihm hiermit ausgedrückt haben möchte.

XII. Schiffahrts- und schiffbautechnische Eindrücke meiner Weltreise.

Von Regierungs- und Baurat Dr.-Ing. **Wilhelm Teubert**, Mannheim.

In dem Wunsch, das Bild der Welt zu sehen, wie es sich zehn Jahre nach dem Kriegsausbruch in Technik und Wirtschaft dem deutschen Auge darstellt, kam ich gerade heute vor zwei Jahren zu dem Entschluß, eine Reise um die Erde zu machen. Drei Hauptzwecke sollte sie verfolgen: erstens, meine Vorlesungen an der Handelshochschule Mannheim über Verkehrswesen, Schiffahrtsbetrieb und Häfen durch Erweiterung eigener Kenntnis und Gewinnung zuverlässiger Unterlagen zu bereichern, zweitens die verschiedenen Bücher und Veröffentlichungen, die ich in Arbeit habe, durch eigene Beobachtungen zuverlässiger zu gestalten, als es wegen unserer jahrelangen Abschließung vom Ausland ohne das möglich gewesen wäre, und drittens mit dem Auge des Ingenieurs an dem immer noch reichlich bewölkten Wirtschaftshimmel die helleren Stellen zu suchen, die unsere absatzhungrige Industrie und unsere ausdehnungsbedürftige Wirtschaft zu weiterem Vordringen verlocken könnten. Der Gang meiner beruflichen Entwicklung führte mich dazu, im Rahmen der allgemeinen Verkehrsfragen besonders die Gebiete zu beobachten, die den nassen Verkehr darstellen und ich komme deshalb mit besonderer Freude der Aufforderung unseres verehrten Vorsitzenden nach, Ihnen heute über meine schiffahrts- und schiffbautechnischen Reiseeindrücke zu berichten. Es kann sich natürlich dabei, auch in der Ihnen gedruckt vorliegenden erweiterten Form des Vortrages nur um eine mehr andeutende Auswahl des überaus reichhaltigen Stoffes handeln, den ich in den zwölf Monaten in Süd- und Nordamerika, Japan, China, Indien, Ägypten und Italien gesammelt habe (Abb. 1). Die endgültige Verarbeitung meines Tagebuches und all der anderen Unterlagen erfolgt in dem Werke meines Vaters, Die Binnenschiffahrt, Verlag W. Engelmann, Leipzig, das ich neu herausgebe und in meinem Reisetagebuch, das nächstes Jahr im Verlag Vowinkel, Berlin, erscheint und besonders auch den trockenen Verkehr behandelt. Ebenso sind die Bilder, die ich Ihnen heute zeigen kann, nur eine kleine Auswahl aus den über 2000 Aufnahmen, die ich gemacht habe und der Bildstreifen, der heute hier

zum ersten Male gezeigt wird, wird durch meinen Reisefilm, „Der Erdball im Querschnitt des Verkehrs“, den die Ufa demnächst herausbringt, nach mancher Richtung hin ergänzt werden. Im Kreise der Schiffbautechnischen Gesellschaft liegt es mir besonders am Herzen, dankbar die verständnisvolle Mitarbeit und Hilfe zu erwähnen, die der Norddeutsche Lloyd meiner Aufgabe von Anfang



Abb. 1. Weltkarte.

an entgeggebracht hat und die mir zusammen mit dem Entgegenkommen verschiedener Ministerien, des Vereins Deutscher Ingenieure und der Handelshochschule Mannheim die programmmäßige Durchführung meines Planes ermöglicht haben.

Die Ausreise nach Südamerika.

Die Fahrt von Bremen nach Argentinien gab mir Gelegenheit, die als besonders gelungen anzusprechende Sierraklasse des Norddeutschen Lloyd in

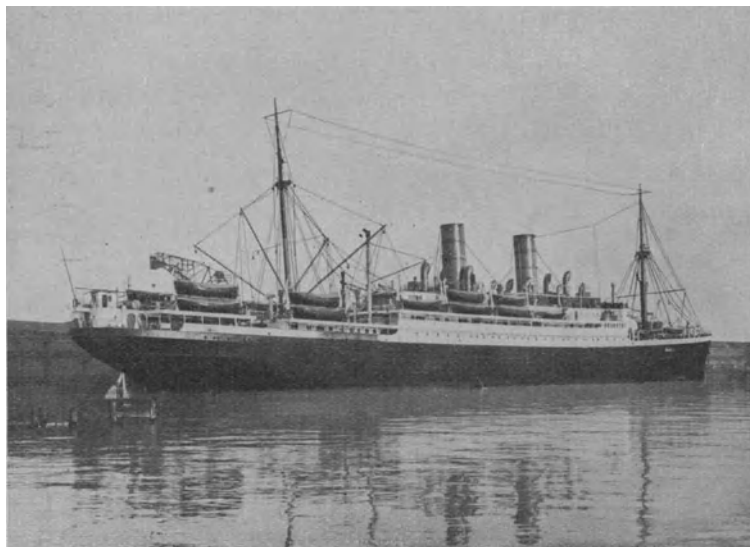


Abb. 2. „Sierra Cordoba“ des Norddeutschen Lloyd, 14 000 BRT., 14 Knoten (Schwesterschiff: Sierra Morena).

allen Einzelteilen und im Betrieb eingehend kennenzulernen. Unsere „Sierra Cordoba“ (Abb. 2) war zwar, da der April die Hauptreisezeit von Südamerika nach Bremen ist, in der ersten Klasse nur mit einer kleinen, sehr inter-

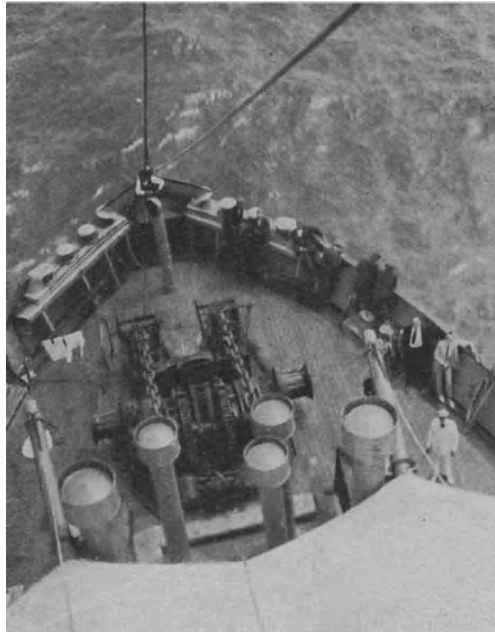


Abb. 3. Die Back der „Sierra Cordoba“ im Atlantik.

nationalen Gesellschaft von Fahrgästen, in der dritten Klasse aber mit deutschen, spanischen und portugiesischen Auswanderern voll besetzt, deren Unterbringung und Verpflegung gegenüber den Auswandererschiffen der Vorkriegszeit einen

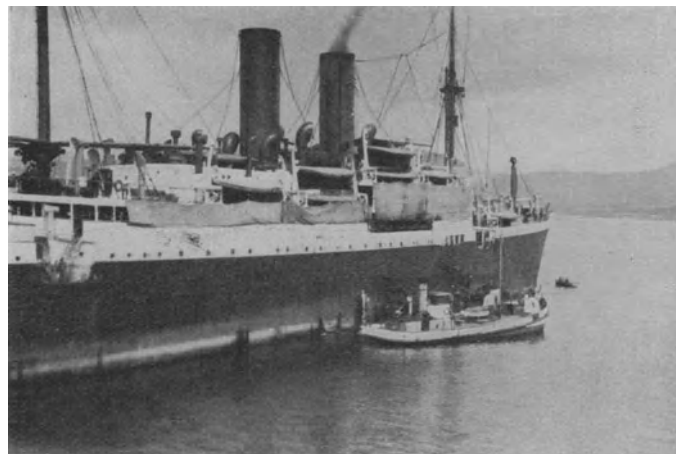


Abb. 4. „Sierra Ventana“ des Norddeutschen Lloyd beim Kohlen in Funchal-Madeira.

ganz außerordentlichen Fortschritt bedeutet. Wir hatten eine äußerst angenehme Überfahrt (Abb. 3). Doch hieße es — besonders vor diesem Kreise — „Eulen nach Athen tragen“, wollte ich mich näher auf die Vollkommenheit der

technischen, seemännischen und Sicherheitseinrichtungen des Schiffes, die unübertreffliche Verpflegung, die gemütliche Unterhaltung an Bord, Äquator-
taufahrt usw. vorzügliche Bedienung, Sauberkeit und Pünktlichkeit des ganzen



Abb. 5. Buenos Aires: Hafen. Nordbecken mit Cap Polonio vom Yachtclub und Leuchtturm.

Betriebes einlassen. Nach kurzem Studium von fünf spanischen und portugiesischen Häfen, La Coruna, Villa Garcia, Vigo, Lissabon und Funchal, wo wir unser Schwesterschiff Sierra Ventana beim Kohlen trafen (Abb. 4), genossen



Abb. 6. Buenos Aires: Durchfahrt nach Becken I.

wir — von den Cap Verdischen Inseln direkt nach Fernando Noronha steuernd — in Rio de Janeiro den ersten Eindruck der brasilianischen Luxus- und Urwald-
weltstadt. Wir liefen am 22. Tage morgens in Montevideo und nach interessanter La Platafahrt abends in Buenos Aires ein. Abb. 5 zeigt das Nordbecken

des Hafens, wie wir es aus einem Junkers Flugzeug aufgenommen haben, und zwar an einem Tage, an dem es ungewöhnlich leer war. In der Regel ist dieses Becken, in dem die ersten Zollangelegenheiten erledigt werden, überfüllt. Die Abb. 6 zeigt die Durchfahrt von dem Nordbecken zu den vier Hafenecken. Die Enge und die geringe Wassertiefe dieser Schleusendurchfahrten

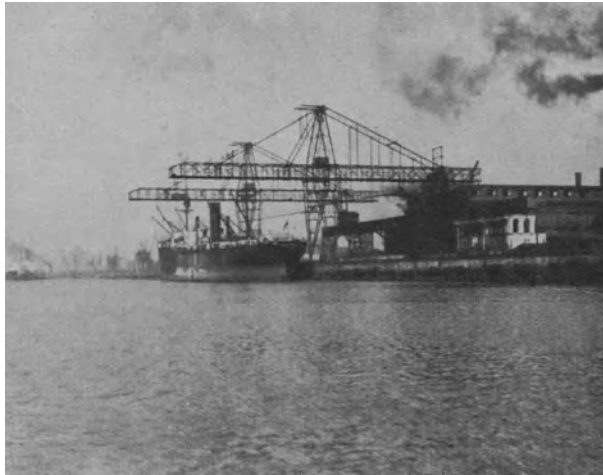


Abb. 7. Kohlenverladebrücke im Südhafen von Buenos Aires.

bedingen häufig großen Zeitverlust für die Schiffe, weshalb die Anlage der vier neuen, außerhalb gelegenen großen Becken allgemein begrüßt wird. Hinter den vier alten Becken liegt das Südbecken, aus dem Abb. 7 eine große Kohlenverladebrücke zeigt, daran schließt sich Dock Sud an, von dem Abb. 8 eine Ansicht

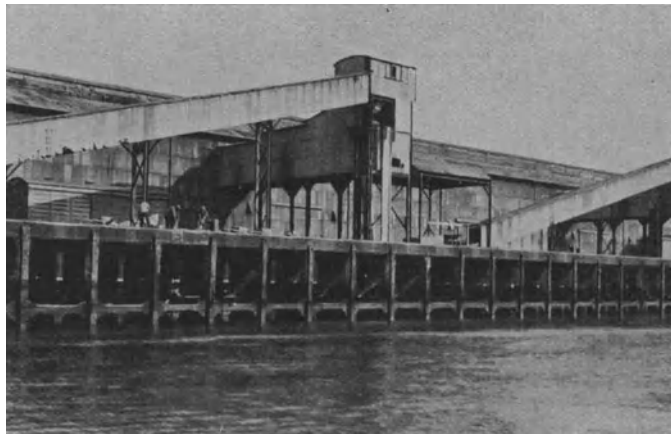


Abb. 8. Hafen von Buenos Aires: Dock Sud. Getreideverladung.

gibt; hier werden zur Zeit 24 Portaluferkrane aufgestellt, für deren Lieferung die Demag über 20 Bewerber aus der ganzen Welt den Sieg davon getragen hat. In den neugebauten vier großen Becken (Abb. 9) errichtet die früher deutsche Elektrizitätsgesellschaft „Chade“ ein neues großes Dampfkraftwerk, für das eine 1000 m lange Mole benötigt wird. Für diese hat die Compania General de

Obras Publicas ein Angebot auf Herstellung mit Eisenbetonsenkkräften eingereicht, deren Patent sie von mir während meines dortigen Aufenthaltes erworben hatte. Außer den schwimmenden Kohlenelevatoren, die die italienischen Schiffe

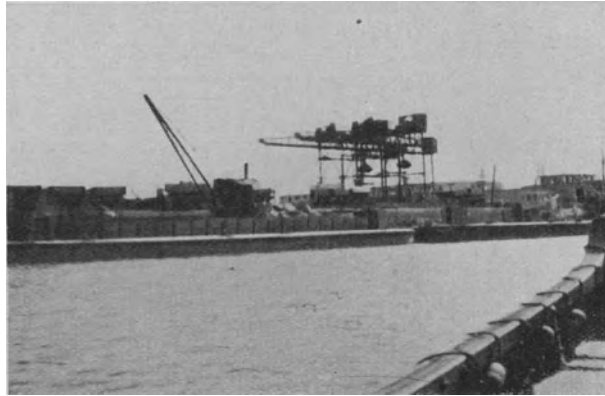


Abb. 9. Am neuen Hafen Buenos Aires.

dort zur Bebungung ihrer Schiffe verwenden, sind besonders die ortsfesten und schwimmenden Getreideverladeeinrichtungen beachtenswert. Diese spielen, während der Hafen von La Plata, ursprünglich als Hafenplatz der Hauptstadt gedacht, heute vor allem der Ausfuhr von Gefrierfleisch und Öl dient, auch



Abb. 10. Getreideelevatoren in Rosario.

in den beiden am La Plata aufwärts gelegenen großen Getreideausfuhrhäfen Rosario (Abb. 10) und Santa Fé (Abb. 11) eine bedeutende Rolle. Abb. 12 zeigt eine Hafenmauer, Abb. 13 ein Anlegerschiff aus Eisenbeton.

Der Schiffahrtsbetrieb auf dem Parana und Uruguay.

Die Seeschifffahrt geht indes noch weiter den Parana hinauf: kurz oberhalb Santa Fé, das an den Strom durch einen Verbindungskanal angeschlossen ist,

liegt Parana selbst (Abb. 14) (große Ausfuhr von Quebracho-Eisenholz). Bei besonders günstigen Wasserständen gehen die Seeschiffe noch bis Corrientes, wo



Abb. 11. Der Hafen von Santa Fé mit dem Verbindungskanal zum Paraná.



Abb. 12. Molenbau aus Steinholz in dem kleinen Paranahafen Uruquiza.

der Parana mit dem Paraguay zusammenfließt und auf diesem bis zur Hauptstadt des gleichnamigen Staates: Asuncion (1600 km oberhalb Buenos Aires). Die eigentliche Grenze der Schiffbarkeit dieser Ströme liegt aber noch bedeutend

höher, nämlich am Parana selbst bei Porto Britania (2000 km) und auf dem Paraguay bei Corumbá, im brasilianischen Staate Matto Grosso, 3000 km von



Abb. 13. Hafen von Fernandrias: Uferbefestigung und schwimmende Anlegebrücke aus Eisenbeton.



Abb. 14. Der Hafen von Parana.

Buenos Aires entfernt (Abb. 15). Bei günstigen Wasserständen fahren die Schiffe sogar noch 500 km weiter bis zur Hauptstadt Cuyaba. Von hier aus kann man in fünf Tagen die Ausläufer des Amazonas erreichen, also bis zu seiner Mündung

bei Para-Belem nordwärts den ganzen Erdteil durchfahren. Die Abb. 16, 17, 18, 19 zeigen ein paar der verschiedenen Typen von Frachtschiffen, die auf



Abb. 15. Corumba, in Matto Grosso, 3000 km aufwärts von Buenos Aires. Blick auf den oberen Paraguay.

dieser 3500 km langen Wasserstraße verkehren, die die vier Staaten Argentinien, Uruguay, Brasilien und Paraguay untereinander bzw. mit dem Meere verbinden. Abb. 20 und 21 zeigen Personendampfer vom unteren und oberen Parana.



Abb. 16. Typische Paranachata mit Motorantrieb in Rosario.

Ich muß des Raummangels wegen mich hier sehr kurz fassen und verweise deshalb auf die nachstehend aufgeführten Aufsätze, die ich bereits über die

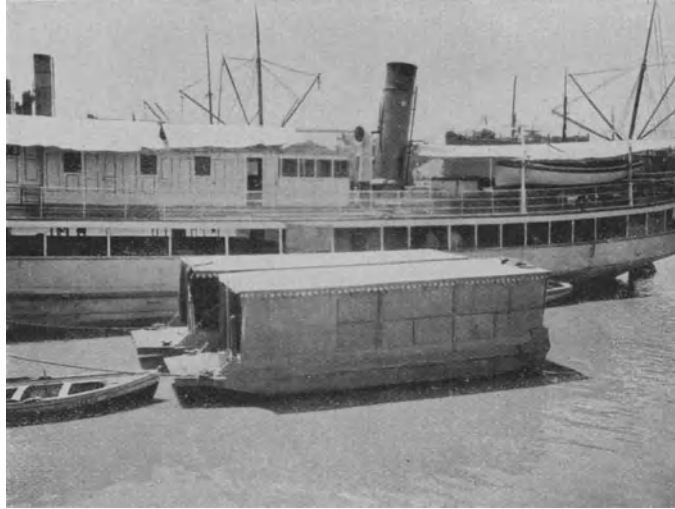


Abb. 17. Apfelsinendampfer „Deseado“, vorn schwimmender Kaufladen.



Abb. 18. Transportdampfer für Kühlfleisch.

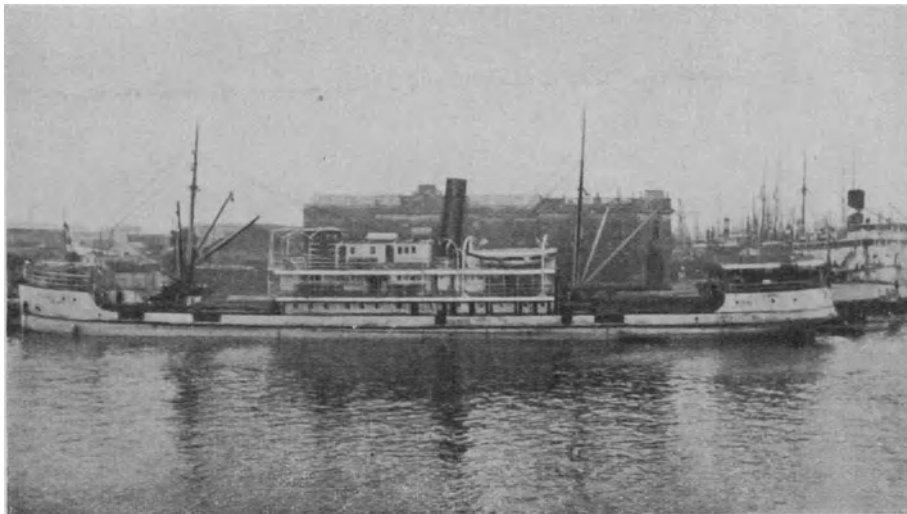


Abb. 19. Fracht- und Fahrgastdampfer „Mercurio“ auf dem Parana.

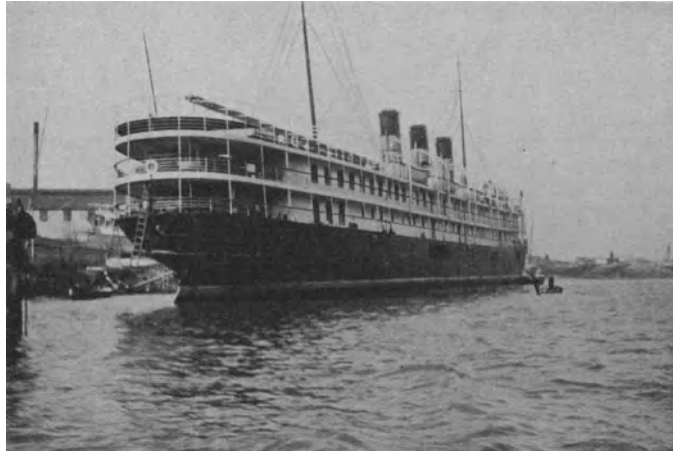


Abb. 20. 100 m langer La Platadampfer „Ciudad de Buenos Aires“, der den täglichen Verkehr mit Montevideo aufrechterhält.

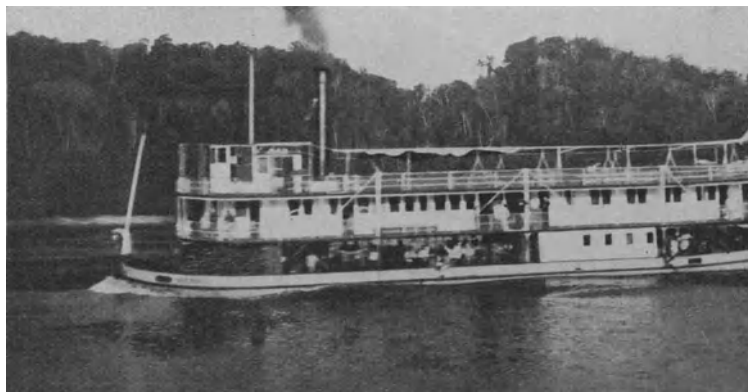


Abb. 21. Flachgehender Heckraddampfer „Ibera“ im Alto Parana.



Abb. 22. Löschen der Kähne mit hochrädigen Karren in Salto (Republik de Uruguay).

Wasserstraßen, die Fahrzeuge und die Werften Argentiniens und Brasiliens veröffentlicht habe:

- 1) Die Häfen von Buenos Aires Heft 19, Oktober 1925 — Schiffbau.
- 2) Seeschiffstypen aus argentinischen Häfen Heft 19, Oktober 1925 — Schiffbau.
- 3) Die Hauptwasserstraßen Argentiniens Heft 23, Dezember 1925 — Schiffbau.
- 4) Die Fahrzeuge der argentinischen Wasserstraßen Heft 2, Januar 1926 — Schiffbau.
- 5) Südamerikanische Schwimmbaggertypen Heft 5, März 1926 — Schiffbau.
- 6) Die Schiffwerften Argentiniens und Brasiliens Heft 11, Juni 1926 — Schiffbau.
- 7) Die Binnenschifffahrt in Argentinien Heft 18, August 1926 — Schiff.
- 8) Die heutige und zukünftige Bedeutung der Binnenschifffahrt in den Südstaaten Brasiliens Heft 8, August 1926 — Zeitschrift für Binnenschifffahrt.
- 9) Die Schiffahrtsfragen auf dem Parana Heft 7, Juli 1926 — Rheinschiff.
- 10) Die Schiffahrtsfragen auf dem Uruguay Heft 10, Oktober 1926 — Rheinschiff.



Abb. 23. Neue Anlegebrücke in Concepcion del Uruguay.

Die „Paris“, auf der ich den Strom bereiste, ist vor 20 Jahren in Schottland gebaut, 97 m lang, 25 m breit, mit Dreifach-Expansionsmaschine 1500 PS_i, Schaufelrad-Durchmesser 6 m, und gehört der Compania Argentina de Navegacion vormals Mihanowitsch, in deren Hände der ganze Personenverkehr und der größte Teil des Frachtverkehrs monopolartig vereinigt ist. Sie beherrscht auch den größten Teil des Verkehrs auf dem Schwesterstrom, dem ebenfalls in das La Plata-Becken mündenden Uruguay. Seine Länge erreicht nicht die des 4000 km langen Parana und seine Bedeutung als Wasserstraße ist vorläufig noch sehr eingeengt durch die Stromschnellen bei Concordia und Salto 460 km oberhalb Buenos Aires. Ich konnte deshalb auch nur bis hierhin fahren und sah den Uruguay dann aber wieder in seinem Oberlauf. Sein Wasserstand war zur Zeit der Bereisung außerordentlich niedrig. Nicht selten sieht man das Bild eines auf Grund geratenen Frachtdampfers. Die nächste Abb. 22 läßt den niedrigen Wasserstand in Concordia und Salto erkennen. Auffallend sind die drei stockwerk hohen Anlegebrücken (Abb. 23). Der Wasserstand schwankt hier um 14 m und zwar manchmal innerhalb weniger Stunden. Das Gefälle des

Uruguay auf dem Unterlauf ist nämlich außerordentlich gering, auf diese 460 km nur 0,70 m, so daß außer den Niederschlagsschwankungen auch der Einfluß des La Plata Wasserstandes, der wieder vom Wind abhängt, sich sehr stark bemerkbar macht; er schwankt in Buenos Aires unter den Einflüssen von Niederschlägen, Flut und Wind, von $-3,9$ bis $+4,8$ m. Das bedingt erhebliche Schwierigkeiten für die Hafenanlagen, wie man z. B. auch aus dem nächsten Bild (Abb. 24) sieht. Das hier wiedergegebene Hochwasser, das vier Wochen vor meinem Besuch gewesen war, hatte nicht nur den Hafen, sondern auch die



Abb. 24. Argentinischer Hafen von Concepcion del Uruguay am unteren Uruguay bei Hochwasser. Im Hintergrund ein argentinisches Kriegsschiff.

ganze Stadt Concepcion del Uruguay unter Wasser gesetzt. Ein großer Teil des Hafens, namentlich an der Stelle, wo die Wassertiefe bei MNW auf 7 m vertieft ist, sind neue gute Molen gebaut und das Laden des Getreides erfolgt durch sieben aus Nordamerika bezogene elektrisch angetriebene Sackförderbänder, die das Arbeiten in einer sehr steilen Lage ermöglichen (Abb. 25). Schlimmer aber noch als die wechselnden Wasserstände, die auch auf dem oberen Parana eine ganz erhebliche Beeinträchtigung der Schiffahrsdauer bedeuten, sind auf dem Uruguay die Schiffahrtshindernisse, die durch Wasserfälle, Stromschnellen und Stromengen in großer Zahl gebildet werden. Die unterste und störendste von ihnen ist die schon erwähnte Stromschnelle bei Concordia und Salto. Diese zu überwinden liegt ein ausführlicher Vorschlag der argentinischen Wasserstraßenverwaltung vor, deren Direktoren Canale und Repossini, wie ich hier erwähnen möchte, mir in überaus entgegenkommender Weise bei meinen Bereisungen und bei der Sammlung von Unterlagen geholfen haben. Danach soll der Uruguay oberhalb Concordia soweit aufgestaut werden, die Wasserfälle für die Schiffahrt unschädlich gemacht und eine Schleuse vorgesehen werden,

dabei wären an Wasserkraft 80 000 PS zu gewinnen. Die Ausnutzung der Wasserkräfte ist für den weiteren Ausbau der Stromgebiete des La Plata, die ich in der nebenstehenden Karte (Abb. 26) skizziert habe, natürlich eine unerläßliche Bedingung. Sie sind in so reichem Maße vorhanden, daß die einzige Schwierigkeit in den Kosten der Fernleitung und der Möglichkeit des Verbrauches innerhalb absehbarer Zeit liegen dürften. Allein der Wasserfall von Santa Maria an der Mündung des Rio Iguassu, eines Nebenflusses des oberen Parana, verspricht eine Ausbeute von mehr als einer Million PS. Dieser Wasserfall liegt gerade auf der Grenze zwischen Argentinien und Brasilien und zwar gehört Argentinien der größere Teil, man sagt vier Fünftel. Das argentinische große Bankhaus Tornquist in Buenos Aires beschäftigt sich z. B. schon lange mit dem Plane.



Abb. 25. Nordamerikanische Getreideförderer im Hafen von Concepcion de Uruguay.

Man denkt daran, die Kabel in dem Strome selbst bis nach Buenos Aires zu verlegen, weil die Fernleitung durch die zum großen Teil noch unerschlossenen und unsicheren Urwaldgebiete sehr teuer und schwer zu überwachen sind.

Nicht weit oberhalb der Iguassufälle wird der obere Parana selbst bei der Mündung des Rio Piquery durch den Wasserfall von Guaira oder Settequedas (Sieben Fälle) unterbrochen, der auch nicht viel kleiner ist als der Iguassufall. Während jener die durchgehende Schifffahrt auf dem Parana, die von hier aus bis Buenos Aires also doppelt so lang wie die ganze Rheinschiffahrtsstraße von Rotterdam bis Basel ist, nicht unterbricht, stellt der Guairafall heute die Grenze der durchgehenden Schifffahrt dar. Oberhalb von ihm aber bilden die linken Nebenflüsse des Parana, namentlich der Ivahy und Paranapanema mit seinem

diamantenreichen Nebenfluß Tibagy ein außerordentlich günstiges Wasserstraßennetz für den brasilianischen Staat Parana. Sein südlichster Teil liegt am heute schon auf 300 km schiffbaren Rio Iguassu, den ich bei Porto Uniao da Victoria sah. Er ist der Grenzfluß zum Staate Santa Catharina, der wieder



Abb. 26. Das Stromgebiet des Paraná und Uruguay in Argentinien, Brasilien, Paraguay und Uruguay.

durch den Oberlauf des Uruguay und seine beiden Quellflüsse Rio do Peixe und Rio Pelotas von Rio Grande do Sul, dem südlichsten Staate von Brasilien, getrennt wird.

Ich möchte meine Schiffahrtsbeobachtungen in den Südstaaten Brasiliens gleich mit den argentinischen Fragen hier zusammenfassen, weil ja beide Reiche an denselben Strömen Parana und Uruguay Teil haben. Ein Blick auf die Karte zeigt einwandfrei, daß die Linienführung dieser beiden Stromnetze für ein Binnenschiffahrtsnetz so günstig sind, wie bei kaum einem anderen Fluß

der Welt. Die wasserreichen und zum Teil gut verzweigten Nebenflüsse, besonders auch die wichtigen Flüsse Bermejo und Pilcomayo, über deren Schiffbarmachung nach eingehenden Studien wohl keine Zweifel mehr sind, schließen den wertvollsten Teil von Argentinien, den ganzen Staat Paraguay und den großen und wertvollsten Teil der Republik Uruguay an den Weltschiffahrtsplatz der La Plata Häfen Buenos Aires und Montevideo an und außerdem die fünf wertvollsten und entwickeltesten Staaten Brasiliens: Rio Grande do Sul, Santa Catharina, Parana, Sao Paulo und Minas Geraes, außerdem noch den unerschlossenen Teil der Staaten Matto Grosso und Goyaz.

Im Vergleich zu dieser von der Natur gebotenen Gunst steht nun aber die gegenwärtige Bedeutung dieser Ströme als Verkehrsmittel im Mißverhältnis und gerade die Verkehrsmittel sind es ja, die die Länder, wie die oben genannten, zu ihrer Entwicklung unbedingt nötig haben, weil der trockene Verkehr, also vor allem die Eisenbahn, in diesen Riesenländern, — das hier in Frage kommende Gebiet ist fast so groß wie Europa — seine Aufgabe allein nicht erfüllen kann. Erstens wegen der absolut geringen Bevölkerungsdichte. Während in Deutschland 123 Menschen auf einem Quadratkilometer wohnen, auf die 55 000 km vollspurige und 57 000 km schmalspurige Bahnen kommen, wohnen in Argentinien und in Brasilien nur etwas über 3 Einwohner auf einem Quadratkilometer. Dabei hat heute schon Argentinien fast 60 000 und Brasilien 33 000 km Eisenbahnen, ohne daß man in einem von den beiden Reichen, vielleicht mit Ausnahme der Staaten Sao Paulo und Rio Grande do Sul überhaupt schon von einem Eisenbahnnetz sprechen könnte. Die Bedeutung der Wasserstraßen für die Entwicklung der beiden aufstrebenden Reiche springt so sehr ins Auge, daß man sich verwundert nach den Gründen fragt, weshalb die Schifffahrt auch auf den heute schon von Schifffahrtshindernissen freien Strecken nicht mehr Bedeutung gewonnen hat. Die Gründe liegen zunächst in den schon erwähnten Schifffahrtsunterbrechungen durch Hochwasser, die um so nachteiliger sind, als sie in unvorhersehbarer Unregelmäßigkeit und in einer durch den Gebirgscharakter bedingten Heftigkeit auftreten. Dafür ein paar Beispiele: Auf dem Taquary, den ich bereiste, zeigte mir der Besitzer der Reederei Arnt an seinem Hause in Taquary die letzte Hochwassermarke, die 28 m über dem augenblicklichen Wasserspiegel lag. Im Jahre 1919 stieg der Forromecco, ein Nebenfluß des ebenfalls bei Porto Alegre mündenden Cahy in einer halben Stunde um 4 m und der Rio Pardino bei Sinimbu in 5 Minuten um 2 m. Solchen Zuständen gegenüber sind sogar die diesjährigen Hochwasserverhältnisse in Deutschland noch ein Kinderspiel und es liegt auf der Hand, daß die Wasserbauingenieure in Brasilien vor einer ungewöhnlich schwierigen Aufgabe stehen, die sie sicher nicht ohne Verwertung der deutschen Leistungen auf diesem Gebiete, hoffentlich in persönlicher Zusammenarbeit, bewältigen können.

Der technische Betrieb.

Auch die Betriebseinrichtungen der Wasserstraßen stehen vor ganz neuartigen und schwierigen Aufgaben. Die Einführung schwimmender aus Eisen-

beton gebauter großer Anlegeschiffe macht auf dem Parana und Uruguay gute Fortschritte. Ich komme auf die Herstellung dieser Fahrzeuge später noch einmal zurück. Der zweite Grund ist der technisch veraltete Zustand der Binnenflotte und die Mangelhaftigkeit des Betriebes. Auf diesen Punkt möchte ich etwas näher eingehen, weil er uns in diesem Kreise hier besonders angeht und eine Möglichkeit eröffnet, die deutsche Schiffbauindustrie, vielleicht auch die deutsche Reederei zur Mitarbeit anzuregen.

Die meisten der vorhin im Bilde gezeigten Schiffstypen sind von ausländischen Werften, oft wohl ohne nähere Kenntnis der örtlichen Verhältnisse und zum größten Teil schon vor vielen Jahren erbaut. Es sind alles Selbstfahrer, d. h. Schiffe, die ihre eigene Antriebsmaschine bei sich haben. Auf den beiden be-



Abb. 27. Einbaum auf dem Rio do Peixe im Staate Sao Paulo.

sprochenen Stromgebieten, ebenso wie auf den übrigen großen brasilianischen Strömen, dem San Francisco und dem Amazonas, der mit seinen Nebenflüssen eine schiffbare Länge von etwa 40 000 km hat, wird der Hauptvorteil des Binnenschiffahrtbetriebes, die Trennung zwischen Schlepper und geschlepptem Lastschiff, nicht ausgenutzt, und dabei würde dieser Vorteil hier noch mehr als in Europa, wo er ja allgemein anerkannt ist, hervortreten. Die Umschlagseinrichtungen der Häfen sind nämlich teils wegen der hohen Wasserstandsunterschiede, teils wegen der verhältnismäßig geringen Umschlagsmengen so unentwickelt, daß die Hafentiefezeit für das Laden und Löschen sehr viel länger ist, als in Europa, die teure Maschinenanlage wird also infolgedessen schlecht ausgenutzt. Die Einrichtung der Häfen bestehen bei den kleinsten in ein paar Steinen, über die man an Land geht, bei den meisten in einer Rutsche oder hinübergelegten Bohlen; neuere (wie Concordia) bedienen die Schiffe von Rampen aus, die wegen der wechselnden Wasserstände schräg angelegt sind, so daß die

Maultierkarren bis an das Schiff heranfahren. Nur wenige Häfen, außer den genannten Seeschiffshäfen verfügen überhaupt, wie z. B. Baysandú am Uruguay, über Krane oder Verladebrücken.



Abb. 28. Hafen von Paranaguá: Einbaum und Küstensegler.

Die nächsten Bilder zeigen einige Fahrzeuge von den brasilianischen Wasserstraßen: Der Einbaum (Abb. 27) wird nicht nur im Amazonas Gebiet, sondern auch in Sao Paulo, Santa Catharina und Parana noch benutzt, dem Fluß- und Küstenverkehr dienen vielfach Segler, von denen Abb. 28 solche



Abb. 29. Amazonas-Dampfer bei der Gummiverschiffung.

aus Paranaguay und Rio Grande zeigen, wie sie auch den Dienst auf der großen Lagune Lagoa dos Patos versieht (vgl. Karte auf S. 257), die die Wasserstraße zwischen dem Seehafen Rio Grande und der Hauptstadt des Staates

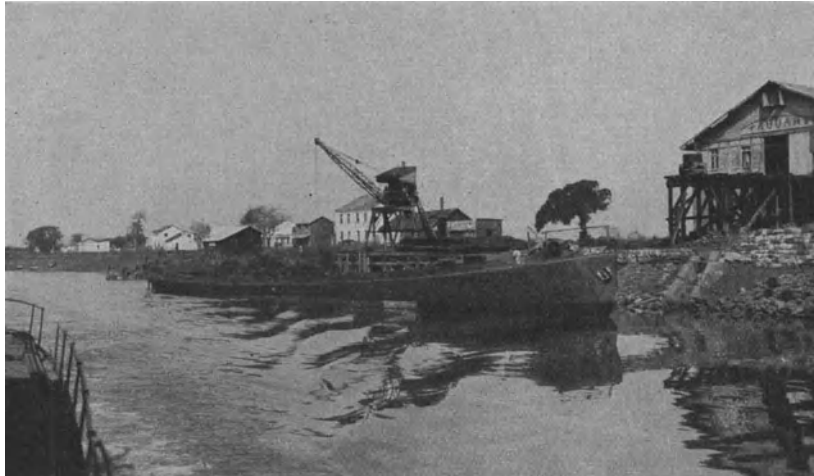


Abb. 30. 220-t-Schleppkahn auf dem Jacuhy.

Porto Alegre darstellt. Von den auf den übrigen Stromgebieten verwendeten Schiffstypen zeigt Abb. 29 einen auf dem Amazonas für das Gummisammeln benutzten Schraubendampfer. Dort wie auch auf dem San Francisco, der etwa 1800 km lang, mit einer Unterbrechung beim Wasserfall von Paulo Affonso



Abb. 31. Motorleichter auf dem Taquary in einer Stromschnelle.

(fast so groß wie der Iguassufall!) die ostbrasilianischen Mittelstaaten verbindet, herrscht der Heckraddampfer vor. In ganz geringem Maße kommt der Schleppbetrieb vor, wie das nächste Bild (Abb. 30) zeigt, doch findet man nirgends Fahrzeuge, die in Bau oder Betrieb mit deutschen und europäischen Schleppern und

Flußschiffen zu vergleichen wären. Gleichwohl hat man z. B. auf dem Jacuhy und dem Rio Taquary, die ich von Porto Alegre aus bereiste, die Vorteile des



Abb. 32. Seitenraddampfer „Garibaldi“, Reederei Arnt in Taquary.

Schleppens wohl schon erkannt. Aber auch hier herrscht noch der Selbstfahrer (Abb. 31).

Dieser Taquary ist vielleicht typisch für die ganze Schifffahrt auf den süd-amerikanischen Gebirgsflüssen. Unser Dampfer „Garibaldi“ (Abb. 32) von der



Abb. 33. Seitenraddampfer „Rio Grande“ im Oberlauf des Taquary im Staate Rio Grande do Sul (Brasilien): Steilufer, 28 m Wasserstandsschwankungen, in Deutschland gebauter Dampfer.

Reederei Arnt, die das Monopol für die Personenschifffahrt hat, ist vor 20 Jahren von Gebrüder Sachsenberg in Roßlau a. d. Elbe gebaut worden. Wir benutzten ihn von Porto Alegre bis oberhalb der Stadt Taquary und mußten hier in einen flachgehenden kleineren Dampfer „Rio Grande“ (Abb. 33) umsteigen. Aber

auch dieser konnte uns wegen des niedrigen Wasserstandes, wie das hohe Steilufer auf dem Bilde zeigt, nicht bis zu unserem Ziele bringen, vielmehr mußten wir nochmals in ein ganz flachgehendes Motorboot umsteigen, das uns über die Stromschnellen nach Estrella führte. Hier erfolgt in der Regel ein nochmaliges Umsteigen in die anschließende Autobuslinie derselben Reederei. Überschlägige Berechnungen, die ich mit dem Besitzer der Reederei durchführte, zeigten die wirtschaftliche Möglichkeit eines Aufstaus des Flusses, für den die technischen Unterlagen schon vor Jahren durch den Entwurf des Zivil-Ingenieurs Weise in Porto Alegre geschaffen wurden, der durch drei Staustufen mit Schiffahrtsschleusen eine Mindestwassertiefe von 3 m zu erreichen gedenkt. Die zu erwartenden Verkehrsmengen dieses recht dicht besiedelten, hauptsächlich deutschen Koloniegebietes scheinen bei erträglichen Schiffahrtsabgaben die Wirtschaftlichkeit eines solchen Unternehmens zu rechtfertigen.

Um aber hier wie überall dem Wettbewerb der Eisenbahn zu begegnen, ist unbedingtes Erfordernis eine durchgehende Modernisierung des Schiffsparks und des Schiffahrtsbetriebes. Die erste Forderung rollt die Frage der Werften auf.

Die Schiffswerften.

Ich habe 25 Schiffswerften gesehen. Von ihnen kommen für den Neubau moderner Fahrzeuge für Binnenschiffahrt — und erst recht für den Bau von Seeschiffen — nur drei oder vier in Betracht. Das ist die Werft der Companhia Navigation de Costeira in Rio de Janeiro, die Werft des Ministeriums der öffentlichen Arbeiten in Buenos Aires und die eine der drei Werften der Compania Argentina de Navegacion, vormals Mihanowitsch in Buenos Aires, daneben früher noch die den Bremer Werken nahestehende Riberena del La Plata. Die übrigen 20 Werften, die zum Teil den Namen „Werft“ nur in Anführungsstrichen verdienen, beschäftigen sich fast ausschließlich mit dem Zusammenbau und der Ausbesserung der aus England, Holland oder früher auch Deutschland fertig oder in Teilen eingeführten Schiffe, dem Einbau der Maschinen, Kessel und Hilfsmaschinen und der Herstellung der Einrichtung und Ausrüstung. Ich möchte durch ein paar Bilder ihnen eine Vorstellung von dem heutigen Zustand dieser Werften geben, und bemerke dabei, daß ich auf Wunsch zu ausführlicherer Mitteilung über die Einrichtung und Betriebe gern zur Verfügung stehe. Die am Nordbecken von Buenos Aires liegende Marinewerft verfügt über ein mittelgroßes Trockendock und über ein an einer anderen Stelle liegendes kleineres eisernes Schwimmdock. Die Hauptmarinewerft in Puerto Militarre bei Bahia Blanca hat ein großes Trockendock. Alle anderen Werften von Buenos Aires, etwa 12, haben keine Dockgelegenheit, sondern ziehen die Schiffe aufs Land. Diese Aufschleppen, mit unseren neuzeitlichen Flußschiffswerften verglichen, sind veraltet. So z. B. auf der La Platense Werft, die still gelegt ist. Auch die größte der Flußschiffswerften, die der Compania Argentina de Navegacion vormals Mihanowich (Abb. 34) gehört, war zur Zeit meiner Anwesenheit schon ein Jahr wegen Streitigkeiten mit der Belegschaft zur Untätig-

keit verdammt. Sie ist mit Kessel- und Maschinenbauwerkstätten, Sägewerk, Tischlerei und ausgedehnten Lagerhäusern ziemlich zeitgemäß eingerichtet. Jetzt werden alle Arbeiten, die sich fast ganz auf die Ausbesserung ihrer Flotte,



Abb. 34. Buenos Aires: Teilbild der Schiffswerft von Mihanowich am Riachuelo.

der größten Argentiniers, beschränken, auf den beiden anderen ihr gehörigen Werften ausgeführt, der in San Fernando am Tigredelta und der in Salto am Uruguay. Von den in Betrieb befindlichen Werften ist die neben Mihanowich gelegene Werft von Chioldi, die in letzter Zeit mehrfach den Besitzer



Abb. 35. Werft von Chioldi am Riachuelo in Buenos Aires, hinten eine der 4 großen Schwebefähren über den Riachuelohafen.

gewechselt hat, noch eine der besten. Das 15 000 qm große Gelände bietet Raum zur Vergrößerung. Es gehört aber, wie das aller übrigen, der Eisenbahngesellschaft Ferrocarril Sul, die es nur kurzfristig verpachtet. Das ist der Hauptgrund warum die Hellinge und Aufschleppanlagen, ebenso wie die Werkstätten sich nicht über einen gewissermaßen behelfsmäßigen Zustand erheben

können. Die Abb. 35 zeigt die Hellinge und Aufschleppe. Der Wert des Unternehmens, das wie verschiedene andere Werften zum Verkauf steht, wird etwa auf 400 000 M. geschätzt. Die Werften von Cardella, Ponce und Wolden



Abb. 36. Staatswerft in Rosario.

sind kleiner und in ihren Anlagen noch bescheidener. Die Geländegröße schwankt zwischen 6000 und 8000 qm. Tischlerei und mechanische Werkstätten sind vorhanden. Am Dock Sud liegen noch die Werften von Pablo Arena und die klei-



Abb. 37. Hafen der Staatswerft in Paraná mit Peilschiff im Vordergrund.

neren von Gabriel Pastor. Als größere Werft ist noch die von Geronimo Engrassia zu erwähnen, die 30 000 qm umfaßt und Eigentum des Engrassia ist. Diese Werft ist für 600 000 M. zu verkaufen. Sie liegt aber nicht in Buenos Aires,

sondern etwas unterhalb am Rio Santiago bei La Plata, was für das Ausbesserungsgeschäft natürlich einen Nachteil bedeutet. Im ganzen ist das Geschäft dieser Werften trotz der ungenügenden Einrichtung ziemlich oder recht gut, weil eben der Wettbewerb einer neuzeitlichen Werft fehlt. Denn als solcher kommen die Staatswerften ja nicht in Betracht, die ihrerseits wesentlich moderner eingerichtet sind. Diese Werften des Ministeriums der öffentlichen Arbeiten, dem in der *Directoria de Puertos, Rios y Canales* die Verwaltung der Wasserstraßen untersteht, haben ihre Hauptwerkstätten in Buenos Aires und je eine Zweigwerft in Rosario (Abb. 36) und Parana (Abb. 37) für die Wasserstraßen des unteren und mittleren Paranas. Diese letztere ist

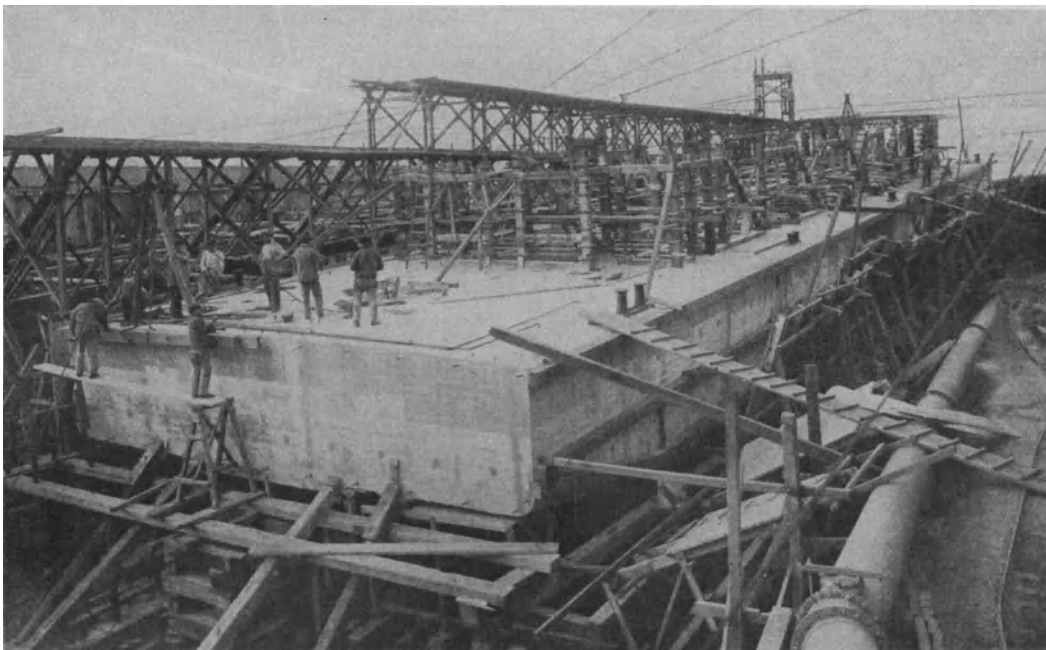


Abb. 38. Bau eines Eisenbeton-Anlegeschiefes für den Paraná auf der Staatswerft der Wasserstraßenverwaltung in Buenos Aires.

neuerdings gut ausgebaut worden, hat auch ein sehr stattliches Verwaltungsgebäude bekommen. Diese Staatswerften haben vor allen Dingen die Aufgabe die Bagger in Stand zu halten, die bei der Freihaltung des Fahrwassers von wandernden Kiesbänken, die sich besonders oberhalb von Santa Fé störend bemerkbar machen, in ziemlich großer Zahl gebraucht werden. Bei weitem die größte, modernste Anlage ist die schon oben erwähnte Staatswerft am Riachuelo, die zugleich das Hauptarsenal für die Verwaltung der Wasserstraßen, die Pegel, Wasserstandmengen, Wettervoraussage, Leuchtfeuer- und Fahrwasserbezeichnung enthält. Mit ihr verbunden ist eine große neue Eisenbahnwerkstätte. Mich interessierten hier besonders die sehr beachtenswerten Leistungen auf dem Gebiete des Betonschiffbaues. Die oben schon erwähnten schwimmenden Anlagebrücken werden hier in zwei verschiedenen Größen hergestellt und zwar auf der Helling (Abb. 38 und 39). Mein Vorschlag, diese

Schiffe, von denen zunächst zwanzig gebaut werden, nach meinem Patentverfahren in schwimmender Dauerschalform herzustellen, über das ich Ihnen hier vor fünf Jahren ausführlich berichten durfte, drang leider nicht durch, weil bereits zwölf Schiffe fertig waren, und die dazu angefertigten sehr teuren Verschalungen weiter ausgenutzt werden müssen. Mir war es aber immerhin eine gewisse Genugtuung gegenüber manchen Zweifeln, die betreffs meines damaligen Eintretens für den Eisenbeton als Schiffbaustoff laut geworden sind, daß ich in Argentinien die recht gute Bewährung der Eisenbetonfahrzeuge feststellen konnte. Außer diesen Anlegeschiffen fand ich mehrere Eisenbetonschiffe, die

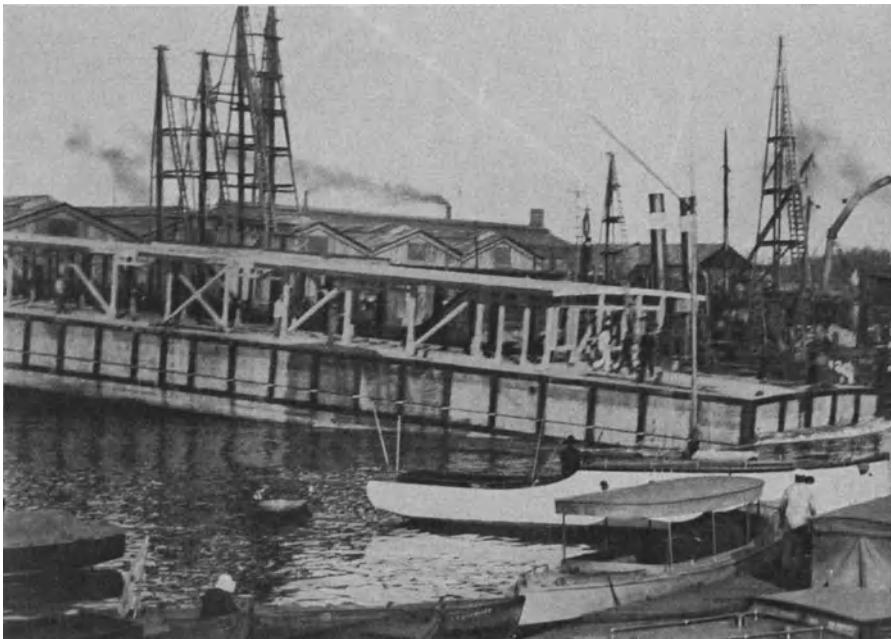


Abb. 39. Stapellauf eines Eisenbeton-Anlegeschiffes.

jahrelang im Betrieb gewesen waren, noch sehr gut erhalten und konnte mich überzeugen, daß sie noch gut ihren Dienst tun (Abb. 40). Eine sehr glückliche Verwendung findet dieser Baustoff auch in einer Schwimmbrücke, die dazu dient, das Hafenbecken von Dock Sud in Buenos Aires im Falle eines Ölbrandes abzusperren. Schließlich sei noch erwähnt, daß sich der Eisenbeton auch für die Herstellung von Schwimmbojen einzubürgern beginnt.

Es kann bei diesem Stand der argentinischen Schiffbautechnik nicht wundernehmen, daß die Flotte der Binnenschifffahrt, allgemein gesprochen, nicht auf der Höhe der Zeit steht, daß sie sowohl in der Beschaffung, wie in der Instandhaltung sehr kostspielig ist, und den mannigfachen Anforderungen, die die vielseitig verschiedenen Schiffahrtsbedingungen der einzelnen Ströme an ein wirklich wirtschaftliches Fahrzeug stellen, nicht genügt. Dieses ist der Hauptgrund dafür, daß sich auf der von der Natur so begünstigten Wasserstraße die Frachtschifffahrt — für die Personenschifffahrt liegen die Verhältnisse ja etwas

günstiger — nur so kümmerlich entwickelt hat. Ich habe mit vielen Sachverständigen über die Möglichkeit einer Hebung der argentinischen und brasilianischen Binnenschifffahrt gesprochen und bei keinem Widerspruch gefunden gegenüber meiner Ansicht, daß unüberwindliche Schwierigkeiten diesem Plan nicht gegenüberstehen.

Die beiden Grundbedingungen sind: Ausbau der Wasserstraßen durch Beseitigung der zunächst einmal nur größten Schifffahrtshindernisse, Überwindung der Stromschnellen und Wasserfälle durch Aufstau und Schleusen unter gleichzeitiger Kraftgewinnung zur Deckung der Unkosten. Dabei braucht an eine der europäischen Wasserbaukunst entsprechende durchgehende Regulierung des Flusses noch gar nicht einmal gedacht zu werden. Unerläßlich aber ist die



Abb. 40. Bagerschute aus Eisenbeton in Paraná.

zweite Bedingung: die Binnenschifffahrtsflotte in Bau und Betrieb von Grund auf zu erneuern und auf den heutigen Stand der Technik zu bringen. Das gilt sowohl für die Lastschiffe selbst, die man in den meisten Fällen ohne eigenen Antrieb bauen, in manchen Sonderfällen aber auch durch Einbau eines kompressorlosen Dieselmotors zum Selbstfahrer machen würde, als auch für den Schlepper. Für diesen Zweck besonders gebaute Schiffe habe ich in Südamerika nur ganz wenige getroffen und doch wissen wir alle, daß nicht nur der Schiffskörper, sondern vor allem das Treibmittel eines Schleppers ganz anders auszubilden ist, als das eines freifahrenden Schiffes und daß also durch den richtigen Schlepper, für die sich infolge der zunehmenden Ergiebigkeit der argentinischen Ölquellen, der Ölmotor besonders empfiehlt, die Wirtschaftlichkeit des Betriebes bedeutend steigern läßt. Ein wirksamer billiger Schlepptrieb setzt natürlich eine regelrechte Organisation voraus und so hängt die Frage des Schleppers mit der Form des Reedereibetriebes auch hier natürlich eng zusammen. Zur Zeit liegt, wie ich schon erwähnt habe, nicht nur das Personengeschäft, sondern

auch der größte Teil des Frachtgeschäftes der argentinischen Binnenschifffahrt in den Händen der *Compania Argentina de Navegacion* vormals *Mihanowich*. Sie hat es verstanden sich durch verschiedene, auch politische Kampfmittel, wiederholt auch durch Aufkauf fremder Flotten alle Wettbewerber vom Hals zu schaffen. Ihre heutige Monopolstellung reizt natürlich auch nicht besonders zur tatkräftigen Verbesserung des ganzen Betriebes, doch hat sie immerhin im letzten Jahr einen Ausbau ihrer Flotte vorgenommen. Zwei Dampfer „Norte“ und „Sud“ von 2600 t Tragfähigkeit sind in England für den Küstendienst zwischen Buenos Aires und Rio Grande, zwei Flußfrachtschiffe mit Motorantrieb von je 1600 t Tragfähigkeit für den Dienst auf dem Parana und Uruguay bei *H. J. Inglis and Cie.* in Glasgow gebaut worden, 85 m lang und 12,5 m breit, also etwa den größten Eilgüterdampfern auf dem Rhein entsprechend. Sie haben zwei Schrauben, die von je einem 750 PS-Sechszylinder Harlandmotor angetrieben werden. Die Schiffe nehmen auch Fahrgäste mit; Hilfsmaschinen, Winden usw. werden elektrisch angetrieben. Außerdem baut die Gesellschaft vier Flußschiffe von 1000 t Tragfähigkeit bei 57 m Länge und 10 m Breite und

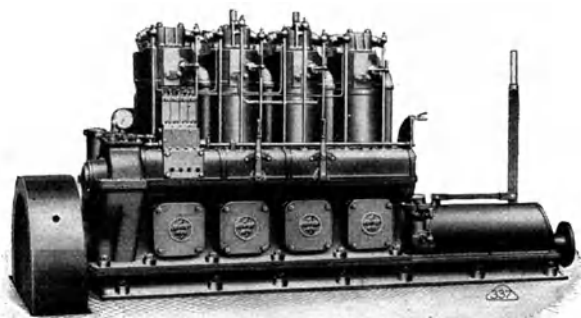


Abb. 41. 210 PS kompressorloser Dieselmotor der Motoren-Werke Mannheim.

8 Lastschiffe ohne eigenen Antrieb von je 1400 t Tragfähigkeit und 60 m Länge und 11 m Breite, zum Teil auf ihren eigenen Werften. Schließlich ist noch ein Motorschiff zu erwähnen, das bei 600 t Tragfähigkeit vornehmlich für die Beförderung von Fahrgästen gebaut wird, die den Parana hinauf über Corriéntes nach Puerto Haguerra am oberen Parana fahren; dorthin herrscht nämlich ein sehr lebhafter Verkehr von Reisenden, die von da aus die gewaltig schönen Wasserfälle des Iguassu besuchen. Erfreulich ist, daß auch ein solches Schiff in Deutschland bestellt wurde; es ist soeben auf der Deutschen Werft in Hamburg von Stapel gelaufen und erhält zwei 35 V-Motoren von je 210 PS, der Motoren-Werke Mannheim mit Wendegetriebe. Sonst ist von Neubauten nicht viel zu berichten, zumal da auch die schon anfangs erwähnte Werft der *Compania Reberena de La Plata* infolge der Kriegsauswirkung ihr Feld wesentlich den Engländern überlassen mußte. Ich möchte bei der Gelegenheit nicht unterlassen zu erwähnen, daß ich Herrn Oberingenieur Hüttig von dieser Gesellschaft wertvolle Mitteilungen und Unterlagen verdanke.

Deutsche Mitarbeit.

Es würde zu weit führen, über die verschiedenen Möglichkeiten zu sprechen, die sich für die deutsche Reederei, die ja schon früher den Versuch eines eigenen Schiffahrtsbetriebes hier unternommen hat, und für die deutsche Werftindustrie auf den argentinischen und brasilianischen Strömen jetzt nach dem Kriege, wo die politischen Verhältnisse kein Hindernis mehr bieten, zu eröffnen scheinen. Ich bin gern bereit, gegebenenfalls an der Lösung dieser Aufgaben mitzuarbeiten, und weise in diesem Zusammenhange auf ein demnächst zu veröffentlichendes neues System für den billigeren Ausbau von Flußwasserkraften mit festen Eisenbetonwehren hin. Es kann meines Erachtens nicht nur für die Ver-



Abb. 42. Einbaumbau in Santos.

wirklichung der deutschen Wasserstraßenpläne, sondern gerade für die Wasserwirtschaft Südamerikas Bedeutung erlangen.

Die hier entwickelten Gedankengänge ließen sich mit ganz geringen Änderungen auch auf die brasilianischen Verhältnisse anwenden, soweit sie die oben erwähnten fünf Südstaaten betreffen, denn die meisten dort in Betracht kommenden Flüsse gehören ja zu dem Parana- und Uruguay-Gebiet. Im übrigen ist der San Francisco, der die Staaten Espirito Santo, Minas Geraes, Bahia, Sergipe und Alagoas berührt und dessen Schiffahrt trotz der Unterbrechung bei dem Wasserfall Paulo Affonso jetzt das Hauptverkehrsmittel zwischen diesen Staaten bildet, gleichfalls für die Fragen der Verbesserung des Schiffahrtsbetriebes in Betracht zu ziehen. Das Gebiet des Amazonas habe ich entgegen meinem ursprünglichen Plan nicht besucht. Die Entfernungen sind dort so ungeheuer, daß meine Zeit nicht ausreichte, wenn ich nicht meinen Aufenthalt in Nordamerika

und Asien allzusehr abkürzen wollte. Desgleichen konnte ich nicht den Orinoko und Magdalenenstrom besuchen, wo gleichfalls Bestrebungen zur Verbesserung des Schiffahrtbetriebes vorhanden sind, an denen sich eine Berliner und Hamburger Firma bereits beteiligen. Einen Teil der brasilianischen Flußschiffe habe ich schon oben gezeigt, möchte Ihnen aber jetzt noch eine Vorstellung von den brasilianischen Werften geben. Abb. 42 zeigt die einfachen Einrichtungen des Einbaumbaues einer kleinen Bootswerft in Santos, die auch

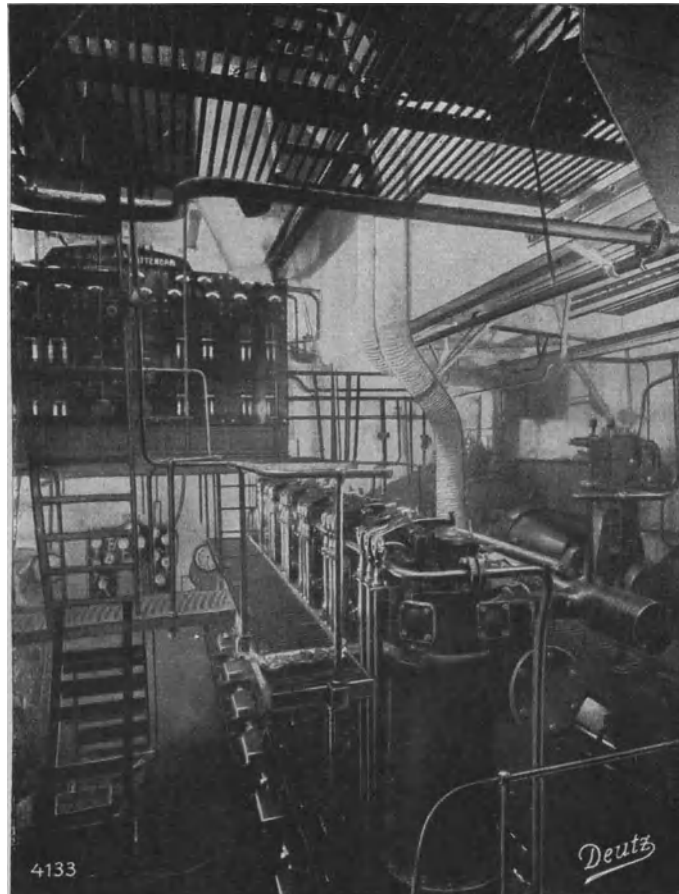


Abb. 42a. Länge 74 m, Breite 10 m, Tiefgang 3 m, Geschwindigkeit 10 Kn. mit 2 kompressorlosen Deutz-Dieselmotoren von je 500 PS.

schon Motore einbaut. An Boots- und Schiffsmotoren haben sich aus Deutschland besonders die der Motorenfabrik Deutz, neuerdings auch die der Motorenwerke Mannheim, vormals Benz, sehr gut eingeführt. Deutz hat eine recht erhebliche Zahl von Schiffen mit Motoren verschiedener Typen, auch schon kompressorlose Dieselmotoren geliefert (Abb. 42a), und zwar nicht nur für die Südstaaten, sondern auch für Bahia und Pernambuco, für die Compania Docas de Santos z. B. einen 200 PS kompressorlosen Dieselmotor für eine Baggerschute von 600 t Tragfähigkeit, einen 600 PS-Motor für ein 200 t Segelschiff, einen 40 PS für ein Flußboot und einen 200 PS kompressorlosen Dieselmotor für den Staat Espirito

Santos, der in das Motorschiff Penedo (Abb. 43) eingebaut worden ist, dem es eine Geschwindigkeit von 11 Seemeilen gibt; derselbe Staat erhielt für seinen Zolldienst ein Motorboot von 45 PS (Abdenago Alves, Abb. 44). Auch für

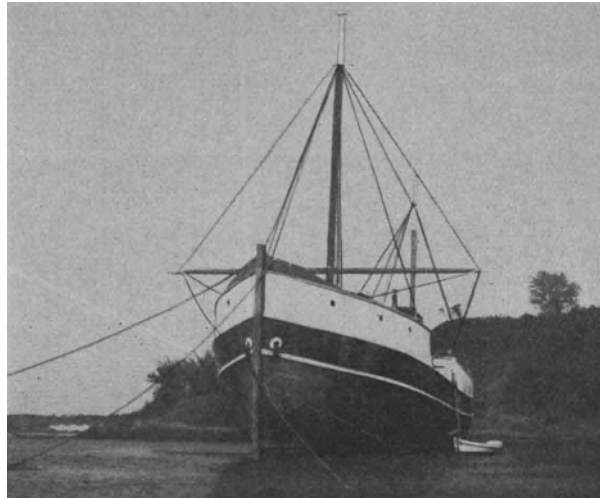


Abb. 43. Deutzmotor, 1925 geliefert für die Regierung von Espirito Santo, 200 PS kompressorloser Dieselmotor.

Pernambuco und Maranhao wurden verschiedene Motoren geliefert, desgleichen für die Firma Weidmann und Macherer in Porto Alegre. Diese Firma, deren Besitzer vom Rhein stammen, unterhalten neben ihrer Reederei Navegacao



Abb. 44. Von Deutz 1922 geliefertes Motorboot (12 × 2,5 × 0,85 m) mit 45-PS-Benzinmotor für die Zollverwaltung von Victorio (Staat Espirito Santo), 10 Knoten.

Progresso zwei Schiffswerften, eine in Porto Alegre und die andere in Porto Syrio am Rio dos Sinos, gleichfalls im Staate Rio Grande do Sul (Abb. 45 und 46). Es handelt sich hauptsächlich um den Bau von Lastschiffen von 200 t, die, wie man aus den Bildern sieht, mit den allerprimitivsten Mitteln zusammengebaut



Abb. 45. Schiffswerft der Firma Navegação Progresso Weidmann & Machemer, Porto Alegre, Rio Grande do Sul, Brasilien.
Werft in Puerto Syrio am Rio dos Sinos.

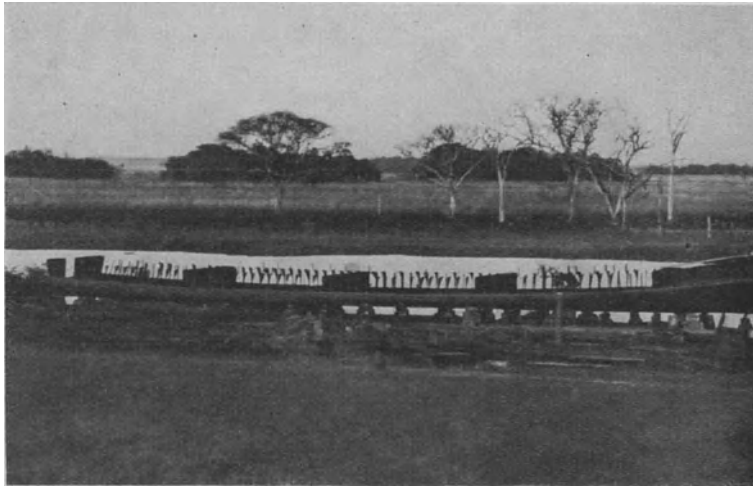


Abb. 46. Schiffsbau im Staate Rio Grande, Lastschiff von 220 t.

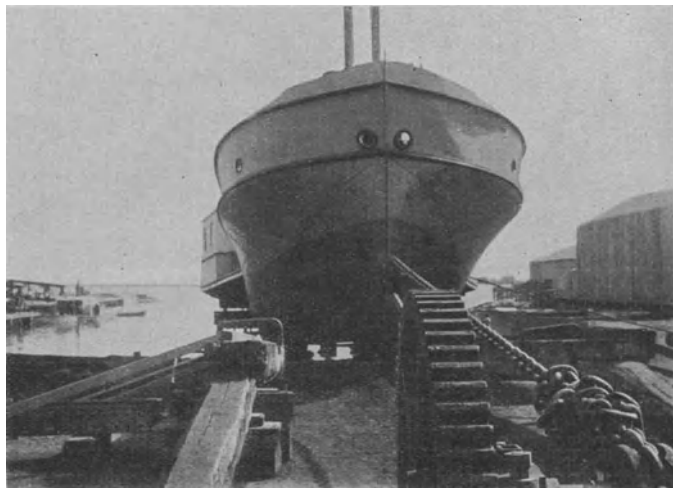


Abb. 47. Werft von Becker & Sohn, Porto Alegre.

werden. Porto Alegre besitzt noch drei andere Werften, die größte ist die von Becker und Söhne (Abb. 47 und 48), die durchaus die Bezeichnung Werft verdient. Dasselbe gilt für die beiden anderen in Porto Alegre gleich gegenüber-

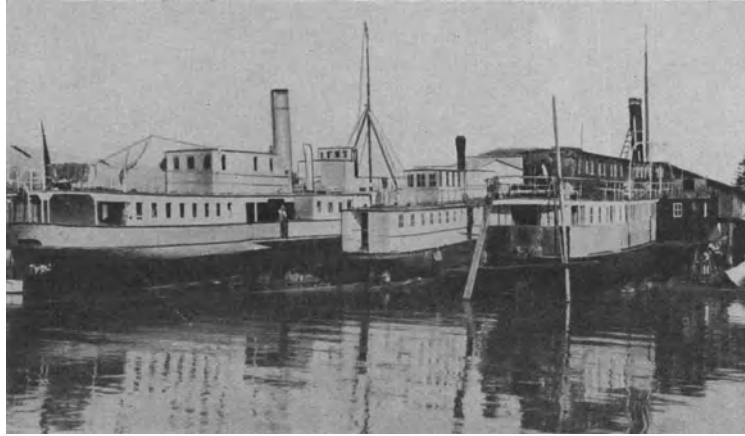


Abb. 48. Werft von Becker in Drenáo, Porto Alegre.

liegenden Werften; die mit einer Gießerei verbundene Schiffswerft in Rio Grande do Sul liegt dagegen still (Abb. 49). Aus dem Staate Santa Catharina zeigt das nächste Bild eine der beiden Werften in Florianopolis (Abb. 50). Daß die Hauptstadt Brasiliens in der Werft Costeira in Rio de Janeiro ein erstklassiges Unternehmen



Abb. 49. Schiffswerft in Rio Grande do Sul.

der Schiffbauindustrie besitzt, habe ich bereits erwähnt; hier wurden die brasilianischen Kreuzer Bahia und Rio Grande umgebaut. Es machte mir besondere Freude, gerade während meines Besuches die guten Urteile der Werft und der Marine über die neu eingebauten 200 PS-Motoren der Motorenwerke Mannheim, vormals Benz, zu hören, die auch Motoren für drei andere Fahrzeuge neuerdings

hierher geliefert haben. Es gelang mir auch, die Werft für andere deutsche Erzeugnisse der Schiffbauindustrie zu interessieren. Gegenüber von Rio de Janeiro, in Nictheroy (Abb. 51) und am Hafen von Victoria im Staate Espirito Santo

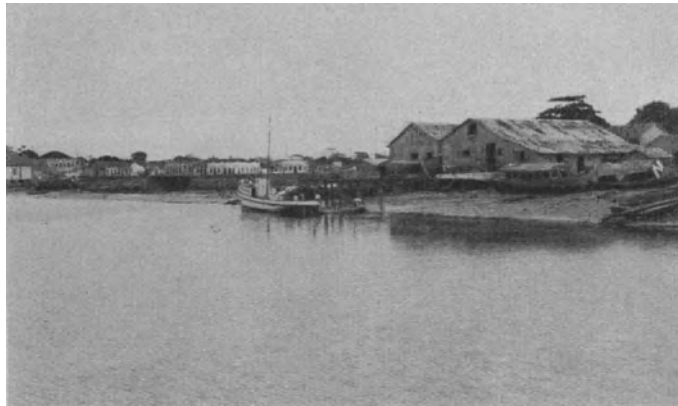


Abb. 50. Schiffswerft in Florianopolis.

sind noch drei kleine Werften vorhanden, die mit der Einrichtung der aufgezählten ähnlich sind. Mit Ausnahme der Werft von Costeira und von Becker kommen aber die Werften fast alle nur für den Bau einfacher Schuten, Boote und Fähren in Frage, so daß die vorher gemachte Anregung bezüglich der Mit-



Abb. 51. Werft bei Nictheroy (Rio de Janeiro).

wirkung der deutschen Schiffbauindustrie bei der Schaffung einer wirtschaftlichen Binnenschiffahrt auch für Brasilien Geltung hat. Ich hätte Ihnen gerne noch etwas über die schiffahrtstechnischen Einrichtungen der von mir besuchten argentinischen und brasilianischen Häfen mitgeteilt, doch muß wegen Raumangel die Besprechung dieser Punkte einer anderen Gelegenheit überlassen bzw. auf die erschienenen Sonderaufsätze verwiesen werden. Erwähnt sei nur,

daß südlich von Rio de Janeiro nur Santos und Rio Grande, dieses seit Fertigstellung der beiden langen Seemolen, für Überseedampfer ausreichende Tiefe

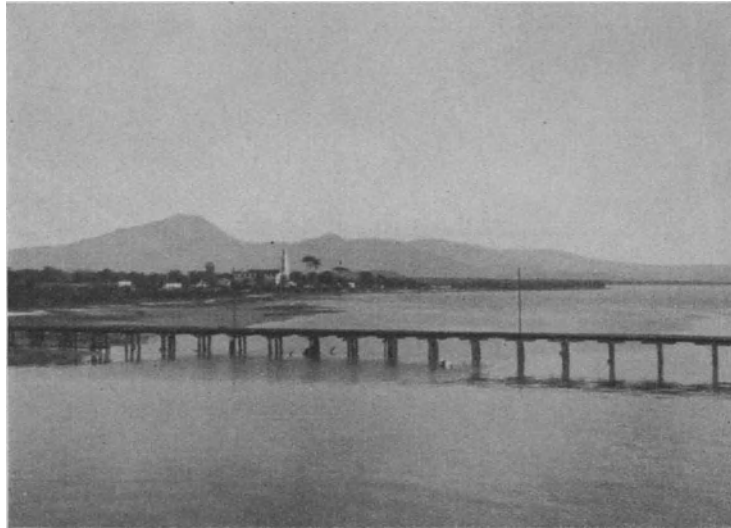


Abb. 52. Holzpier in Porto Pedro II (Paranagua).

haben, während Itajahy, San Francisco do Sul, Paranagua, Antonina und Florianopolis — wie ich mich selbst überzeugen konnte — selbst für Küstendampfer mit 5 m Tiefgang trotz der seit Jahrzehnten geplanten Vertiefungen

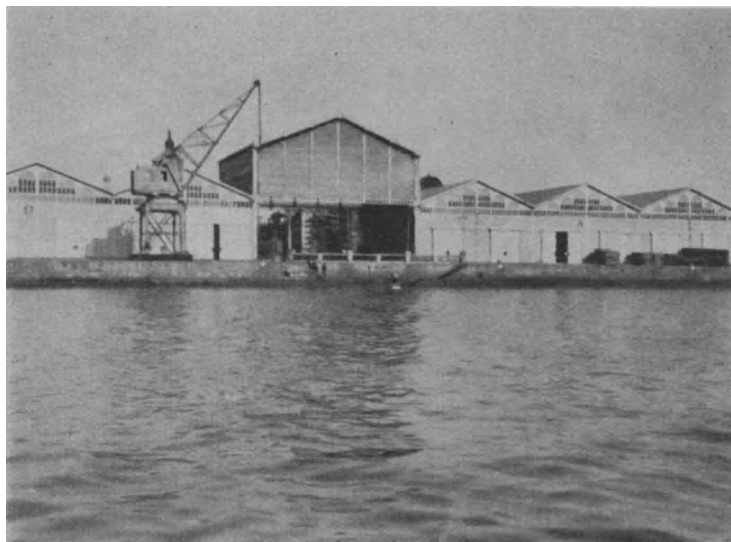


Abb. 53. Neue Molen und Speicher in Porto Alegre.

noch immer mancherlei Schwierigkeiten haben, übrigens auch in den sehr beschränkten Umschlagseinrichtungen (Abb. 52).

Eine rühmliche Ausnahme ist Porto Alegre (Abb. 53). Ich zeige Ihnen noch ein Bild vom Hafen von Santos (Abb. 54). Dieser Hafen steht augenblick-

lich besonders im Vordergrund der brasilianischen Schiffahrtsfragen wegen der vollkommenen Verstopfung im Jahre 1924—1925, deren Gründe nicht einwandfrei festzustellen sind. Vermutlich ist sie nicht nur auf die störende Wirkung

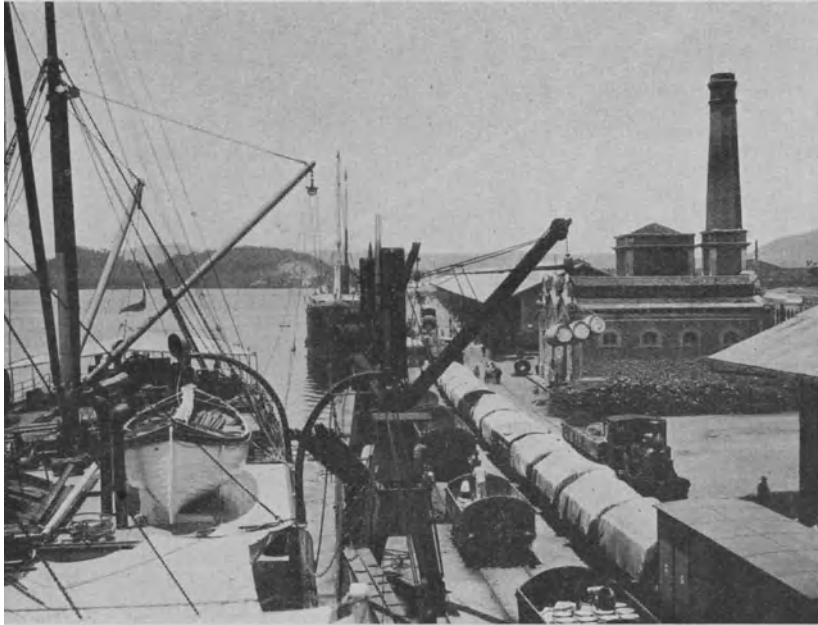


Abb. 54. Kai in Santos.

der Revolution, sondern auch auf die mangelhafte Leistung der Sao Paulo Railway zurückzuführen, der einzigen (englischen) Eisenbahn, die die Hauptstadt des Hauptkaffeelands mit der Meeresküste verbindet. Ich sah über 80 Schiffe im Hafen liegen, die auf Löschung warteten. Gewisse Kreise in den Vereinigten

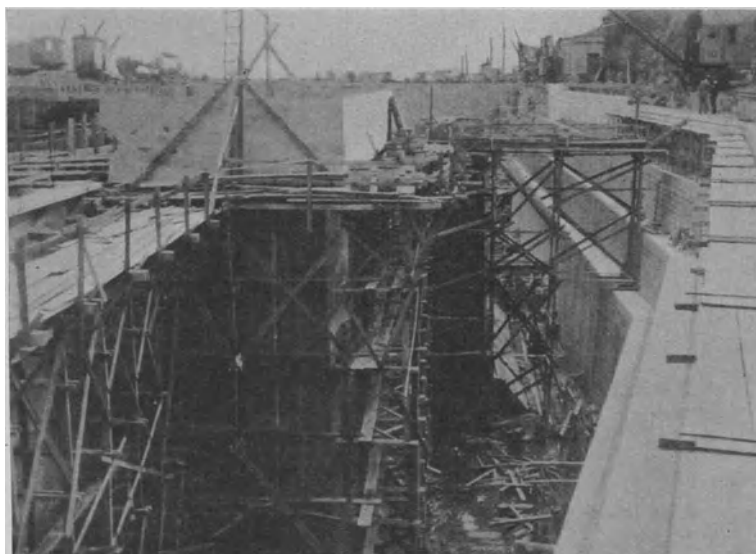


Abb. 55. Rio de Janeiro: Großes Trockendock im Bau unter deutscher Leitung. (Im Dock werden Beton-Senkkästen für Molen gebaut.)

Staaten von Nordamerika benutzen die Gelegenheit, mit allen Mitteln den Plan eines neu anzulegenden Hafens, etwa 40 km nördlich von Santos in Sao Sebastiao zu betreiben, der durch eine eigene Eisenbahn das Hauptkaffeezeugungs-

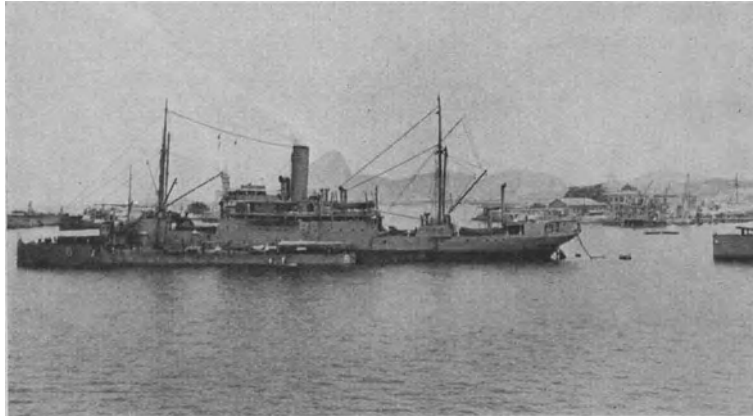


Abb. 56. Brasilianische Torpedoboote und Transportdampfer „Belmonte“ im Hafen von Rio de Janeiro.

gebiet des Staates Sao Paulo erschließen soll. Sachverständige, von denen ich z. B. den früheren deutschen Geheimen Marinebaurat Dr. Behrendt darüber hörte, halten die Erhöhung der Leistungsfähigkeit von Santos durch Verlängerung des Kais und Anlegen eines zweiten Hafenbahnhofs für durchaus möglich.



Abb. 57. Hafen von Rio de Janeiro.

Sollte aber der neue Hafen angelegt werden, so dürfte sich, trotzdem natürlich die Industrie Nordamerikas die Vorhand haben würde, vielleicht auch für uns Gelegenheit zu mancher Lieferung ergeben. Geheimrat Behrendt, der den Bau des großen Trockendocks (Abb. 55) für die Marine leitet, ist auch mit der Ausarbeitung eines Entwurfes beschäftigt für die Wiederherstellung, bzw. die

Erweiterung der Molen und Ufermauern am Hafen von Rio de Janeiro (Abb. 56 und 57), der übrigens sowohl in den Kais für Überseedampfer wie im inneren Hafen erhebliche Ergänzungsbauten betreibt. Diese Mauern haben infolge



Abb. 58. Zerstörung der Ufermauern in Rio de Janeiro durch eine Resaca (Sturzsee).

einer großen Springflut im vorigen Jahr auf 6 oder 7 km Länge sehr stark gelitten (Abb. 58), so daß man sich ernsthaft mit einer grundlegenden Änderung der bisherigen Konstruktion befreunden muß. An Stelle der großen Eisenbetonblöcke, wie sie z. B. auch im Hafen von Porto Alegre verwendet werden (Abb. 59),

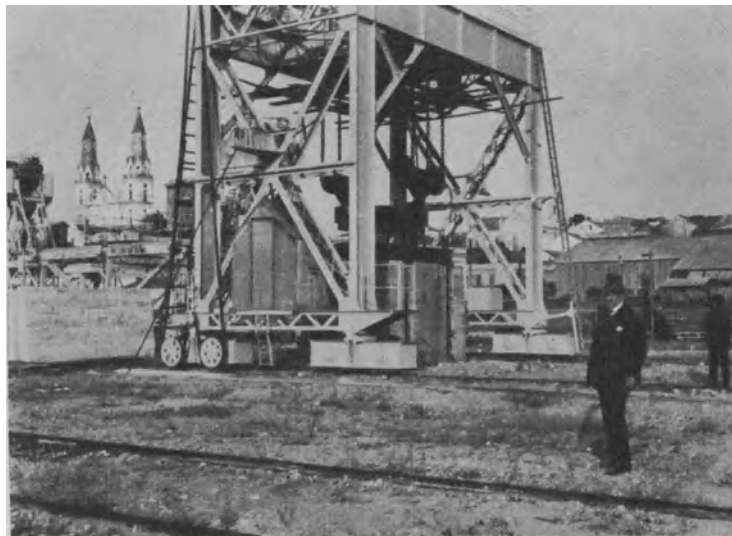


Abb. 59. Porto Alegre: Die schweren Betonblöcke für die Ufermauern benötigen einen besonderen Verschiebekran.

käme hier wie dort vielleicht die Anwendung meines Eisenbetonsenkkastenverfahrens in Frage, deren Patent die Firma Philipp Holzmann Frankfurt a. M. für die südamerikanischen Staaten erworben hat.

Abschließend möchte ich noch darauf hinweisen, daß der Anteil der deutschen Flagge an dem Überseeverkehr sowohl nach Argentinien wie nach Brasilien — nicht zuletzt durch die allgemein beifallfindenden Neubauten des Norddeutschen Lloyd, der neben der Hamburg-Südamerika-Linie den größten Teil des Auswanderergeschäftes genommen hat — im schnellen, stetigen Wachsen ist. Ich habe verschiedentlich die Ankunft und Abfahrt der deutschen Dampfer mitgemacht, die ja für die deutsche Kolonie immer ein großes Fest bedeuten. Aber auch die Brasilianer und Argentinier bevorzugen im wachsenden Maße, soweit sie nicht durch die kürzere Reisedauer der englischen und italienischen

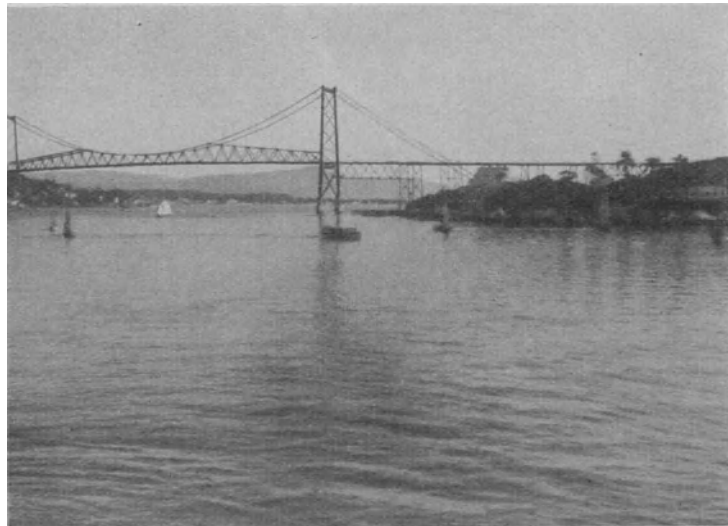


Abb. 60. Neue Eisenbahnbrücke über den Hafen von Florianopolis (Hauptstadt des Staates Santa Catharina).

Schnelldampfer abgehalten werden, immer mehr die durch ihre bessere Verpflegung, aufmerksamere Bedienung und größere Ruhe ausgezeichneten deutschen Dampfer. Neuerdings hat der Norddeutsche Lloyd auch den direkten Verkehr nach Sao Francisco, im Staate Santa Catharina, und Rio Grande eingerichtet, namentlich auch mit Rücksicht auf den dorthin zunehmenden Auswandererverkehr. Meine sechswöchentliche Reise durch das Innere Brasiliens, bei der ich eine große Zahl von deutschen und österreichischen Kolonien besuchte, hat in mir die Überzeugung geweckt, daß — solange wir nicht wieder in eigenen Kolonien das überschüssige Blut Deutschlands sammeln können — gerade die Südstaaten Brasiliens ein in jeder Hinsicht: klimatisch, wirtschaftlich und auch politisch außerordentlich günstiges Feld für die deutsche Auswanderung sind und deshalb auch für den Auswanderer- und Reiseverkehr ihre besondere Bedeutung behalten oder noch vermehren werden.

In die Küstenschiffahrt Brasiliens, die infolge der noch gänzlich fehlenden Eisenbahnverbindungslinien zwischen den einzelnen Staaten ein

sehr lebhaftes Geschäft darstellt, einzudringen, wird uns vermutlich nicht gelingen, da die Brasilianer an ihrem Gesetz festhalten, nach dem die Küstenschiffahrt der nationalbrasilianischen Reederei vorbehalten bleiben soll. Von den fünf Gesellschaften ist der Lloyd Brasileiro die größte; sie ist seit kurzem aus der fiskalischen Verwaltung zu einer Privatgesellschaft umgewandelt worden und macht unter der neuen tatkräftigen Leitung des Commandante Cantuaria zweifellos Fortschritte, ohne daß es ihr indessen jetzt schon gelungen wäre, das Geschäft verlustlos bzw. ohne die allen brasilianischen Reedereien zufließenden Staatszuschüsse durchzuführen. Während das Reisen auf den kleineren Küstendampfern, mit denen ich die Häfen von Santos, Paranaguá, Florianopolis (Abb. 60), Rio Grande, Pelotas und Porto Alegre besuchte, mit dem

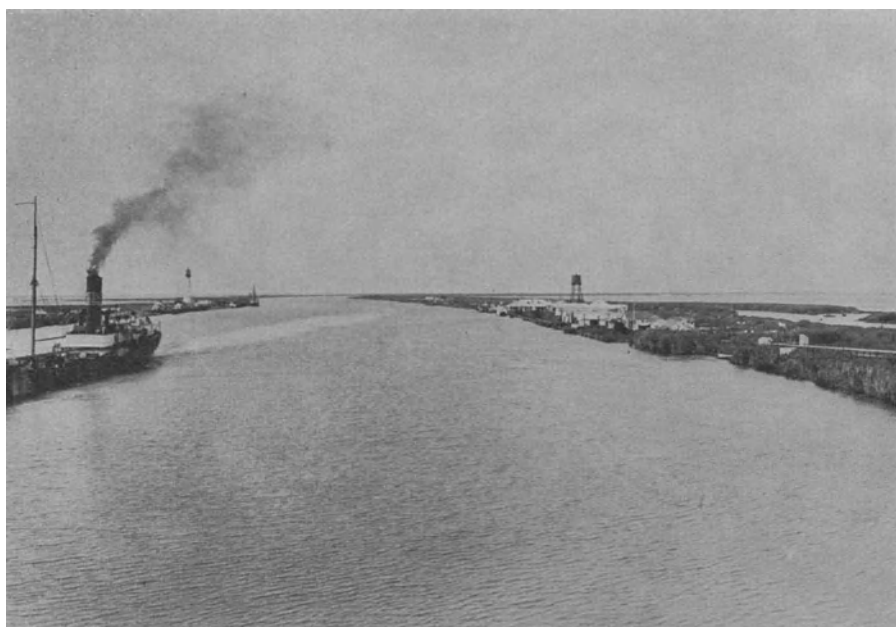


Abb. 61. Einfahrt in den Mississippi. (Das erste Leuchtfeuer.)

Aufenthalt auf deutschen Dampfern nicht recht zu vergleichen ist, blicke ich auf die vierwöchige Fahrt auf dem Dampfer des Lloyd Brasileiro, der uns nach New Orleans und nach zehntägigem Aufenthalt bis nach New York brachte, gern dankbar zurück.

In den Vereinigten Staaten von Nordamerika.

Wir waren die einzigen Gäste auf dem „Parnahyba“, dem schönen, ehemals deutschen Schiffe („Ellrich“), konnten den brasilianischen Schiffsbetrieb kennenlernen, Trinidad, Jamaika und Kuba wiedersehen, sehr launige Haifischfänge und einen kleinen Zyklon erleben und kamen auch, nachdem wir die 100 km lange Fahrt auf dem Mississippi (Abb. 61) und die umständlichen Zoll-, Quarantäne- und Einwanderungsschikanen überwunden hatten, bei dem großen Hafenbrand

von New Orleans mit einem blauen Auge davon. Gerade heute vor einem Jahr lagen wir an der Pier vor dem größten, neuesten Kaffeespeicher von New Orleans. Wahnsinniges Sirenengeheul holte uns aus der Koje, und schon sahen wir die Flammen über das Heck und die Takelage unseres Parnahyba tanzen. Zum Glück wurden wir von schnell herbeigeeilten Schleppern auf den Mississippi gebracht. Der Schreck wurde aber durch den unbeschreiblich schönen Anblick der brennenden Speicher reichlich bezahlt gemacht, der einen Schaden von 10 Millionen Mark verursachte. 100 000 Sack Kaffee und 35 000 t eingemachte Früchte kostete das kleine Feuer, an dem sich ein paar Hafenarbeiter ihren Kaffee wärmen wollten. Der Schaden war um so größer, als hier, wie fast überall in Amerika, die Gründung der Ufermauern nicht auf Eisenbeton, sondern auf Holzpfehlen ruht, die durch das Feuer ganz vernichtet wurden (Abb. 62).



Abb. 62. New Orleans: Brand des Kaffeespeichers.

Über meine schiffahrtstechnischen Eindrücke aus den Häfen der Vereinigten Staaten von Nordamerika, in denen ich mich drei Monate aufhielt, werde ich in folgendem nur einige Einzelheiten von den Umschlagseinrichtungen mitteilen, die mir als besonders beachtenswert aufgefallen sind. Über die Ost- und Westküste des nordamerikanischen Kontinents hat im letzten Jahr Dr. Foerster in seiner Zeitschrift ausführliche Mitteilungen gemacht, und was ich dieser mustergültigen und klaren Darstellung des gegenwärtigen Standes dieser Häfen noch ergänzend hinzuzufügen habe, werde ich an einer anderen Stelle veröffentlichen. Doch sollen einige Mitteilungen über den Binnenschiffahrtsbetrieb und den gegenwärtigen Stand der Binnenschiffahrtspolitik Nordamerikas Platz finden, die wieder eine Ergänzung der Veröffentlichungen sind, die Dr. Esch über seine Reise durch Nordamerika anfangs 1925 herausgegeben hat. Schließlich dürften aus Nordamerika auch einige Bilder und Angaben über die Schiffswerften Beachtung finden, weil diese ja im allgemeinen selten einem deutschen Ingenieur, und jedenfalls in den letzten zwölf Jahren nur den allerwenigsten, zugänglich gewesen sind. Mir wurde auf mehr als zehn Werften das Photographieren und Filmen gestattet.

Ich zeige Ihnen zunächst einige Bilder der Werft von Jahnke in New Orleans. Die Besitzer sind in der vorigen Generation aus Deutschland gekommen und haben die Werft zu einem der bedeutendsten Schiffsausbesserungsunternehmen an der Golfküste gemacht. Die Werft hat Bahnanschluß und ist mit allerdings alten, aber zweckmäßig eingerichteten Werkstätten aller Art für die Ausbesserung von Schiffen gut eingerichtet. Die Arbeiterzahl schwankt zwischen 500 und 1500; der Lohn (selten Stücklohn!) zwischen 35 und 74 Cts/St. Schiffsbaubleche kosten 26 \$/t. Der Mittelpunkt des Betriebes sind die beiden Schwimmdocks. Das erste hat eine Tragfähigkeit von 9000 t bei 135 m Länge (Abb. 63). Die Boden und Seitenkasten sind aus Holz nach dem Patent von William T. Donnelly, New York. Nach seinen Plänen ist auch das zweite

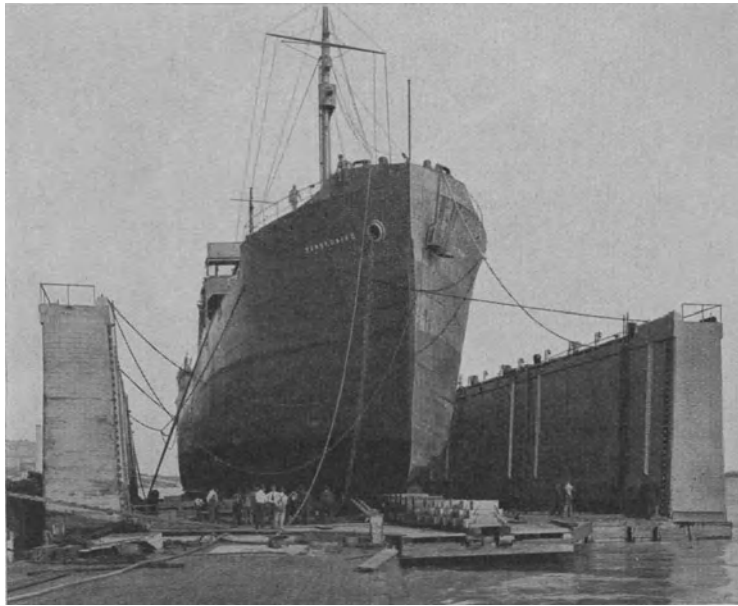


Abb. 63. Hölzernes Schwimmdock, System Donnelly, von 9000 t auf der Werft von Jahnke in New Orleans.

Dock gebaut, das bei einer Länge von 157 m 10 000 t Tragfähigkeit hat. Bei diesem sind nur die Bodenkästen aus Holz, die Seiten aber aus Stahl. Beide Docks werden elektrisch betrieben, und zwar durch in der Werft selbst erzeugten Strom. Ein ähnliches Holzdock von 10 000 t hat Donnelly auch für die Pinto Island Docks and Shipbuilding Co. in Mobile, U.S.A., geliefert. Die Werft von Johnson in New Orleans ist gleichfalls nur für die Ausbesserung von Schiffen eingerichtet und verfügt über vier, zum Teil kleinere, Schwimmdocks. An dem Westendkanal, der die Stadt New Orleans und also auch den Mississippi mit dem Pontchartrain-See, einem Arm des Golfs von Mexiko, verbindet und auf dem ein sehr lebhafter Wassersport blüht, liegen verschiedene Yachtwerften. Etwas weiter unterhalb hat man vor drei Jahren den auch für große Schiffe geeigneten „Inner-Navigation-Canal“ angelegt, der zugleich als Industriehafen dient (Abb. 64). Dieser Kanal ist 9 km lang, 9 m tief, 90 m an der Oberfläche und 45 m

in der Sohle breit, soll aber jetzt auf das Doppelte verbreitert werden; die Schleuse aus Eisenbeton ist 192 m lang und 23 m breit, sie verhindert, daß bei Niedrig-



Abb. 64. New Orleans: Industriekanal mit Schleuse.

wasser im Mississippi das Wasser aus dem Golf durch den Kanal strömt und Schaden anrichtet (Abb. 65).

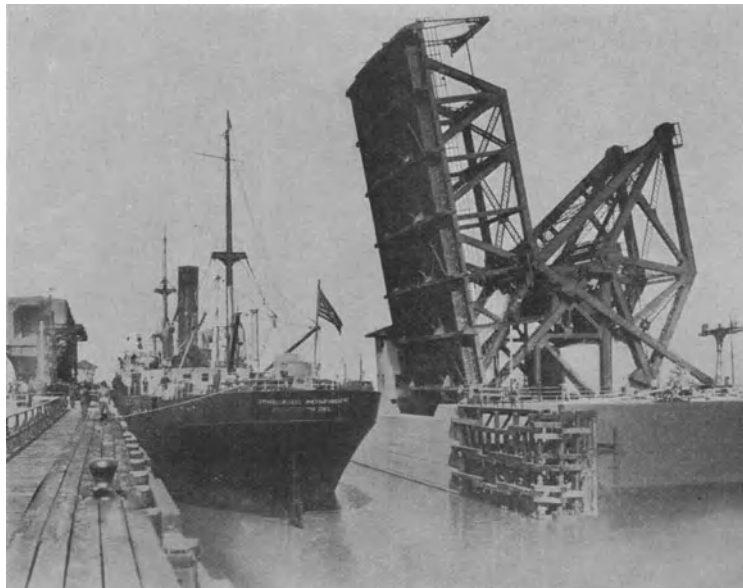


Abb. 65. New Orleans: Straßen-Klappbrücke; vorn die Schleuse des Inner Navigation Canals.

Das nächste Bild (Abb. 66) zeigt den Mississippistromhafen von New Orleans, in dem sich die Umschlags- und Speicheranlagen auf dem linken Ufer 17 km lang hinziehen, davon 10,5 km Werften und 6,5 km Schuppen und Speicher. Besonders leistungsfähig sind die Anlagen für den Umschlag von Getreide, Baumwolle

und Bananen, von denen im letzten Jahre 20 Millionen umgeschlagen wurden (stündlich 2600 Bananentrauben). Bemerkenswert ist auch die Kohlenverladeranlage (Abb. 67). Die unterirdischen Bunker, in denen die Kohle mit



Abb. 66. Mississippi-Stromhafen von New Orleans.

Förderbändern, auf die das Gut direkt aus dem Waggon durchfällt, verteilt werden, fassen 25 000 t. Die Anlage leistet 1000 t stündlich (mit einem Bande 300 t).

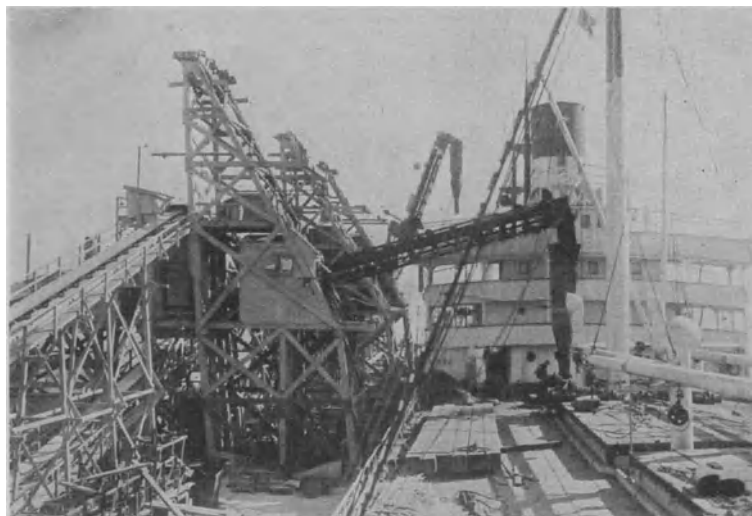


Abb. 67. Bandförderer der Kohlenstation New Orleans bedient den „Paranahyba“.

Den Betrieb führt, ebenso wie bei den meisten anderen Hafeneinrichtungen, der Board of Commissioners of the Port, eine sehr rührige Behörde, an deren Spitze der aus Süddeutschland stammende Generaldirektor Hecht der Hibernia-Bank steht. Sie hat in den letzten Jahren für ihre Neuanlagen über 600 Millionen Mark aufgewendet. Der Verkehr im Hafen betrug 1924 7,25 Millionen Tonnen (davon

1 Million Tonnen Küstenverkehr mit Baton Rouge), dazu 3 Millionen Tonnen Binnenverkehr. Von der Einfuhr gehen 80% auf die Bahn, 20% auf das Schiff über; von der Ausfuhr kommen 85% mit der Bahn, 15% mit dem Schiff (das Verhältnis ähnelt dem von Bremen). Die Verbindung der beiden Ufer wird durch 5 Fährbootlinien hergestellt. Der Getreidelevator leistet im Entladen von See- und Flußschiffen durch Luftförderer täglich 80 000 Bushels und für das Ausladen von Eisenbahnwagen 200 000 t Bushels täglich in 8 Stunden. Die Leistungsfähigkeit für das Beladen von See- und Flußschiffen durch Bandförderer beträgt 100 000 Bushels = 5000 t stündlich (1 Bushel = 35 l; 20 Bushels = 1 t). Er gehört zum Betrieb der Hafengürtelbahn, die sich hier in New Orleans, wo 12 große und beinahe 100 kleinere Bahngesellschaften zusammenlaufen, außer-



Abb. 68. Mississippi-Fracht- und Fahrgastdampfer „Clipper“ vor der Abfahrt.

ordentlich gut bewährt. In den Umschlagseinrichtungen für Baumwolle steht New Orleans an der Spitze der Welt. Die Baumwollspeicheranlage, in der 320 000 t gepreßt lagern, hat allein 25 Millionen Mark gekostet. Hier können in achtstündiger Arbeitszeit 7500 Ballen (zu 500 Pfund) aus der Bahn und 2000 aus dem Schiff gelöscht werden. Der Umschlag betrug im Jahre 1925 2,5 Millionen Ballen.

Die Binnenschifffahrt zeigt hier ein frisches Reis: der Frachtverkehr (Abb. 68) auf dem ganzen Mississippigebiet hat sich von 1923 auf 1924 von 35 Millionen auf 52,8 Millionen Tonnen gehoben; der Verkehr auf dem Unterlauf zwischen New Orleans und Vicksburgh von 1,7 auf 5,5 Millionen Tonnen. Dazu kommt der Personenverkehr von 10 Millionen Fahrgästen, von denen über die Hälfte auf den Ohio entfallen. Auf dem ganz aus Holz gebauten vierstöckigen Dampfer „Capitol“ (Abb. 69), 75 m lang, 14 m breit, dessen eines Deck als 2000 Personen fassender Tanzsaal dient, fuhren wir den Mississippi aufwärts. Wir sahen dabei über 100 aufgelegte Schiffe in der Größe von 2000 bis 7000 t.

und konnten auch den hier üblichen, eigenartigen Schleppbetrieb studieren. Es werden immer zwei oder vier nebeneinandergekuppelte Leichter — bis zu 12 zusammen — nicht wie bei uns gezogen, sondern geschoben, oder auch je 2 und 2 nebeneinander längsseits des Schleppers. Das ergibt sich auch daraus, daß es sich bei den Dampfern um solche mit Heckradantrieb handelt. Diese Art des Schleppdienstes kommt natürlich nur für Wasserstraßen mit in der Breite unbeschränktem Fahrwasser in Betracht und wird sich deshalb, selbst wenn die von anderer Seite behauptete größere Wirtschaftlichkeit des Antriebes zuverlässig nachgewiesen werden könnte, wohl kaum für die deutschen, gerade in bezug auf die Breite beschränkten Ströme und noch weniger für Kanäle anwenden lassen. Die Prahmform der sehr völligen Leichterschiffe ist jedenfalls der der bis ins kleinste ausgetüftelten, neuzeitlichen deutschen Binnenfahrzeuge nicht annähernd gewachsen. Mit Deutschland steht der Hafen Louisianas durch regel-

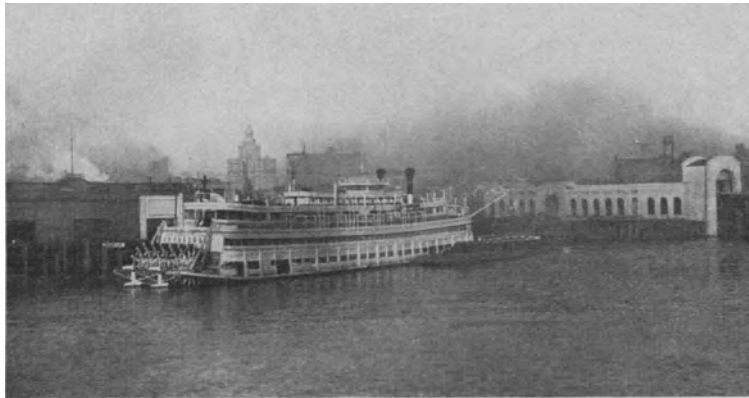


Abb. 69. Ganz aus Holz gebauter Vergnügungs-Heckraddampfer „Capitol“, faßt 3000 Personen, hat einen Tanzsaal für 2000 Personen.

mäßige Linien, z. B. dem Norddeutschen Lloyd, dessen Dampfer „Witram“ ich beim Laden von Getreide sah, in Verbindung.

Von den südatlantischen Häfen Nordamerikas hat Charleston in Südkarolina (Abb. 70 und 71), der bis zum Jahre 1915 ziemlich tot war, in den letzten zehn Jahren eine außerordentlich schnelle Entwicklung genommen. Nach den Mitteilungen des Hafendirektors Mac Elwee hat sich der Umschlag in den letzten fünf Jahren um 234%, also das Fünffache gehoben. Hampton Roads (aus Norfolk [11,5 Millionen Tonnen, davon 80% Kohle], Portsmouth und Newport-News bestehend) entwickelte sich in Kohlen, Tabak und Holzaufuhr auch zu einem Wettbewerber von New Orleans — die Einzugsgebietslinien sind hier flüssig und hängen arg von den Eisenbahnen ab; die Illinois Central hat New Orleans „gemacht“.

Washington ist durch den 7 m tiefen Potomac (113' cm) an den Seeverkehr angeschlossen. Von hier aufwärts bis Alexandria hat sich die Flußschiffahrt auf rund 170 000 t jährlich gehoben.

Viel Neues bietet auch Baltimore und Philadelphia. Beide Häfen sind in schnellem Aufblühen begriffen, weil sie dem wirtschaftlich besonders starken

Gebiet des Mittelwestens näher liegen als New York, mit dem sie harte Eisenbahntarifikämpfe ausfechten. Die Bedeutung der deutschen Flagge, die hier



Abb. 70. Der Hafen von Charleston (South Carolina).

immer besonders durch den Norddeutschen Lloyd (Herrn Konsul Hilken verdanke ich sehr wesentliche Aufschlüsse) vertreten war, hat freilich besonders



Abb. 71. Neue Schuppenanlage des Hafenamtes von Charleston (South Carolina).

wegen der Einwanderungsbeschränkung die Vorkriegshöhe von 85 bis 90 deutschen Schiffen jährlich noch lange nicht erreichen können. 1924 waren 49, meist

Bremer Schiffe hier, 1925 nur noch 30. Von den 800 000 Einwohnern sind 102 000 im Ausland geboren, davon ein Viertel Deutsche. Die Bedeutung Baltimores für die überseeische Ausfuhr zeigt folgende Zusammenstellung, die die Verladung in Tonnen für das Jahr 1923 angibt:

	Einfuhr	Ausfuhr	Gesamt
New York	10 354 701	10 920 587	21 275 288
New Orleans	4 172 156	3 044 131	7 216 287
Baltimore	3 412 750	3 204 855	6 617 605
Philadelphia	3 823 924	2 418 738	6 242 662

Danach hat Baltimore mit der Ausfuhr die erste Stelle nach New York. Auch im Verkehr der Küstenschiffahrt zeigt die folgende Zusammenstellung, daß Baltimore im Jahre 1923 unter den vier Häfen der Ost- und Golfküste an zweiter Stelle steht, allerdings von Philadelphia nahezu erreicht wird.

New York.	636 713	5 239 976	5 876 689
Baltimore	952 047	600 634	1 552 681
Philadelphia.	477 361	1 071 808	1 549 169
New Orleans	163 180	744 594	907 774

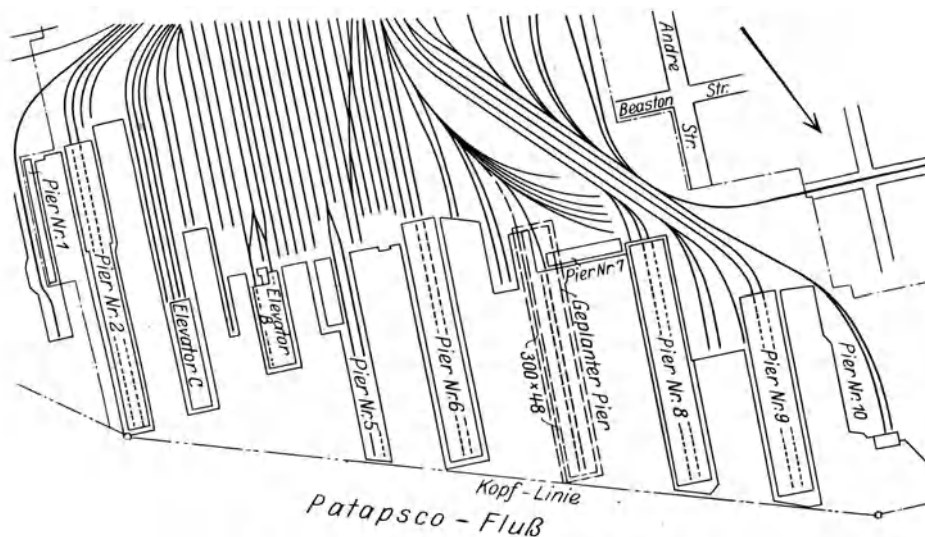


Abb. 72. Hafen von Baltimore, geplante Erweiterung.

Es ist daher nicht zu verwundern, wenn Baltimore sehr weit gesteckte Pläne für den weiteren Ausbau seines Patapsko-Hafens aufgestellt hat (Abb. 72). Unter den Umschlagseinrichtungen ist besonders die große Kohlenverladeanlage der Baltimore and Ohio R. auf Locust Point in Curtis Bay bemerkenswert, eine der größten der Welt. Sie wird allerdings heute, da sie besonders für den großen Bedarf des Krieges eingerichtet ist, nicht ausgenutzt werden (Abb. 73 und 74). Sechs Förderbänder laufen auf die 200 m lange Pier hinaus, an der sechs Dampfer gleichzeitig an fahrbaren Verladebrücken mit rechtwinklig hinauslaufenden Querförderbändern bunkern können. Die Fördertrichter, die aus 20 m Höhe in die Luke heruntergelassen werden, sind unten mit einer Verteilungsplattform

verschlossen; durch Drehen werden die Kohlen selbsttätig über den ganzen Laderaum verteilt. Der Antrieb, auch der Wagen hinauf zum Kipper usw., ist elektrisch. Die straffgespannten Bänder brauchen sehr viel Kraft. Auf dem dritten

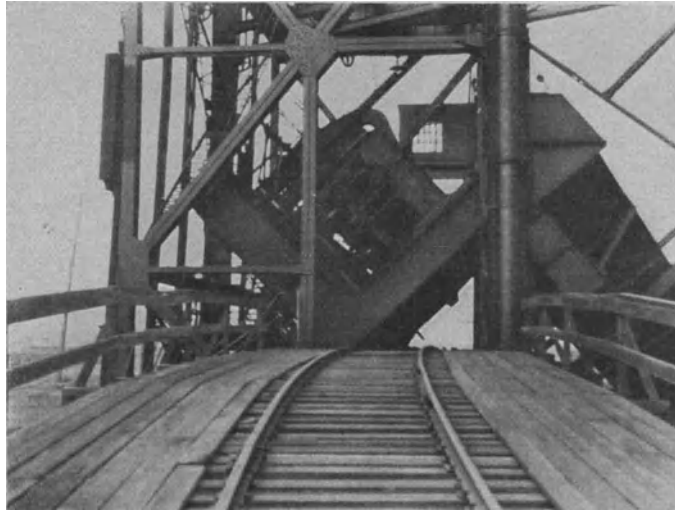


Abb. 73. Baltimore. Locust Point. Wagen beim Kippen.

Bilde sieht man rechts oben einen solchen Verteilungsapparat. Die Bunkerkohle ist seit 1913 von 2,9 auf 5,5 \$/t gestiegen; die Löhne der Schauerleute von 30 Cts. auf 80 Cts. Viel Kupferausfuhr; in Maryland die größte Kupferraffinerie der



Abb. 74. Kohlenpier mit Förderbänken.

Welt. Die Copper smelting and refining Co., die mir gezeigt wurde, liefert mit 2400 Arbeitern 23 000 t monatlich, d. h. ein Viertel der Kupfererzeugung der Welt (ein großes Kupferbergwerk besuchte ich in Globe in Arizona: die Inspiration Copper Mine in Miami).

Die Schiffbauindustrie Baltimores wird durch die Bethlehem Shipbuilding Corporation beherrscht. Abb. 75 zeigt die Lage der drei Werften,

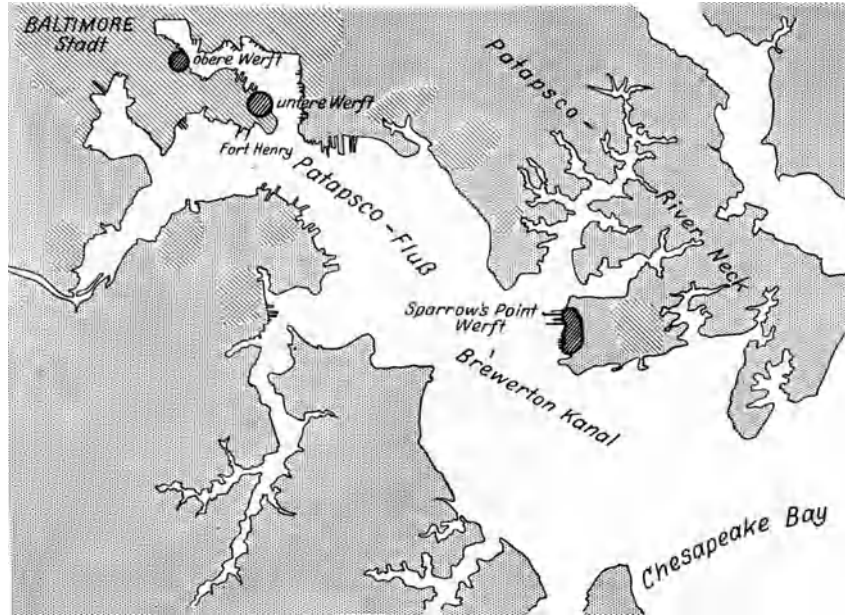


Abb. 75. Baltimore: Lage der 3 Werften der Bethlehem Shipbuilding Corp.

während Abb. 76 von der Sparrwos Point-Werft eine Übersicht gibt. Im Hintergrunde sieht man die Werke der Bethlehem Steel Co., mit der die Werft eng



Abb. 76. Sparrows Point Werft der Bethlehem Shipbuilding Corp. (im Hintergrund die Bethlehem Steel Co.).

zusammen arbeitet. Hier fallen besonders die vorzüglichen Förderbahnen und Förderbänder im inneren Verkehr der riesigen Werke auf. 10 000 Arbeiter in 3 Schichten, gelernte 60 Cts. Stundenlohn. Die Erzwagen fassen bis zu 110 t. Regelwagen 70 t. Diese Werft liegt sehr günstig an der Stelle, wo der Patapsko-Fluß in die Chesapeakebay fließt. Die neun Neubauhellinge liegen zur Zeit leer. Aber die elektrisch betriebenen Schwimmdocke, eins mit 20 000 t und eins mit 6000 t Hebefähigkeit, sind noch gut beschäftigt. Die Werkstätten (Abb. 77) stehen mit auf der höchsten Höhe der Werfttechnik.

Ebenso entgegenkommend wurde ich in Philadelphia auf der großen Werft von Cramp herumgeführt. Die beiden großen Hellinge sind reichlich mit Drehkränen und Hochbahnkränen ausgerüstet. Auf der einen Helling lag

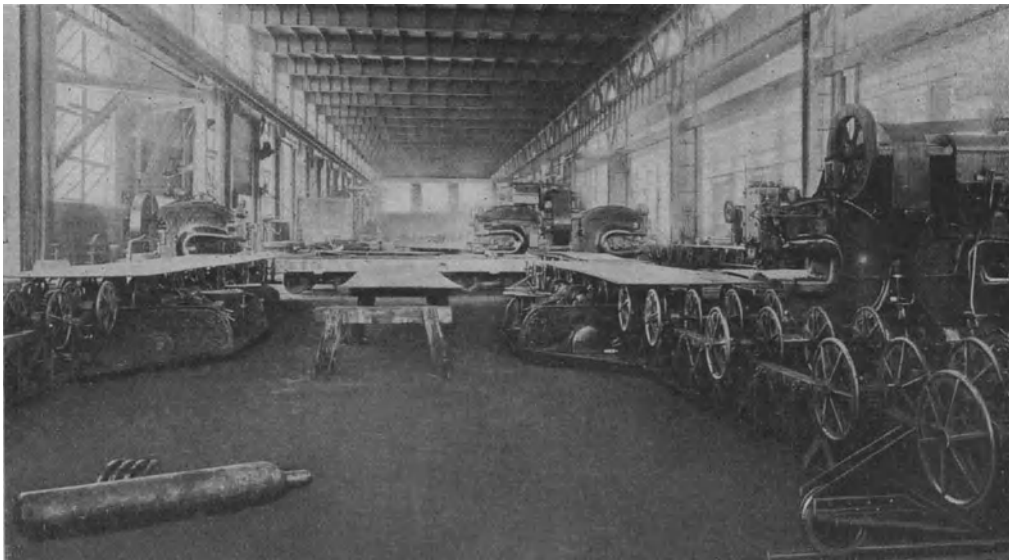


Abb. 77. Sparrows Point Werft der Bethlehem Shipbuilding Corp. in Baltimore. Schiffbauhalle (Plattenbewegung vor den Stanzen).

gerade die 22 000 t große „Melola“ von der Hawaiian Line (Abb. 78). Das Schiff hat zwei Schrauben, die von je einem 15 000-PS-Motor angetrieben werden. Das Ablaufgewicht des 177 m langen Schiffes, das Juni dieses Jahres von Stapel lief, betrug 10 000 t, dazu 400 t des Schlittens, die Neigung des Schlittens betrug 1 : 19, die der 141 m langen Bahn 1 : 17, der Druck auf Vorkante Schlitten beim Aufschwimmen 1127 t. Es sei hier erwähnt, daß die Vereinigten Staaten Ende 1925 13 Dampfer mit 77 000 Bruttoregistertonnen und 14 Motorschiffe mit 17 300 Bruttoregistertonnen in Bau hatten. Die Cramp-Werft, die im Kriege 25 Zerstörer und 4 Spähkreuzer (je 100 000 PS) gebaut hat, beschäftigt als Ersatz für die fehlenden Neubauten ihre großen Maschinenbauwerkstätten mit dem Bau von 70 000-PS-Turbinen und Generatoren für die Niagara-Wasserkraftwerke.

Noch weniger beschäftigt ist die zweite große Werft von Philadelphia, die New York Shipbuilding Corporation auf der nur noch ein Schiff liegt, das größte Flugzeugmutterschiff der Welt. Ganz stillgelegt ist die American

International Shipbuilding Plant in Hogh Island, die größte Werft der Welt, die einen 350-t-Kran hat und im Kriege 175 Handelsschiffe fertigstellte.

Im Hafen von Philadelphia merkt man den Aufschwung eigentlich noch mehr als in Baltimore. Besonders fallen hier die überaus praktisch angelegten,



Abb. 78. Dampfer „Melola“ für Hawaiian-Linie.

sehr großen, neuen Speicher ins Auge. In Abb. 79 sieht man die zweigeschossige Einteilung, die Anlage der durch den ganzen Schuppen hindurchlaufenden Eisenbahngleise und die Verwendung der beweglichen elektrischen Winden, die mittels

Abb. 78. Dampfer „Melola“ für Hawaiian-Linie.

sehr großen, neuen Speicher ins Auge. In Abb. 79 sieht man die zweigeschossige Einteilung, die Anlage der durch den ganzen Schuppen hindurchlaufenden Eisenbahngleise und die Verwendung der beweglichen elektrischen Winden, die mittels

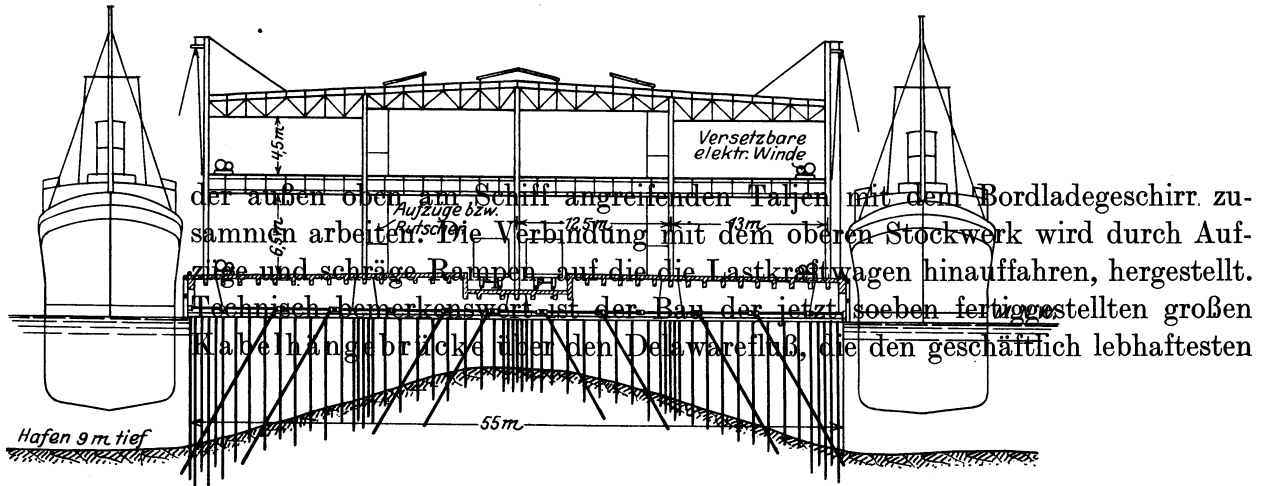


Abb. 79. Typischer zweigeschossiger Pierspeicher in Philadelphia.

der außen oben am Schiff angreifenden Taljen mit dem Bordladegeschrir zusammen arbeiten. Die Verbindung mit dem oberen Stockwerk wird durch Aufzüge und schräge Rampen, auf die die Lastkraftwagen hinauffahren, hergestellt. Technisch bemerkenswert ist der Bau der jetzt soeben fertiggestellten großen Kabelhängebrücke über den Delawarefluß, die den geschäftlich lebhaftesten

Teil Philadelphias mit der gegenüberliegenden Stadt Camden verbindet. Die Spannweite der mittleren Öffnung ist mit 533 m die größte der Welt.

Auf der anderen Seite, nach Westen zu, wird die Stadt Philadelphia durch den Schuylkill, den rechten Nebenfluß des Delaware, begrenzt. Der Schuylkill-Kanal war früher eine lebhaft benutzte Wasserstraße. Die Schleusen sind auch noch vorhanden. Die altertümlichen Größenverhältnisse von 30 m Länge geben ohne weiteres die Erklärung dafür, warum man außer ein paar kleinen Schuten überhaupt nichts auf dem landschaftlich sehr malerischen Kanal sieht, denn eine Binnenschiffahrt mit diesem Betrieb muß natürlich der auf die höchste Stufe technischer Vollkommenheit getriebenen Eisenbahn unter die Räder kommen — vestigia terreant!

Sechs Jahre, 1851 bis 1856, haben ausgereicht, um die Binnenschiffahrt von ihrer Führerstellung auf die sehr schiefe Ebene zu bringen, auf der die Eisenbahn



Abb. 80. Dampfer für Chesapeake- und Delaware-Kanal.

sie fast überall mehr und mehr zur Untätigkeit gezwungen hat. Erst jetzt eigentlich, nach 60 bis 70 Jahren, besinnt sich die Volkswirtschaft darauf, was für mittelbare und unmittelbare Verluste sie diese Kraftpolitik der Bahnmagnaten gekostet hat. Obgleich schon seit 1906 die Länge der aufgestauten Flüsse von 2500 auf 7000 km zugenommen hat, ist die Länge der staatlichen und privaten Kanäle von 3300 auf 2300 km heruntergegangen. Insgesamt wird die Länge der etwa 270 schiffbaren (?) Flüsse mit rund 40 000 km angegeben. Wie gesagt, ist hier also jetzt eine fühlbare Besserung eingetreten, die der aufklärenden Arbeit verschiedener Gesellschaften, Lake Carriers Association in Cleveland, National Rivers and Harbors Congress, Washington, Great Lakes Harbors Ass. in Milwaukee, Illinois State Waterways Ass. Chicago und Atlantic Deeper Waterways Ass. Philadelphia, zu danken ist. Letztere betreibt den Intercoastal Canal, der von Boston (Cape Code Canal) hinter Long Island nach New York und dann unter Benutzung des Delaware und der Chesapeakebucht Philadelphia, Baltimore, Norfolk und Beaufort verbinden und Seeschiffe vor Stürmen schützen soll.

Seine Hauptbedeutung ist wohl militärischer Natur! So hat auch der Binnenverkehr auf dem Schuylkillfluß, der bis 10 km aufwärts des Delaware auf 7 bis 8 m Tiefe ausgebaggert wird, und Delaware von Philadelphia aufwärts nach Trenton von 2,33 auf 3,1 Millionen Tonnen (1923) zugenommen (97% Massengut). Auf dem Delaware-Chesapeakekanal, der die für 4 bis 5 m tiefgehende Schiffe nach Baltimore herstellt, beträgt der Jahresgüterverkehr 780 000 t (Abb. 80).

New York.

Über die besonderen Schwierigkeiten, die der Hafen von New York (Übersee-Einfuhr 12, -Ausfuhr 11,6 Millionen Tonnén [1924]; als Gesamtverkehr werden infolge der Verschiedenheit der Anschreibungen verschiedene Zahlen — bis 42 Millionen Tonnen angegeben) infolge der unglücklichen gegenseitigen Lage von Bahnhöfen und Piers hat, die den ganzen Umschlagsbetrieb durch Zwischenschaltung des zeitraubenden und kostspieligen Leichter-elementes sehr verwickelt, hat Dr. Foerster sich in „Werft, Reederei und Hafen“ auch schon so ausführlich verbreitet, daß ich mich hier auf Ergänzungen beschränken kann. Das um so mehr, als der großzügige Plan der Anlage eines Tunnels zwischen Manhattan und Hoboken und der Bau einer, das gesamte Hafengebiet von New York und New Jersey mit einem Halbmesser von 35 km umschließenden Hafengürtelbahn — nach dem Muster von New Orleans und San Franzisko — mit diesen Schwierigkeiten ja bald aufräumen wird. Denn so ungeheuer dieser Plan ist, den mir der Chefingenieur in einem langen Vortrag auseinanderlegte, die Kosten belaufen sich auf etwa 280 Millionen Dollar, so ist doch bei der auf sehr volle Geldbeutel gestützten Tatkraft der Amerikaner an der baldigen Durchführung dieses Riesenwerkes um so weniger zu zweifeln, als der oben erwähnte Wettbewerb mit Baltimore und Philadelphia die Bundeshauptstadt zur größten Aufmerksamkeit zwingt. Es läßt sich erkennen, daß infolge der langsamen aber ständigen Verschiebung der Industrie, besonders der Weberei, der Vereinigten Staaten an der atlantischen Küste nach Süden und durch die geringere Entfernung zwischen dem Delaware- und dem Patapskohafen und dem Mittelwesten die Vorherrschaft New Yorks heute nur noch auf zwei Stützen steht: die eine ist die absolute Geldmacht des New Yorker Handels, die sich auch in der Interstate Commerce Commission in Washington zugunsten der Eisenbahntarife zwischen New York und dem Mittelwesten auswirkt, und die andere ist die Tatsache, daß der Hafen von New York bezüglich der Verschiffungsmöglichkeiten infolge seiner ausgeglichenen Tonnagebilanz leicht allen anderen Häfen den Rang ablauft.

Ähnliches sieht man an der pazifischen Küste, wo dem vorherrschenden Hafen von San Franzisko sowohl im Süden Los Angeles, als auch im Norden Seattle Bedenken erregende Wettbewerber in ganz kurzer Zeit entstanden sind.

Wenn man aber einmal den Umschlagsbetrieb mit Leichtern als gegeben hin-nimmt, muß man gestehen, daß New York durch organisatorische und technische Verfeinerung die ihm anhaftenden Mängel auf das kleinste Maß gebracht hat (Abb. 81, 82). Die nächsten Bilder zeigen einige Beispiele dieses Leichter-

betriebes, zu dem ja auch der ganze Fährbetrieb mit Eisenbahnzügen (Abb. 83) zu rechnen ist. Diese Eisenbahnfähren spielen ja auch in New



Abb. 81. Die typischen gedeckten Piers mit Leichter und Eisenbahnbetrieb in New Jersey.

Orleans und in Philadelphia eine große Rolle. Der Löwenanteil der Umschlagsarbeit fällt ihnen aber in New York zu, wo sie die Träger des ganzen Güter-



Abb. 82. Die typischen Leichter an einem Getreidesilo der New York Central Railway in New York.

verkehrs zwischen Manhattan, Brooklyn, Hoboken und New Jersey sind. Eine Eisenbahnfähre von den Großen Seen zeigt Abb. 84, von Port Maitland am Ontariosee.

Die ausgiebigen Rundfahrten, die mir der Norddeutsche Lloyd (Herr Schüngel) im ganzen Hafengebiet von New York ermöglichte, führten uns zu allen Piers



Abb. 83. Schlepper mit Eisenbahnfähre in New Jersey.

der vier Hafenviertel, wo wir auch gerade den „Columbus“, die „Westphalia“, die alte „Vaterland“ und „Bismarck“ begrüßen konnten.

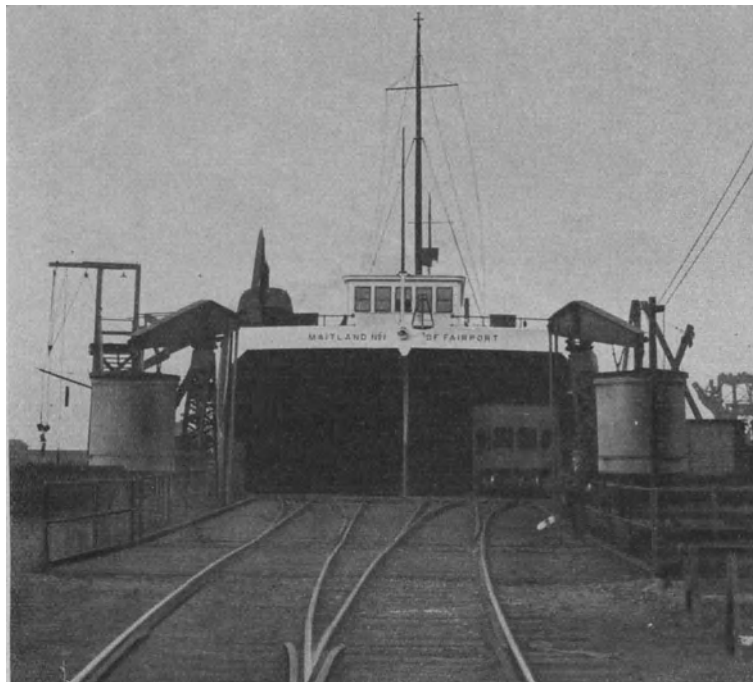


Abb. 84. Eisenbahnfähre der New York Central Railway in Port Maitland am Ontariosee.

Allein in New York werden auf 125 Fähren 150 Millionen Fahrgäste jährlich befördert. Außerdem sind in den Vereinigten Staaten noch 600 Personenfähren (300 Millionen Fahrgäste) in Betrieb.

Die Personenschiffahrt auf dem Hudson wird außer durch sie von sehr großen, vorbildlichen Fünfdeck-Raddampfern, z. B. der Hudson River Day Line, die bis zu 4000 Fahrgäste fassen und 440 Schlafkammern haben, besorgt. Sie fahren von New York nach Albany $9\frac{3}{4}$ Stunden, 18 Meilen = 28,8 km/St. Die Hin- und Rückfahrt kostet 5,25 \$ (sehr billig im Verhältnis zu den sonstigen New Yorker Preisen!). Zur Bewältigung des Verkehrs über den Hudson sollen zwei riesige Brücken gebaut werden. Eine von New Jersey nach Staten Island (1200 m lang) und eine in 90 m Höhe über den Hudson (4800 m lang). Baukosten 50 Millionen Dollar.

Der Staat New York ist der einzige, der, abgesehen von den Großen Seen einen gewissen Erfolg seiner Binnenschiffahrtsbestrebungen zu verzeichnen hat. Aus dem alten Eriekanal wurde anfangs des Jahrhunderts der New York



Abb. 85. Fährschiff der Lakavanna K. R.

State Barge Canal — von Troy am Hudson nach Tonawanda bei Buffalo am Eriesee (540 km) — mit seinen 3 Stichkanälen, von denen der wichtigste den Ontariosee bei Oswego mit New York (536 km) verbindet, 70% der Kanäle benutzt. Flüsse und Seen. In Lockport werden die Schiffe in einer zweistufigen Schleusentreppe 15 m zur Höhe des Niagaraflusses gehoben, den die Schiffahrt auch von Tonawanda bis Buffalo benutzt.

Das Regelschiff ist 45 m lang, 6 m breit und trägt bei 2,8 m Tiefgang rund 700 t. Die größten Schiffe, mit 2 Sechszylinderdieselmotoren haben bei 76 m Länge und 12,5 m Breite 2600 t Tragfähigkeit. Sie bringen Stückgut-Nahrungsmittel vom Oberen See nach New York, und zwar 20% billiger als die Eisenbahn¹⁾. Jedoch fehlt es hier vielfach an Rückfracht. Der Verkehr betrug 1923 888 Frachtschiffe, davon 104 mit eigenem Antrieb in 8 monatiger Schiffahrtsdauer bei Tag- und Nachtbetrieb. Die Fluß- und Kanalstrecken sind gut befeuert. Hafen- und

¹⁾ Vgl. Esch: Die Binnenschiffahrt des V. S. v. Nordamerika. Leipzig 1925.

Speicheranlagen an 50 Plätzen ganz neuzeitlich. Der New Yorker Getreidespeicher faßt 100 000 t und kostete 8,7 Millionen Mark. Die gesamte Kanalanlage 680 Millionen Mark. Abb. 85 zeigt die Anlegestellen der Fähren der großen Eisen-

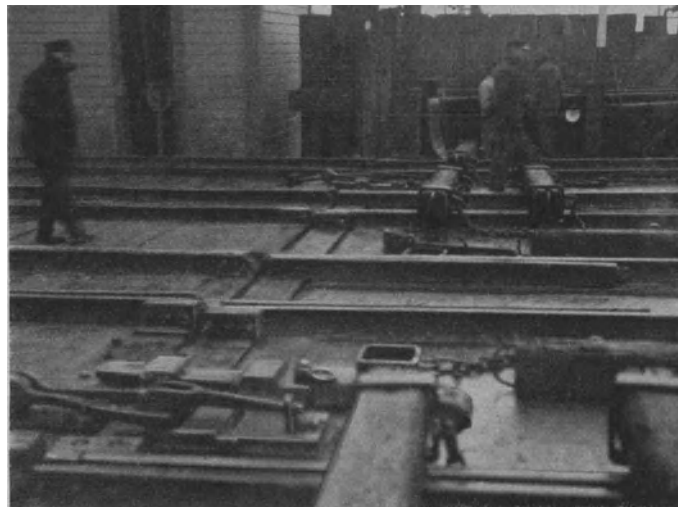


Abb. 86. Verbindung zwischen Fähre und Anleger.

bahngesellschaften mit den riesigen Pfahlbündeln, die trotz der durch die New Yorker Hetze gebotenen hohen Geschwindigkeit die Sicherheit der Fahrzeuge beim Anlegen gewährleisten. In San Franzisko (Abb. 86) haben die Hafenfähren

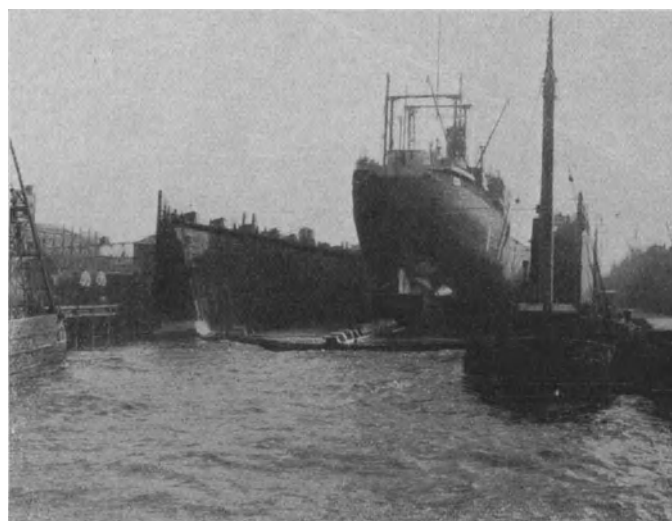


Abb. 87. Morse Dry Dock and Repair Co., Präsident Harding (30 000 t) im hölzernen Trockendock nach System Donnelly.

den lebhaften Verkehr zwischen Oakland und San Franzisko zu besorgen, weil der Plan einer noch fehlenden großen Eisenbahnbrücke über die Bay von San Franzisko nach Oakland erst auf dem Papier fertig ist.

Diese Hafenfahrten führten uns auch zu einigen Werften des New Yorker Gebietes. Die Morse Dry Dock and Repair Co., auf der wir sehr freund-

schaftlich aufgenommen wurden, ist heute hauptsächlich auf Schiffsausbesse-
 rung angewiesen. Abb. 87 zeigt den Dampfer „Präsident Harding“ in dem
 großen Schwimmdock. Auch dieses Dock ist vollkommen aus Holz nach dem
 System Donnelly erbaut. Von den übrigen Werften sei noch die Moore Plant
 der Bethlehem Shipbuilding Corporation in Elizabethport bei New Jersey er-
 wähnt, die allerdings infolge der schlechten Lage des Schiffbaumarktes sich
 dem Maschinenbau (Abb. 88) und dem Motorenbau — für größere Typen für den



Abb. 88. Maschinenbauhalle der Moore Plant Bethlehem Shipbuilding Corp. in Elizabethport.

Schiffsantrieb — zugewandt hat und neuerdings auch mit einer deutschen
 Motorenfabrik in engere Arbeitsgemeinschaft getreten ist. Ein anderes Sonder-
 gebiet dieser Fabrik ist, das Bethlehem- (Dahl-) Ölfeuerungssystem für Schiffs-
 kessel.

Wie verödet manche der übrigen Werften sind, bewies mir auch der Blick
 von dieser Moore Plant auf eine andere große Werft im Hafen von New York, ein
 gleichfalls großer Friedhof aufgelegter Schiffe, ein anderer von 400 Schiffsleichen
 liegt am Hudson. Von den 1200 Dampf- und Motorschiffen mit 5,76 Millionen
 Bruttoregistertonnen der Privathandelsflotte waren am 1. Juli 1926 nur 84%,
 und von den 1105 Schiffen mit 5,1 Millionen Bruttoregistertonnen der Handels-
 flotte des Bundes nur 37% im Dienst. Über 800 Schiffe liegen also auf!

Ehe wir die Atlantische Küste verlassen, sei noch der riesenhafte Plan von Dexter Cooper erwähnt, der durch Ausnutzung der Flut und Ebbe aus der Passamaquoddybucht bei Eastport im Staate Maine 3,2 Milliarden Kilowattstunden jährlich gewinnen will: „Das Niagara des Nordens“.

Die Großen Seen.

Auf der Werft der Buffalo Dry Dock Co. in Buffalo am Eriesee überließ mir der deutschbürtige Chef Bilder, die die eigenartige Art des Stapel-

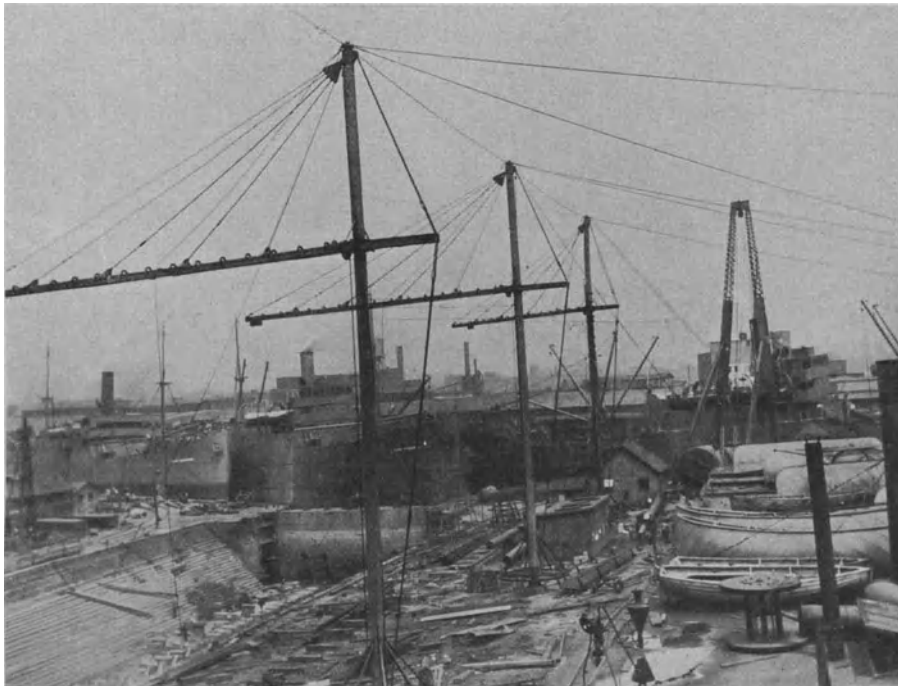


Abb. 89. Werft der Buffalo Dry Dock Co.

laufes veranschaulichen. Die besondere Lage der Werft (Abb. 89) zwingt dazu, die Schiffe seitwärts in das Trockendock ablaufen, oder richtiger gesagt, fallen zu lassen, was man eigentlich nicht gut für möglich halten sollte; die Bilder zeigen aber einen großen Seedampfer vor, während und nach dem Stapellauf (Abb. 90, 91), wie er ohne jede Fährnis immer wieder wiederholt wird. Dabei sei noch darauf aufmerksam gemacht, daß die Schiffe in einem besonders hohen Fertigstellungsgrad zu Wasser gelassen werden, weil auch der Ausrüstungsplatz sehr beschränkt ist. Das nächste Bild zeigt die Verlängerung eines Seedampfers. (Abb. 92.)

Der Hafenumschlag von Buffalo beträgt [1924] 3,5 Millionen Tonnen von Osten und 15,5 Millionen Tonnen von Westen. Der benachbarte Wellandkanal, dessen Schleuse 300 m lang ist, dient der durchgehenden Schifffahrt von Duluth und ist also ein böser Wettbewerber für Buffalos Umschlag.

Mehr noch als Buffalo ist Cleveland ein Zentrum des Schiffbaues an den Großen Seen. Die größte unter den hiesigen Schiffbauanstalten ist die Cleveland-

Werft der American Shipbuilding Co., die in verschiedenen Plätzen der Großen Seen acht Werften unterhält. Der Vizepräsident Gelhauser zeigte uns die Einrichtungen der Werft, von denen Abb. 93 den großen Hochbahnhellingkran

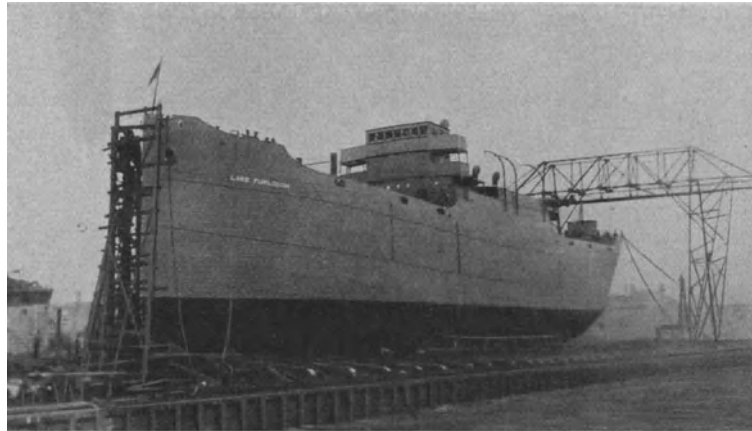


Abb. 90. Vor dem Querstapellauf.

wiedergibt. Die Schiffe liegen hier wie bei unseren Flußschiffwerften längs zum Ufer. Man hat als beste Bedienungsmöglichkeit hier auch den Hochbahnkran mit großer Ausladung gewählt. Allerdings bestreicht er auf der Längsseite wohl die Schiffbauhalle, an der Seeseite aber nur eine Reihe Schiffe. Das Eisenlager



Abb. 91. Querstapellauf in das Trockendock.

befindet sich diesseits vor der Schiffbauhalle und kann sowohl von den erwähnten Hochbahnhellingkran, wie auch durch den Laufkran bedient werden, der gleichfalls auf einer Hochbahn läuft. Mich interessierte diese Lösung besonders, weil ich auf der Mannheimer Schiff- und Maschinenbau-A.-G. einen drehbaren Hochbahnkran mit 45 m Ausladung von der Demag habe bauen lassen, der

bei 45 m Ausladung vier Reihen von Schiffen, also praktisch die ganze Helling bedienen konnte. An der Schiffsbauhalle selbst ist nichts weiteres bemerkens-

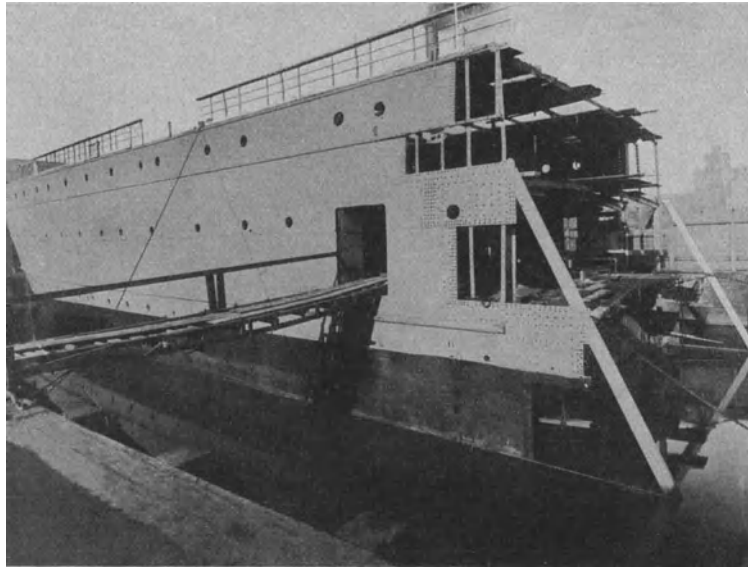


Abb. 92. Verlängerung eines „Großen Seendampfers“.

wert, wie überhaupt die tatsächliche Ausbeute an für uns verwertbaren, schiffbautechnischen Neuerungen nicht das Hauptgewicht meiner Reiseergebnisse bedeutete.



Abb. 93. Schiff mit großen Luken. Hellingkran.

Die U.S. Lake Survey Office der Army Engineers, die mir eine große Anzahl Hafensbilder und mancherlei wertvolle Unterlagen überließen, zeigten mir auch ihre kleine Staatswerft. In ihr werden vorwiegend die Bagger instand gehalten. Dieselbe Behörde, die in den ganzen Vereinigten Staaten für den Hafen- und Schiffahrtsdienst verantwortlich zeichnet, und deren Chefsingenieur Ritter

bei der Zentrale in Washington, die mir die 20 Bände des Jahrbuches über sämtliche Häfen Nordamerikas schenkte, unterstützte mich auch bei meinen Besuchen in den übrigen Häfen der Großen Seen. Von Schiffsbauanstalten sah ich die zur Zeit wenig beschäftigte Werft der Great Lake Engineer Works in Detroit. Dann sah ich die noch ganz gut beschäftigte Werft der American Shipbuilding Co. in Lorain am Blackriver und die Toledo Shipbuilding in Toledo. Die beiden letzteren Städte (Toledo 300 000 Einwohner) sind in Europa weniger bekannt, haben aber einen schon recht bedeutenden Güterumschlag, für den sie auch zeitgemäß eingerichtet sind. Namentlich in Lorain sah ich eine bedeutende Erzverladeanlage, mit der in der sechsmonatigen Schiffahrtsperiode von 1923 3 776 000 t Kohlen in Schiffe verladen wurden.

Den schnellsten Aufschwung hat bekanntlich Detroit genommen. Hier kommt man ja vor Wundern der Technik und des Verkehrs — Henry Ford zeigte mir auch eingehend seine Fabriken — aus dem Staunen gar nicht heraus. Die Arbeit an der Kette ist ja durch die Veröffentlichungen in der letzten Zeit in Deutschland nach allen Seiten hin erörtert worden und es bedarf keines besonderen Nachweises, daß sich die Fordsche Fließarbeit nicht ohne weiteres auf die deutschen Verhältnisse anwenden läßt; ebenso sicher ist mir aber auch, daß man aus dem Fordbetrieb für die Organisation, das Arbeitstempo und das reibungslose Ineinandergreifen der einzelnen Arbeitsvorgänge für manche Werkstätte, auch des Werftbetriebes, unmittelbare Nutzenanwendung lernen könnte. Jedenfalls ist ein Tag bei Ford für jeden, der selbst technische Betriebe eingerichtet und geleitet hat, geradezu ein Erlebnis. Die Mängel, die unseren Betrieben zum Teil auch noch infolge von Nachkriegswirkungen, vor allem in der schlechten Ausnutzung der Arbeitszeit anhaften, und die Möglichkeit, die das Band für die Beförderung der Arbeitsstücke innerhalb der Werkstätte darstellt, sind noch längst nicht ausgeschöpft. Die viel besprochene Rationalisierung kann an der unseren Verhältnissen angepaßten Anwendung der Fordschen, sorgfältig erprobten Erfahrungen nicht vorübergehen.

Sonst bot der Aufenthalt an den Großen Seen durch die augenscheinliche Besichtigung all der Riesenschiffe, die wir ja aus der Fachpresse her kennen, manche Anregung, insbesondere die Einrichtung zur selbsttätigen Löschung der großen Lastschiffe, wie sie ja bei uns beispielsweise auf dem Rhein neuerdings in dem System Stachelhaus auf der Flotte der Vereinigungsgesellschaft Rheinischer Braunkohlenbergwerke angewendet wird. Hier sind die Schiffe zum überwiegenden Teil Selbstfahrer, weil die anlässlich der südamerikanischen Schiffahrtsbetriebe beleuchteten Gründe, die zur Teilung von Laderaum und Antriebmaschine zwingen, hier ihr Gewicht verlieren.

Denn die Häfen sind, wie oben erwähnt, mit den großartigsten Verlade- und Löscheinrichtungen ausgestattet, die in ihrer Leistungsfähigkeit an der Spitze der Welt marschieren. Die Größe dieser Umschlagsleistung mögen ein paar Zahlen zeigen, die ich dem Jahresbericht 1924 der Great Lake Carriers Association entnehme. Sie beziehen sich auf Schiffe, die zwischen 1917/18 gebaut sind und 12 000

bis 15 000 t Tragfähigkeit haben. Im Laden von Erz leistete ein Dampfer 12 500 t in 16 $\frac{1}{2}$ Minute, das wären also 45 500 t in der Stunde. Im Laden von Weizen wurden 350 000 Bushels in 8 Stunden in Port Arthur und 150 000 Bushels Weizen in 70 Minuten, das heißt 2140 Bushels in der Minute geleistet. Im Löschen von Erz wurden 12 500 t in drei Stunden und fünf Minuten geschafft. Das wären 4000 t die Stunde. Im Laden von Kohle 3160 t die Stunde, Anthrazit 9600 t in 6 Stunden 50 Minuten, also 1400 t die Stunde. Im Löschen von Kohle 10 000 t in 7 Stunden 55 Minuten, also 1270 t die Stunde. Im Löschen von Weizen war die Höchstleistung 13 500 t in 15 Stunden, also 900 t die Stunde.

Es handelt sich hier eben nur um Massengüter, Erz, Kohle und Getreide, und zwar in sehr großen Mengen, in sehr großen Schiffseinheiten: 10 000 bis 15 000-Tonnen-Dampfer — also fünfmal so groß wie auf dem Rhein — sind neuerdings



Abb. 94. Älterer Frachtdampfer der Great Lakes Transit Corporation.

die Regel. Wie groß die hier verschifften Mengen sind, mögen ein paar Zahlen aus dem Jahre 1924 zeigen. Im Gebiet der Großen Seen wurden rund 43 Millionen Tonnen Eisenerz, 23 Millionen Tonnen Kohlen (außer Anthrazit) und 15 Millionen Tonnen Getreide verschifft, von denen 36 Millionen Tonnen durch den Wellandkanal nach Montreal am St. Lorenzstrom gingen. Vom Gesamtgüterverkehr der Großen Seen von 121 Millionen Tonnen (1923) gingen durch diesen Kanal 1923 5 Millionen Tonnen (im Vergleich dazu durch den Panamakanal 27 Millionen Tonnen und durch den Suezkanal 22,7 Millionen Tonnen) und 0,7 Millionen Tonnen durch den New York State Barge Canal. Denn hier sind auch die Hafen- und Wasserverhältnisse der Ausnutzung dieser Schiffsgrößen — abgesehen von der fünfmonatigen Frostsperrre — dauernd günstig.

Seit Herbst 1924 ist die Schifffahrt der Großen Seen in unmittelbare Verbindung mit dem Ozean getreten: der Dampfer „Onondaga“ ist mit Fordschen Automobilteilen von Detroit direkt nach Buenos Aires gegangen. Ford hat

übrigens auch die ersten beiden großen Motorschiffe, „Benzon Ford“ und „Henry Ford II“ für den Verkehr zwischen seinen Werken und den Erz-, Kohlen- und Holzhäfen am Oberen See usw. in Dienst gestellt. Die im weiteren Ausbau be-

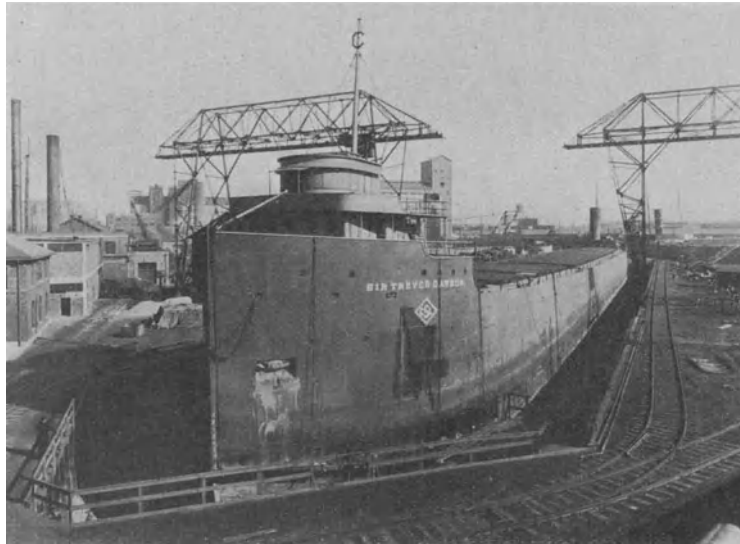


Abb. 95. Neuer Typ von Frachtdampfern im Dock der Buffalo Dry Dock Co.

griffene Verbindung der Großen Seen mit dem St. Lorenzstrom — Montreal— Quebec — und der geplante, teilweise begonnene Anschluß von Chikago aus an den Mississippi schaffen dem reichen Gebiet des Mittelwestens den Vorteil, daß seine



Abb. 96. Seenfrachtdampfer, verschiedene Lukenausbildung.

Großen Seen-Häfen gewissermaßen zu Seehäfen des Nordatlantik und des Golf von Mexiko werden. Selbst für amerikanische Begriffe etwas phantastische Pläne, die gewiß auch auf dem Gebiete des Schiffbaues mancherlei neue Entwicklungslinien zur Folge haben werden. Dafür, daß die Bäume nicht in den Himmel

wachsen, wird aber auch im Dollarparadies gesorgt, denn der Frost, gegen den auch noch kein amerikanischer Erfinder ein Mittel entdeckt hat, schlägt dieses



Abb. 97. Kohlendampfer, Einzelheiten der Ladeluken.

gewaltige Schifffahrtsgebiet von Oktober bis April in Fesseln. Wasser auf die Mühle der diesen Plänen stark widerstrebenden Bahngesellschaften!

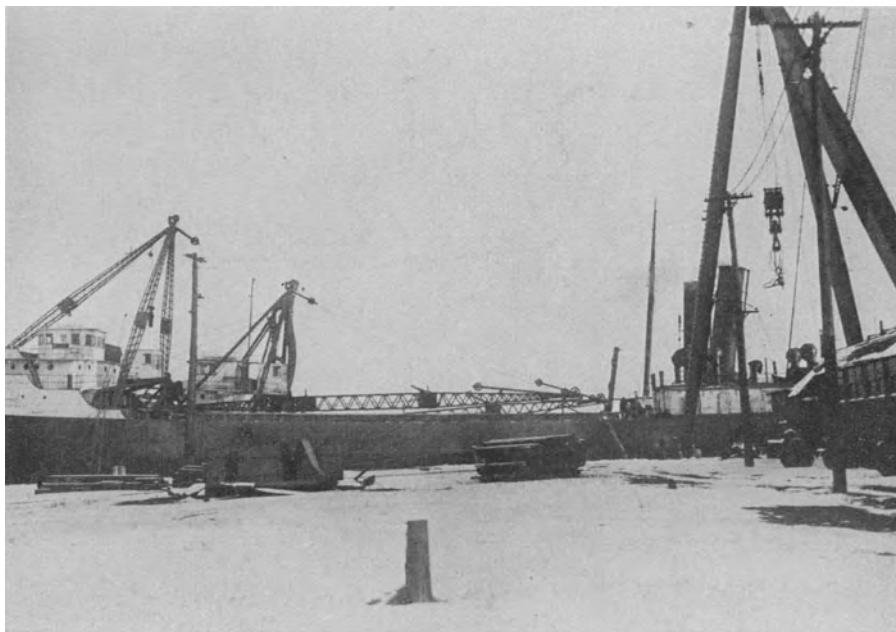


Abb. 98. Seenschiff mit Selbstentladevorrichtung für Erz und Kohle.

Noch einige Bilder von den Haupttypen der Fahrzeuge auf den Großen Seen: von Frachtschiffen zeigt Abb. 94 einen älteren Frachtdampfer der Great Lakes Transit Corp., insbesondere die Anordnung der Scheuerleisten und der

seitlichen Ladeluken, das nächste einen neuen Typ (Abb. 95), an dem die Brückenaufbauten, das glatte Deck und die versenkte Ankerklüse bemerkenswert sind.

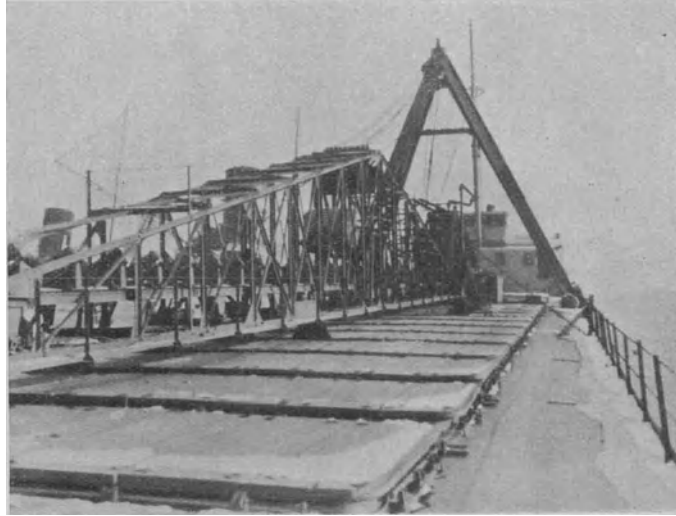


Abb. 99 Ausschwenkbare Förderbandanlage auf Seendampfer.

Die verschiedene, neuerdings übliche Lukenausbildung ist aus Abb. 96 erkennbar. Einzelheiten davon zeigt Abb. 97. Ganz abweichend von den in Europa üblichen Entladevorrichtungen sind die auf den verschiedenen neuen Seedampfern für

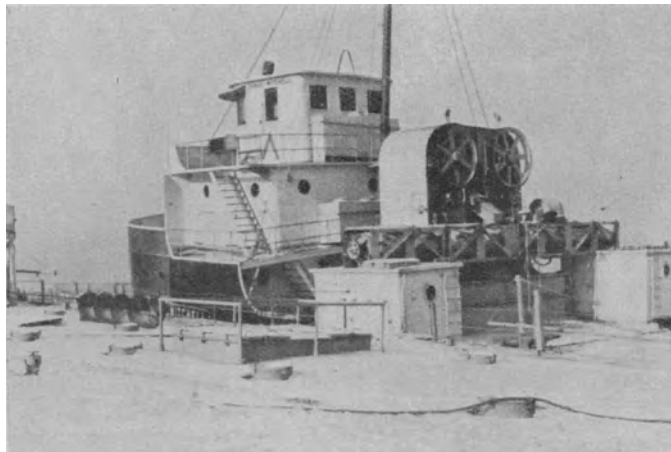


Abb. 100. Seendampfer mit Selbstlöscheinrichtung für Zement durch Förderschnecken.

Erz, Kohle und Zement verwendeten; die erstere ist aus Abb. 98 ersichtlich, die zwei nebeneinander liegende Schiffe zeigt, die Förderbahn auf dem vorderen Schiff ist gerade ausgeschäkelt. Der Antrieb dieser Förderbänder ist aus Abb. 99 zu sehen. Dagegen zeigen die beiden nächsten Bilder (Abb. 100, 101) die Selbstlöscheinrichtung für Zement, insbesondere die Querbahn, auf der die Förderung durch Förderschnecken besorgt wird. Neben diesen ganz modernen Ausführungen sieht man auch noch die Walfischdeckschiffe, die heute aber nicht mehr gebaut

werden. Aus Lorain am Michigansee sei noch ein kleines Kohlenfahrzeug gezeigt (Abb. 102), das durch die hohen aufgebauten Bunkerschütten bemerkenswert ist.

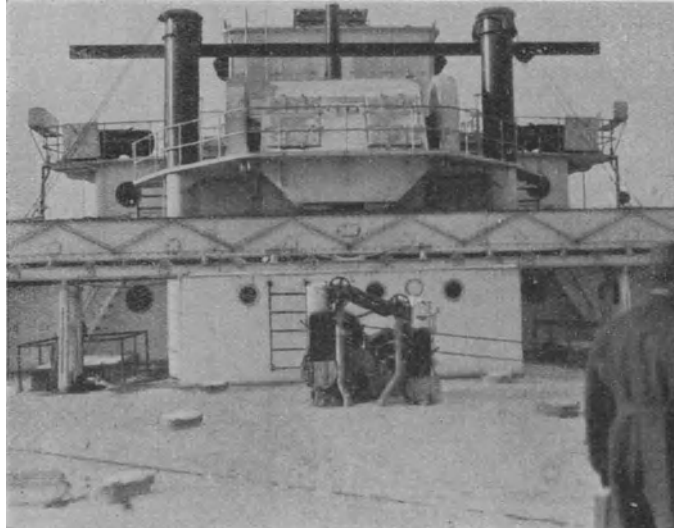


Abb. 101. Querbahn der Zementlöscheinrichtung durch Förderschnecken auf Seendampfer.

Der Fahrgastverkehr steckt, was Vergnügungsreisende anbetrifft, z. B. mit unserem Rhein verglichen, noch in den Kinderschuhen. Geschäft ist drüben alles. Die Great Lakes Transit Corp., der ich einen Teil der hier vorgeführten

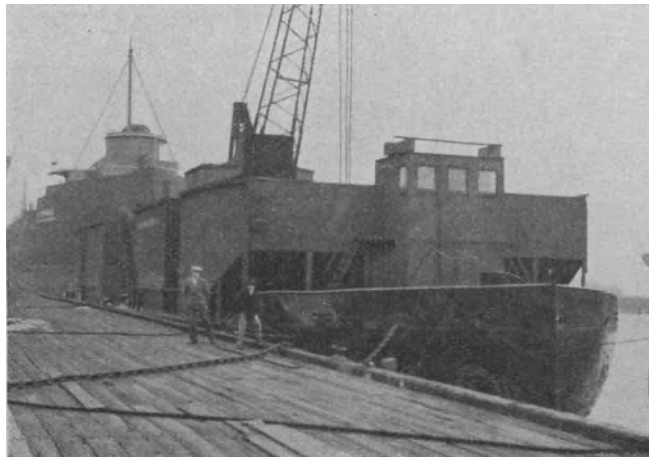


Abb. 102. Kohlentransportschiff mit aufgebauten Bunkerschütten.

Bilder (Abb. 103) verdanke, hat mich gebeten, hier in der reiselustigen Alten Welt Propaganda zu machen für die Vergnügungsfahrten auf den Großen Seen, und ich kann jedenfalls, was die Größe und Bequemlichkeit der Schiffe und Schönheit und Sehenswürdigkeit mancher Hafenpartien anbetrifft, das hier auch mit gutem Gewissen tun. Sie sehen in Abb. 104 einen neuen Schraubenfahrgastdampfer dieser Gesellschaft, „Juniata“, und in den beiden nächsten Bildern

(Abb. 105 und 106) die Vorder- bzw. Heckansicht des Schwesterschiffes „Tionesta“. Diese ganze Klasse hat Dampfturbinenantrieb. Da die Schleusen für Seitenraddampfer zu schmal sind, ist hier Schraubenantrieb gewählt.



Abb. 103. Die 4 Schleusen der Ste. Maurice Falls (Mich.). Zwischen Oberem und Huron-See.

Der gesamte Personenverkehr auf den Großen Seen beläuft sich auf über 20 Millionen Fahrgäste, von denen aber zwei Drittel auf Fährschiffe entfallen.

Am Stillen Ozean.

An der Westküste Nordamerikas ist in allem, auch technisch, die Jugend einer aus dem Weltverkehr des pazifischen Ozeans befruchteten Entwicklung

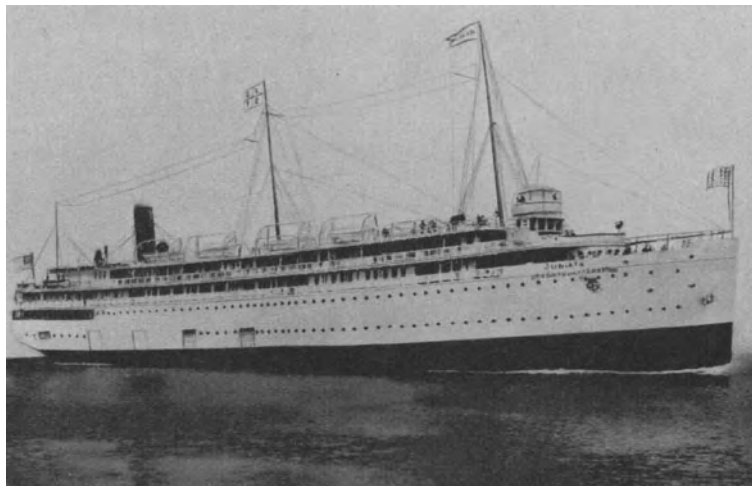


Abb. 104. Schraubenfahrgastdampfer „Junlater“ der Great Lakes Transit Corp.

zu spüren. Heute hat San Franzisko noch die Vormachtstellung (Überseeausfuhr 1,9, -einfuhr 1,0 Million Tonnen 1924), arg umstritten von märchenhaft schnell emporschießenden Wettbewerbern: Los Angeles im Süden und Seattle an der Nordgrenze gegen Kanada. Was San Franzisko, der Heimathafen von 1,5 Million Nettoregistertonnen, an neuen Piers, Speichern und Umschlagseinrichtungen geschaffen hat, reiht sich würdig an die neuesten Anlagen von Philadelphia und den großen Seenhäfen. Auffallend ist, besonders im Gegensatz zu

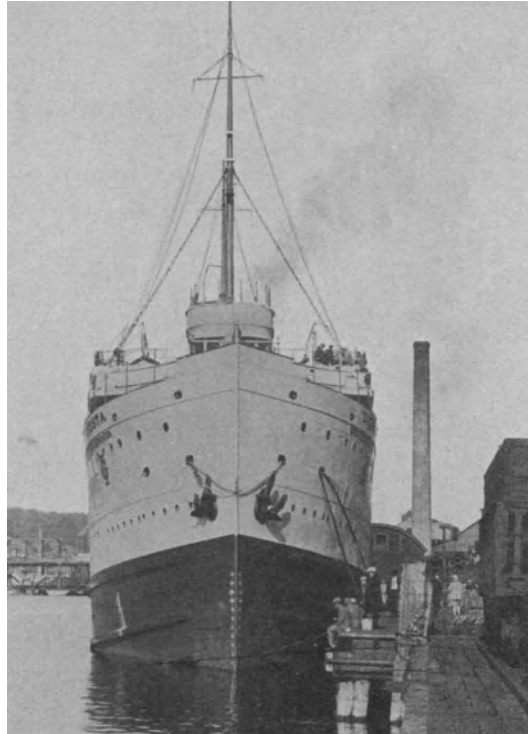


Abb. 105. Fahrgastdampfer „Tionestor“, Bugansicht im Hafen von Houghton.

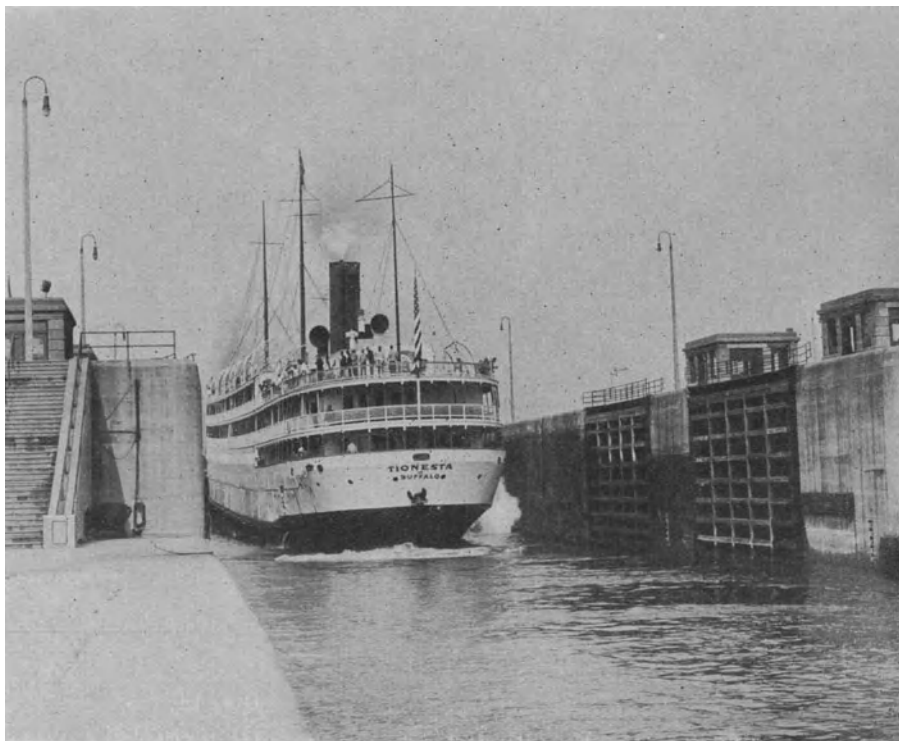


Abb. 106. Fahrgastdampfer „Tionestor“ in der Welland-Kanal-Schleuse (Heckansicht).

New Orleans, die reichliche Verwendung von Lastkraftwagen und Pferdefuhrwerken im Ortsumschlag (Abb. 107). Binnenschiffe sind in zahlreichen Linien,



Abb. 107. Fordson Tractor mit Anhänger in San Franzisko.

von San Franzisko über die Bay hinweg nach den anliegenden Orten und westlich auf den Sakramentofluß nach Sacramento, der Hauptstadt des Staates Kalifornien, in Betrieb. Sie genießen alle, wie auch die Dampfer der Großen

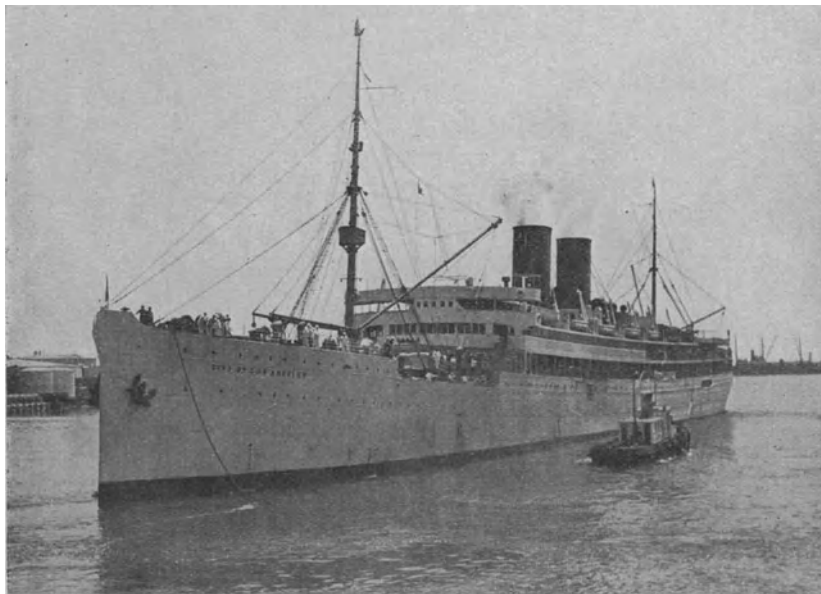


Abb. 108. Der frühere deutsche Dampfer „Großer Kurfürst“, jetzt der Stolz der U. S. A. Pazific Flotte.

Seen, den Vorteil des Ladens durch die seitlichen Luken, was auch Fahrgastdampfern sehr angenehm ist.

Im Überseeverkehr wird die deutsche Flagge hier jetzt wieder durch den Norddeutschen Lloyd vertreten, der einen regelmäßigen Dienst durch den Panamakanal, Los Angeles, San Franzisko und Seattle eingerichtet hat. Alle drei Häfen

legen natürlich besonderen Wert auf den Linienverkehr mit Yokohama und Shanghai. Von den japanischen Linien läßt von San Franzisko die Toyo Kisen Kaisha ihre großen Schnelldampfer laufen, deren schönster der deutschen Flotte entstammt. Diese laufen Honolulu auf Hawaii an, während auf Seattle die kleineren Schiffe der vom Staat unterstützten Neppon Yusen Kaisha laufen. Den sehr lebhaften Fahrgastverkehr zwischen San Franzisko und Los Angeles — ein gefährlicher Wettbewerber für die Southern Pacific Bahn — besorgen neben den verschiedenen Küstenlinien auch die großen, nach Honolulu fahrenden Dampfer des Los An-

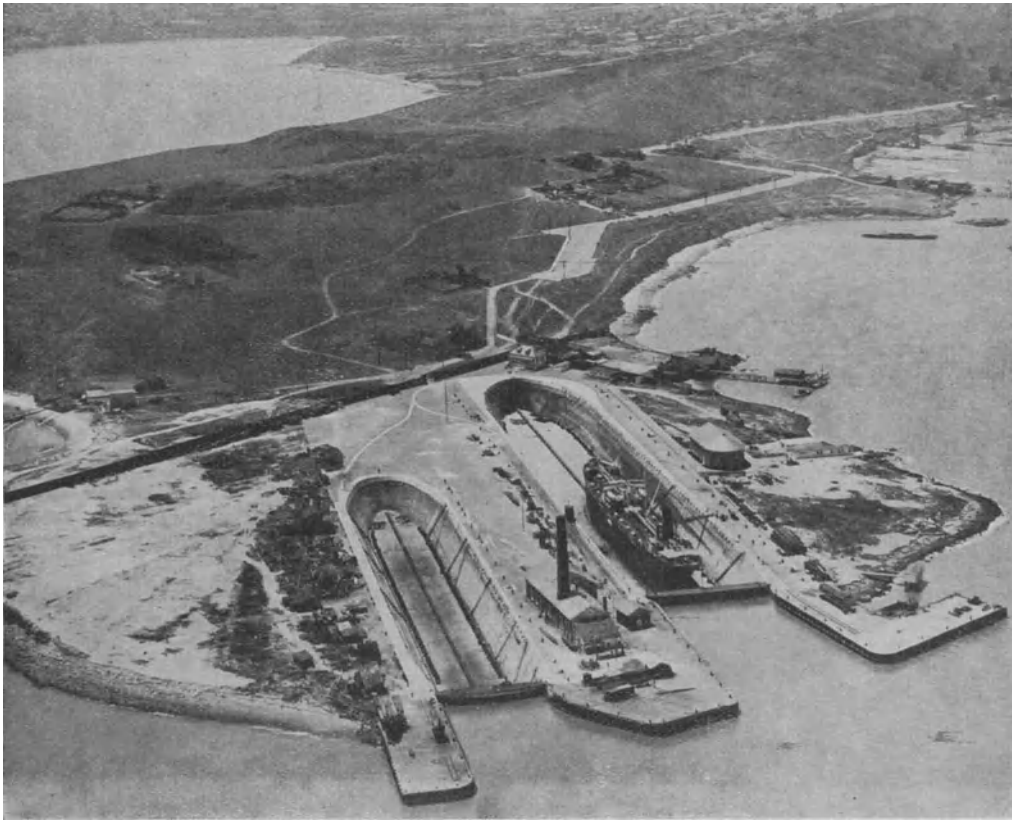


Abb. 109. Hunters Point Werk San Francisco der Bethlehem Shipbuilding Corp.

geles Steamship Co. Unter ihnen ist der frühere deutsche Dampfer „Großer Kurfürst“ nach dem Umbau „City of Los Angeles“ getauft, jetzt der Stolz der U.S.A.-Pacific-Flotte. Er faßt jetzt 400 Fahrgäste erster Klasse. (Abb. 108.)

Unter den Werften von San Franzisko stehen die drei Werke der Bethlehem Shipbuilding Corporation, Hunters Point (109) Potrero (110), Alameda, letztere zwischen Oakland und Alameda gelegen, die zusammen als Union Plant bezeichnet werden, obenan. Unter derselben Leitung steht auch noch die große Werft in San Pedro im Hafen von Los Angeles. Von den beiden großen Trockendocks in Hunters Point ist das eine 300 m und das andere 225 m lang. Von den Potrero-Werken sind die Hellingkrane und der große Laufkran des Eisenlagers (111) bemerkenswert. Die Werften sind heute

alle nur mit $\frac{1}{10}$ ungefähr der normalen Belegschaft beschäftigt. Die Dockgelegenheiten der Bethlehem Shipbuilding Corporation genügen ja heute für die ganze amerikanische Flotte und mehr! Trotzdem arbeitet die Gesellschaft eifrig



Abb. 110. Potrero-Werk der Union Plant San Francisco der Bethlehem Shipbuilding Corp.

an allen einschlägigen Fragen, zum Beispiel konnte ich mit dem Präsidenten der Moore Plant, Mr. Everts, eingehend über die bisherigen Systeme und Erfahrungen in der Anwendung des elektrischen Schweißens im Schiffbau sprechen.



Abb. 111. Bethlehem Shipbuilding Co. Union Plant Potrero-Werk Helling Krawe (vorn rechts der Eisenlagerkran).

Everts ist Präsident der American Welding Society und hat selbst verschiedene Schweißverfahren ausgearbeitet und erprobt.

Über die volkswirtschaftliche Bedeutung San Franziskos für die Vereinigten Staaten, vornehmlich ihre Westküste, gab mir eine umfangreiche, besonders für mich zusammengestellte statistische Ausarbeitung der Handelskammer gute Aufschlüsse. Hafenverkehr 25 Millionen Nettoregistertonnen gegen 26,5 von Los Angeles. Auch nach tatsächlich verschifften Tonnen hat dieses die ältere Schwester schon überholt: für das erste Vierteljahr 1926 betrug der Umschlag in Übersee- und Küstenschiffahrt in San Franzisko 1,15 Millionen Tonnen, in Los Angeles 2,07 Millionen Tonnen (Newyork 6,74; Neworleans 2,32; Baltimore 1,86 und Philadelphia 1,67 Million Tonnen). Über den fabelhaften Aufschwung von Los Angeles kurz ein paar Zahlen. Der Wert der jährlichen Ausfuhr wuchs

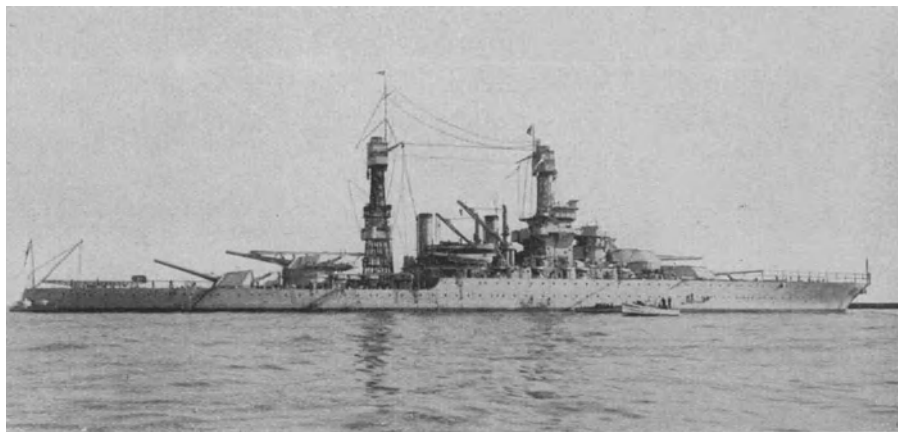


Abb. 112. Modernes Schlachtschiff „Idaho“ in San Pedro-Los Angeles.

von 12 Millionen Mark 1917 auf 134 Millionen Mark 1924 und erreichte 1925 schon 24 Millionen Mark monatlich, wuchs also in 8 Jahren auf das Zwölfwache.

Der sehr glücklich gelegene und reichlich ausgerüstete Hafen San Pedro ergänzt die geschäftliche Blüte des reichen Hinterlandes (Öl und Landwirtschaft) aufs beste. Der Verkehr im Hafen stieg von 1917 bis 1921 um das 3 $\frac{1}{2}$ fache, auf 4 Millionen Tonnen. 1924 19,5 Millionen Tonnen. Größten Anteil hat das Öl, 1919: 1 Million Tonnen — 1924: 21 Millionen Tonnen —, also das 20fache in 5 Jahren; aber der Wert des Handels ist in San Franzisko höher¹⁾. Auch San Pedro plant eine Hafengürtelbahn. In der klugen Würdigung der Bedeutung ihres Hafens hat die Stadt hier wirklich eine großzügige und auf weite Sicht bemessene Anlage geschaffen, die im Weiterausbau nach Long Beach hinüber wohl auf lange hinaus allen Anforderungen genügt. Hier liegt auch ein Teil der Kriegsflotte der Vereinigten Staaten (Abb. 112), namentlich neue Flugzeugmutterschiffe, Marineflieger und Flugboote. Drei Schiffswerften sind vorhanden: Die Bethlehem-Werft hat ein 15 000-Tonnen-Schwimmdock. Von hier aus

¹⁾ Die Zahlen stimmen in den einzelnen Veröffentlichungen, wie übrigens auch bei manchen anderen Häfen, nicht immer überein: „Advertising first!“

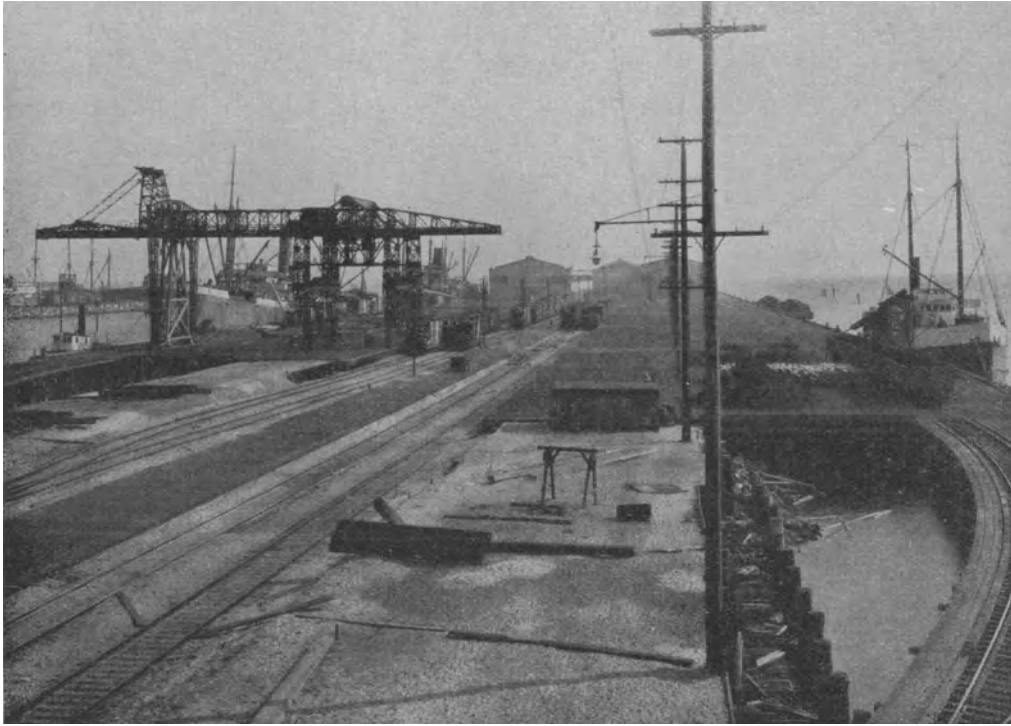


Abb. 113. Kohlenverladebrücke Seattle am Pazifischen Ozean.

brachte uns die Southern-Pacificbahn zu einem Abstecher an die mexikanische Grenze, wo ich die große Roosevelt-Talsperre bei Phönix besichtigte; sie dient der Bewässerung Arizonas.

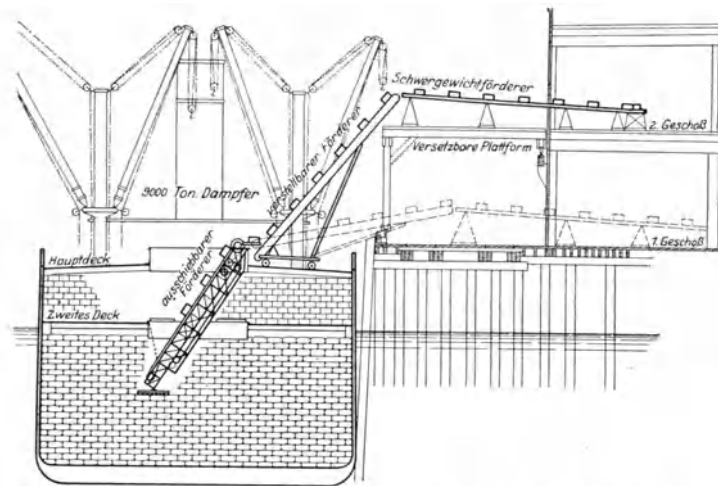


Abb. 114. Seattle. Verbundene Kraft- und Schwergewichtsförderbänder.

Dann ging's nach Norden zu dem See- und Binnenhafen Portland (Oregon) (258 000 Einwohner) am Willamettefluß, dem untersten linken Nebenfluß des Columbia-River, mit einer bemerkenswerten Hubbrücke, auf der zwei Eisenbahnlinien verschiedener Gesellschaften in zwei Stockwerken laufen.

Der letzte Hafen der Neuen Welt war der äußerst schnell aufblühende nördlichste Pacifichafen Seattle im Staate Washington (Überseeausfuhr 0,53, -einfuhr 0,35 Millionen Tonnen, Gesamtverkehr 7,3 Millionen Tonnen), auch der Ausgangshafen für den Verkehr mit Alaska. Auf dem Bild 113 sieht man einen Teil der Hafenanlagen mit einer großen Kohlenverladebrücke und Abb. 114 zeigt eine Schiffsentladeeinrichtung mit Förderband, das auf das erste und zweite Stockwerk der Pierschuppen arbeiten kann.

Hatte es sich in Südamerika darum gehandelt, die Entwicklungslinien der Neuwirtschaft in ihrer Abhängigkeit von Verkehr und Technik zu verfolgen und dabei zu sehen, wo und welche Möglichkeiten deutscher Mitarbeit in der See- und Binnenschifffahrt sowie im Hafenbau vorhanden sind, so kam es in Nordamerika auf die Erkenntnis der tatsächlichen technischen Fortschritte an. Unter diesem Gesichtspunkte seien noch einige bemerkenswerte

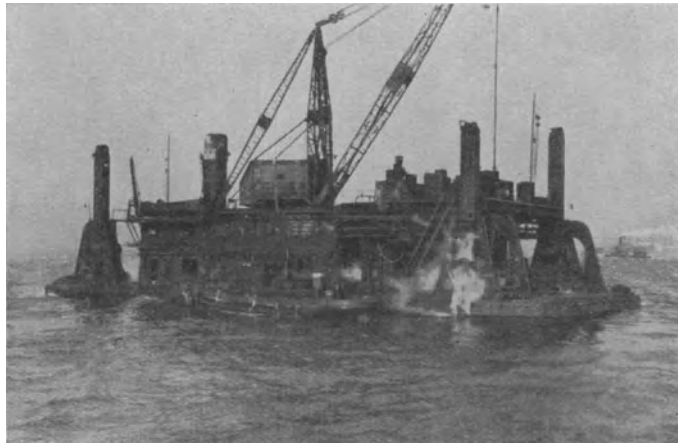


Abb. 115. Einer der größten Bagger (Löffelbagger) und Felsrammer (Meißelschiff) im Hafen von New York bei der Arbeit.

Bagger erwähnt: Abb. 115 zeigt einen der größten Meißelfelsbagger in Newyork und 116 einen Greifbagger im Hafen von San Franzisko.

Asien.

Größer als zwischen irgend zwei anderen Erdteilen ist der Unterschied, den die vierzehntägige Fahrt durch den Stillen Ozean verdeutlicht. Gleich im Hafverkehr: Drüben die auf die schnellste Bewältigung ungeheurer Massen eingestellten mechanischen Umschlagseinrichtungen; hier das asiatische Hafengebilde, in dem auch heute noch der Kuli der billigste Kran, Förderer und Elevator ist. Der Kuli, der, auch in der Winterkälte halb nackt, die schwersten Säcke auf Kopf und Schulter trägt, hochbeladene Karren zieht und sowohl vor dem Wagen, wie auf dem Boote den Motor spielt, anspruchsarm für eine Mark in elfstündiger Arbeitszeit mit meist heiterer Miene Laufschrift macht. Welch Gegensatz zu den amerikanischen Hafearbeitern, von denen die Hälfte im eigenen Wagen zur Arbeitsstelle fährt und drei Viertel die Handschuhe bei der Arbeit nicht mehr ablegt.

Japan.

Der tiefste Eindruck, den Yokohama (450 000 Einwohner) weckt, ist die Bewunderung vor dem zähen Zukunftsglauben des japanischen Volkes, das

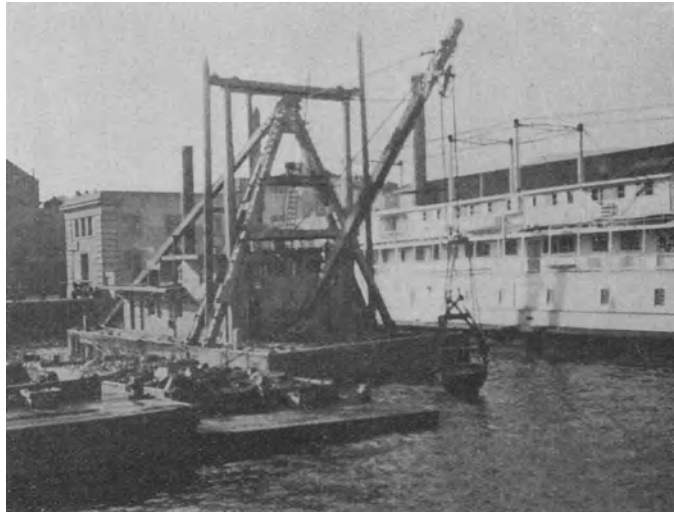


Abb. 116. Schwimmender Greiferbagger im Hafen von San Francisco.

trotz der immer wieder neu auftretenden Erdstöße den am 1. September 1923 von Grund auf zerstörten Hafen wieder aufgebaut hat. Auch die Yokohama-Asano-Schiffswerft, eine der größten Japans, ist wieder in Tätigkeit (Abb. 117).



Abb. 117. Yokohama: Asano-Schiffswerft, Hellingkrane.

Daß Japan die ihm durch die Kriegslage gebotenen Vorteile mit der diesem Volke eigenen Anpassungsfähigkeit geschickt ergriffen und bisher auch festgehalten hat, ist einer der hervorstechendsten Schiffahrtseindrücke meiner

Fahrt durch die asiatischen Häfen gewesen. Nicht nur im Mutterlande und Dairen (Russisch: Dalny), dem unter japanischer Verwaltung stehenden mandchurischen Hafen, sondern auch in den übrigen Küstenplätzen rings um den Stillen Ozean hat die Flagge der aufgehenden Sonne ihren Platz erobert. Namentlich die Küstenschiffahrt wird von kleinen und mittelgroßen Japanern beherrscht. Diesem Volke liegt die Schiffahrt — wahrscheinlich von Urzeiten her — im Blute. Obgleich sich unser „Jyo Maru“, ein alter kleiner Japaner, mit unseren deutschen Asienfahrern weder in der technischen noch in den Wohn-einrichtungen vergleichen kann, so muß doch ehrlich gestanden werden, daß der Japaner es blendend versteht, dem Reisenden den Aufenthalt angenehm zu

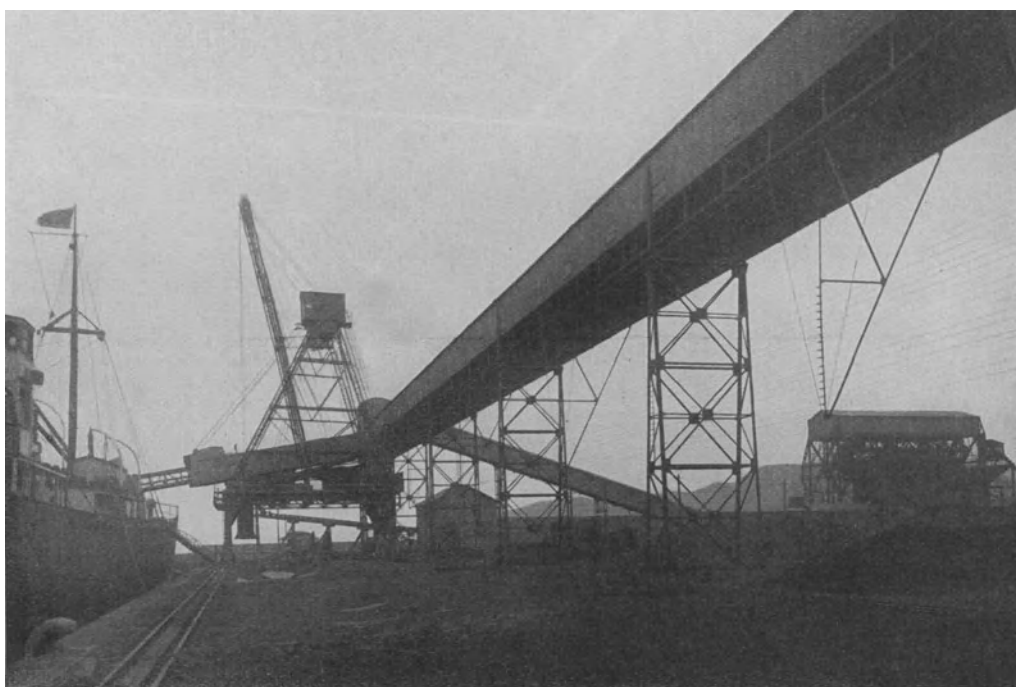


Abb. 118. Gesamtansicht „Schiffsbekohlungsanlage“ für Südmandschurische Eisenbahngesellschaft Dairen, Japan.

machen. Wir waren nur 16 Fahrgäste in der ersten Klasse, aus fünf Nationen zusammengewürfelt, aber mir und meinen beiden Begleitern begegnete der Kapitän und alle Offiziere mit keineswegs kriechender, ich möchte fast sagen herzlicher Aufmerksamkeit und verhältnismäßig großer Offenheit, so daß ich über Japan in diesen vierzehn Tagen viel erfuhr. Schon hier empfing ich den Eindruck, der sich später in China vertiefte, daß der Deutsche in Ostasien nicht mehr als Feind betrachtet, ja lieber gesehen wird, als alle anderen Europäer und besonders als die Nordamerikaner, wenn für letztere auch natürlich die geschickt und sehr großzügig betriebene Werbearbeit nicht ohne Erfolg bleibt, besonders durch Tausende von Missionaren, die mit der rechten Hand die Preisliste, mit der linken die Bibel propagieren. Deutlich fühlt man die tiefe Haßempfindung, die die Vereinigten Staaten durch ihre japanfeindliche Einwanderungspolitik erzeugt haben. Aber stärker werden die wirtschaftlichen

Kräfte und Hemmungen sein, um den Krieg hintanzuhalten, bis die politische Klärung Chinas zur Bildung neuer großer Machtgruppen führt. Die gegenwärtigen Unruhen, namentlich die Kämpfe zwischen Changtsolin und Wupeifu

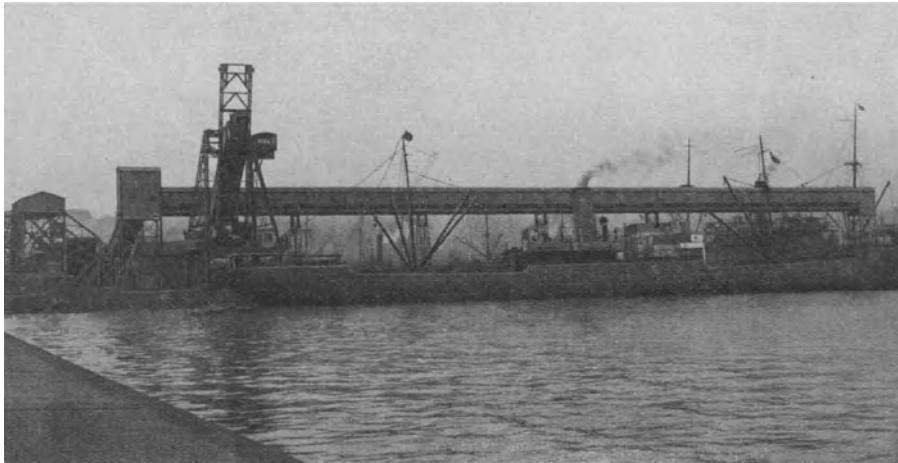


Abb. 119. Von Deutschland gelieferte Kohlenverladeanlage für Dairen (Korea). Gesamtanlage von der Wassenseite gesehen.

bekam ich in Korea und der Mandschurei, besonders in Mukden, im Kriegslager des von Japan unterstützten Changtsolins zu spüren; die Unruhe im Innern, die Unterbrechung der Eisenbahn und der Mangel an Sicherheit zwangen mich zu Kürzungen meiner Reisepläne.

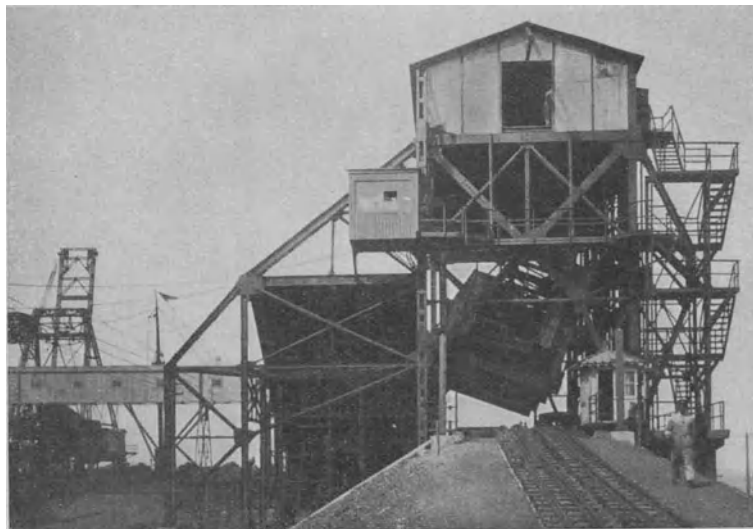


Abb. 120. 60-t-Waggon in Kippstellung von za. 70°.

Der chinesisch-japanische Hafen Dairen (380 000 Einwohner) hat einen sehr lebhaften Verkehr bekommen. Die Ausfuhr betrug 1924 4,5 Millionen Tonnen, die Einfuhr 1 Million Tonnen. Im Durchschnitt der letzten drei Jahre liefen 4250 Schiffe an. 3 Piers sind vorhanden, 2 geplant. 30 Speicher können 180 000

Tonnen aufnehmen. Große Ausfuhr von Sojabohnen und Sojaölkuchen. Die südmandschurische Eisenbahn hat hier soeben die erste große mechanische Kohlenverladebrücke aufgestellt, die von der Firma Bamag-Meguïn, A.-G., Berlin geliefert wurde (Abb. 118, 119). Sie ist mit einer Leistung von 1000 Tonnen die Stunde — also geradesoviel wie die in New Orleans — eine der größten der Welt. 60 km östlich von Mukden liegen die Fushon-Kohlengruben, die etwa 1 Milliarde Tonnen halten sollen. Die Kohle, die hauptsächlich nach dem Mutterland



Abb. 120 a. Schiffsbekohlungsanlage Dairen. Fahrbarer Verladeturm mit Teleskop-Förderband in Arbeitsstellung bei einer Schiffsbekohlungs.

Japan geht, kommt neuerdings mit 60-t-Wagen nach Dairen und soll hier mittelst dieser Anlage von der Bahn auf das Schiff umgeschlagen werden. Sie besteht nach Abb. 120 aus einer Wagenkipperanlage mit Schrägbahn und Windwerk zum Hinaufziehen des Eisenbahnwagens, b) dem Bunker von 180 t Inhalt, c) dem Schrägförderband mit Bandwagen, d) dem Längsförderband mit Abwurfwagen und e) dem fahrbaren Verladeturm mit teleskopischem Förderband und teleskopischer Schurre. (Abb. 120 a.) Das Windwerk zum Heraufholen der Eisenbahnwagen mit Hilfe eines aus der Versenkung auftauchenden Verschiebewagens wird durch einen 120-PS-Motor angetrieben. Der Betrieb ist so eingerichtet, daß der volle Eisenbahnwagen in den Kipper fährt, wenn die Platt-

form mit dem leeren sich gerade aufsetzt. Die Wiegentragkonstruktion besteht aus vier Winkeltragarmen, auf deren wagrechtem Teil eine Plattform mit Gleisen und Feststellvorrichtung sitzt. Am senkrechten Teil ist eine Wand an der unteren Plattform angeordnet, von dieser werden die Kohlen, die in der geneigten Stellung von 0° bis 135° aus dem Wagen herausfallen, aufgenommen und rutschen in den Vorratsbunker. Es können entweder ein 60-t- oder zwei 30-t-Wagen gleichzeitig gekippt werden. Das Windwerk für die Kipperwiege wird durch 2 Motore von zusammen 450 PS angetrieben. Heben, Entleeren und Senken dauert $1\frac{1}{2}$ Minute, das ganze Kippspiel mit Auffahren und Abfahren 2 Minuten.

Die vorhin gerühmte japanische Höflichkeit hinderte übrigens die Behörden nicht, mich unter der Firma eines Dolmetschers, sowohl in Japan wie in

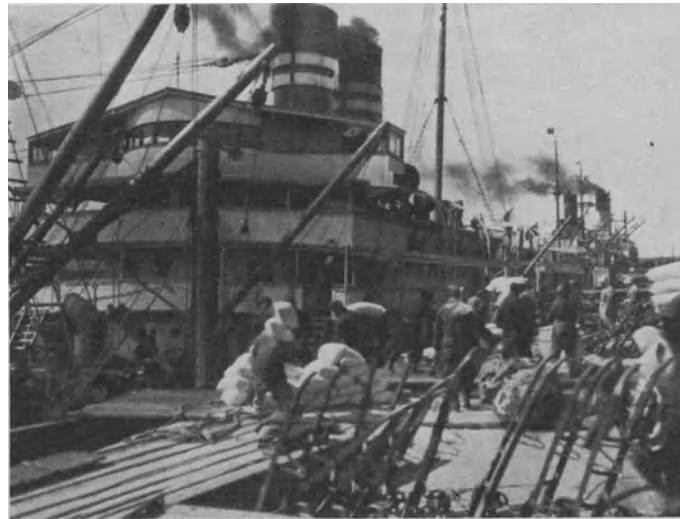


Abb. 121. Ein Japaner am Quai in Tsingtau.

Dairen durch einen Zivil- und einen Militärkommissar begleiten zu lassen, und mich, meinen Sekretär und den Filmoperateur einmal 3 und ein andermal 5 Stunden — allerdings bei Tee und Zigaretten — in Haft zu halten, mit dem Ergebnis, daß ich sowohl meine Bilder, wie meinen eigenmächtigerweise aufgenommenen Film behalten konnte!

Auch Tsingtau (40 000 Einwohner, davon ein Drittel Japaner, 550 Europäer), das die Japaner ja nach dem Abkommen von Washington den Chinesen zurückgeben mußten, wird im Hafengebilde von den Japanern beherrscht (Abb. 121). Ein chinesischer Kreuzer verließ gerade den Hafen, in dem früher das deutsche Kreuzergeschwader seinen Stützpunkt hatte. Von unseren Batterien sind nur noch traurige Reste vorhanden, da die Japaner auch das, was bei der Eroberung erhalten geblieben war, jetzt vor ihrem Abzug noch gesprengt haben. Von der großen deutschen Kolonie sind nur noch 150 Deutsche übriggeblieben, außer denen, die auf dem Friedhof in Reih und Glied zur letzten Ruhe gebettet sind. Die Hafenanlagen sind noch einigermaßen erhalten. Die Wassertiefe ist 10 m

bei M.N.W. Jährlich laufen etwa 1000 Schiffe an. Unter der Ausfuhr spielen Erdnüsse mit 130 000 t eine große Rolle.

Schanghai und Jangtsekiang.

In Schanghai, dem London Fernostens (900 000 Einwohner, davon 30 000 Europäer und 17 000 Japaner), häufen sich brennende Fragen der Seeschifffahrt,

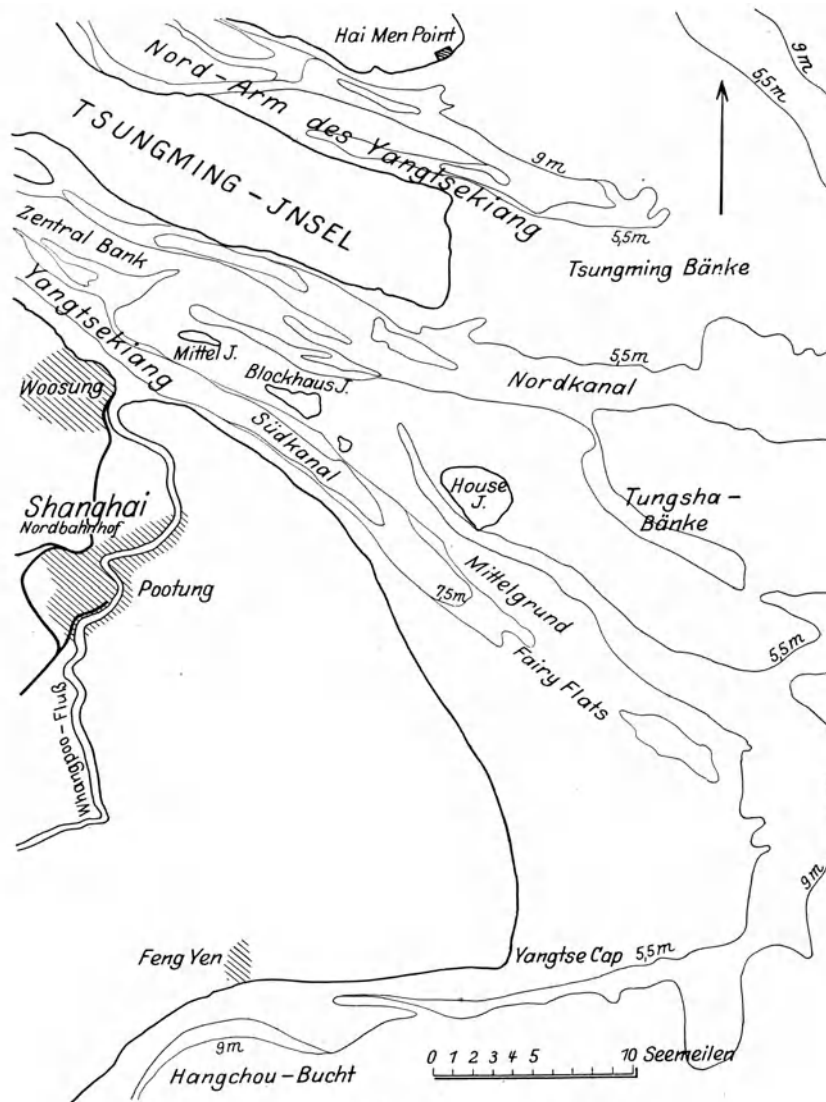


Abb. 121a. Die Ansteuerung von Schanghai.

des Hafenbetriebes und der Flußschifffahrt. Der 1905 gegründete Whangpoo Conservancy Board, eine von der chinesischen Regierung eingesetzte Behörde, der 22 ausländische Hafen- und Wasserbausachverständige angehören (die früheren deutschen Mitglieder sind jetzt durch Holländer ersetzt), versieht gleichzeitig die Aufgaben des Hafenamtes, da die Gründung einer Port-Autho- rity noch nicht durchgeführt ist. Ihm ist es in 20 Jahren gelungen, die durch die

dauernd vermehrten Sinkstoffe des Jangtsekiang Deltas entstehenden Schiffahrtshindernisse, wenn nicht zu beseitigen, so doch wenigstens sehr einzuschränken. Die dem Whangpoo, an dem Schanghai liegt — siehe die Abb. 121a, bei seiner Einmündung in den Jangtsekiang (= gelber Fluß) vorgelagerte äußere Barre ist von 5 auf 9 m vertieft worden, dementsprechend auch die übrigen inneren Barren. Die gebaggerte Rinne kann aber doch nur bei Flut und mit Hilfe eines Lotsen durchfahren werden, der den Schiffen weit auf See entgegenfährt. Wir mußten für das Lotsen der „Fulda“ über 1000 Mark bezahlen.

Die deutschen Schiffe, wie die meisten anderen, gehen auf dem Strom an die Boje, wenn eine frei ist. Unsere „Fulda“ mußte 20 Stunden auf die Flut (Nacht dazwischen!) und dann noch 6 Stunden auf das Freiwerden einer geeignet liegenden Boje warten. Merkwürdigerweise hat dieser Riesenhafen, dessen Verkehr

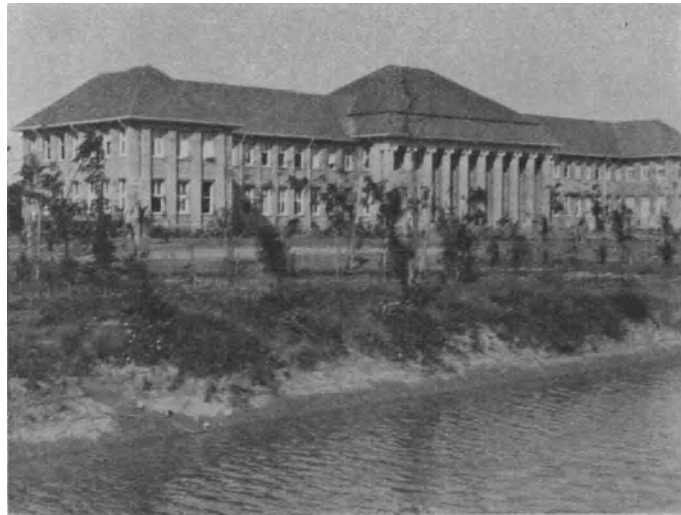


Abb. 122. Deutsche Technische Hochschule Tung Chi in Woosung. Das Lehrgebäude.

mit 30 Millionen Nettoregistertonnen unter den Welthäfen an fünfter Stelle steht, keine öffentlichen Kais. Die meisten Linien haben ihre eigenen Werftanlagen, natürlich auch die Japaner, die sich gerade einen neuen Speicher mit großer Kohlenverladebrücke bauen, und widersetzen sich deshalb der Regierung, die — im Einverständnis mit der deutschen Reederei — den Bau staatlicher Kaianlagen anstrebt.

In Woosung, wo wir auf die Boje warteten, besuchte ich die Tung-Chi-Hochschule für Ingenieurwesen und Medizin. Nachdem die alte deutsche Hochschule im Kriege von den Franzosen weggenommen worden war, hat die chinesische Regierung diese neue Hochschule, an der nur deutsche Lehrer wirken, in schönerer und größerer Form wieder erstehen lassen (Abb. 122 zeigt das Lehrgebäude) und damit der deutschen Wissenschaft eine aller Welt sichtbare Anerkennung ausgesprochen. Die Chinesen besuchen zuerst 5 Jahre eine Vorschule und dann 5 Jahre die gleichfalls hier angeschlossene Oberrealschule, so daß sie die deutsche Sprache genügend lernen, um den nur in Deutsch gehaltenen Vor-

trägen und Übungen — in besonderen Werkstätten — folgen zu können. Sie wohnen alle in den Nebengebäuden der Hochschule selbst, in denen auch die 20 Professoren ihr Heim gefunden haben.

Die Frage der Verbesserung der Schiffahrtsstraße nach Schanghai hat ihre endgültige Beantwortung noch immer nicht gefunden, da auch die Gutachten der 1921 befragten Internationalen Sachverständigenkommission nicht einheitlich waren. Es handelt sich vor allem um die Entscheidung — siehe Karte Abb. 121 a —, ob man den Whangpoofluß durch einen Kanal mit der Hangchoubucht im Süden verbinden und so eine künstliche, von der Versandung des Jangtsedeltas unabhängige Zufahrtsstraße schaffen, oder ob man den begonnenen Weg, Überwindung der Barren durch Baggerung, weiter verfolgen soll.

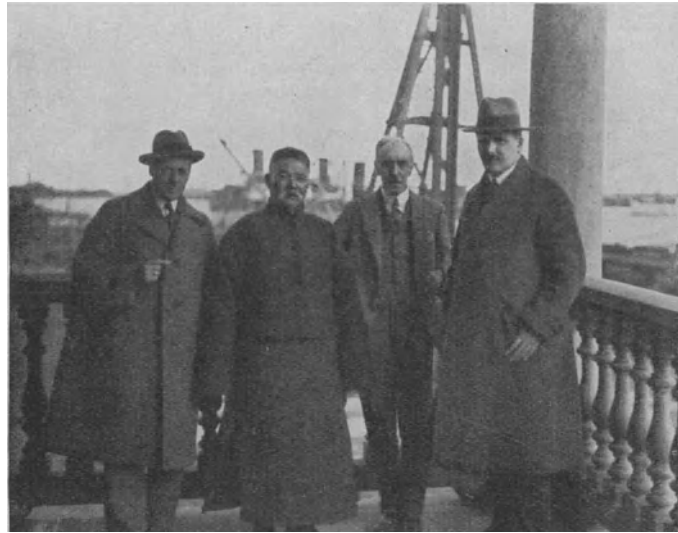


Abb. 123. Mit den Direktoren der Kiangnan-Werft in Schanghai.

Entschließt man sich wegen der großen Kosten und des Zeitverlustes und anderer Nachteile, die der Kanal bedingt, zu dem zweiten Weg, so ist noch unentschieden, ob die Aufrechterhaltung einer Fahrrinne von 10 m Tiefe durch Anlage von zwei langen Molen oder durch ständige Baggerarbeit bewirkt werden soll. Im ersteren Falle, der also dem z. B. bei Rio Grande do Sul mit Erfolg beschrittenen Weg ähnelt, besteht die Schwierigkeit, die erforderlichen rund 200 000 000 Mark aufzubringen; dagegen erfordert die Baggerarbeit mit zwei ganz großen Baggern nur etwa 2 Millionen Mark jährlich. Es scheint deshalb, obwohl bei Berücksichtigung der für die Schiffahrt zu gewinnenden Ersparnisse an Zeit und Lotsengebühren die Kosten des Molenbaus wirtschaftlich vertretbar erscheinen, bei der ständigen Baggerarbeit bleiben zu sollen.

Besonders wertvolle Aufschlüsse über die See- und Flußschiffahrtsverhältnisse verdanke ich der Generalagentur des Norddeutschen Lloyd Melchers & Co. (Dr. Korff, von dem auch die Bilder vom oberen Jangtse stammen) und dem hilfsbereiten Chef des Whangpoo Board von Heidenstam, die mich

durch die Hafen- und Werftanlagen führten. Auf der chinesischen Schiffswerft Kiangnan Dock and Engeneering Works — zugleich Arsenal —, neben der es noch fünf andere verschiedener Größen gibt, zeigten mir der Präsident, Vize-

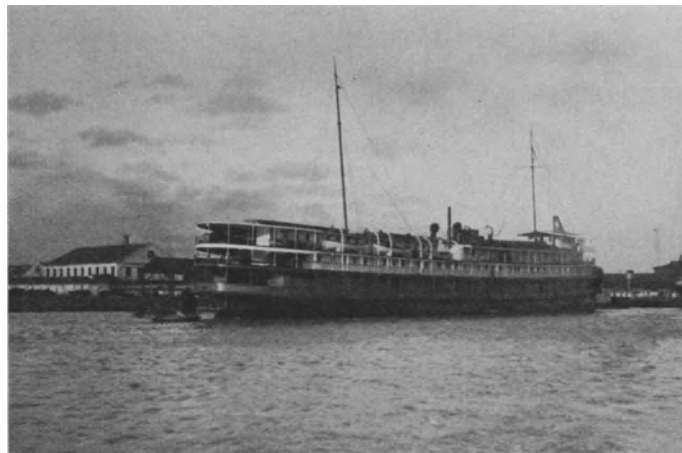


Abb. 124. Älterer großer Flußdampfer vom Jangtse (Schornstein herausgenommen).

admiral Kuang, der schottische Chefingenieur Maughan und der holländische Hafendirektor Bryhm (Abb. 123) die zwei Trockendocks und verschiedene Typen von Flußdampfern.

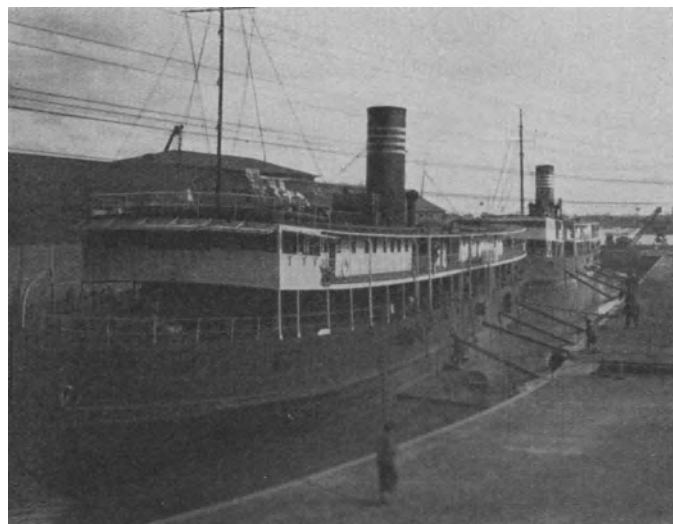


Abb. 125. Neuere japanische Flußdampfer im Dock auf der Kiangan-Werft.

Einen älteren, sehr großen zeigt Abb. 124 (aus dem der Schornstein gerade herausgenommen ist), zwei flachgehende neuere japanische Flußdampfer im Dock Abb. 125.

Abb. 126 bringt die Pläne des ganz flachgehenden Dampfers „Loongmow“, der von der Kiangnan-Werft für den oberen Jangtse 1921 gebaut wurde. Die

Länge über alles beträgt 62,4 m, in der Wasserlinie 58,2 m, die Breite 9,5 m, Seitenhöhe 3 m, der Tiefgang beladen 2,25—2,45 m. Dieses Schiff und seine Schwesterschiffe sind für die Fahrt in der Gebirgstrecke zwischen Jchang und Chungking in der Provinz Szechuan gebaut (vgl. die Karte Abb. 144 auf Seite 97).

Der Jangtsekiang erschließt das Hinterland von Schanghai — 55% der Übersee-Einfuhr geht auf ihm weiter, davon 19% nach Hankow und 13% noch weiter aufwärts — und sein Oberlauf bildet den Hauptverkehrsweg zwischen

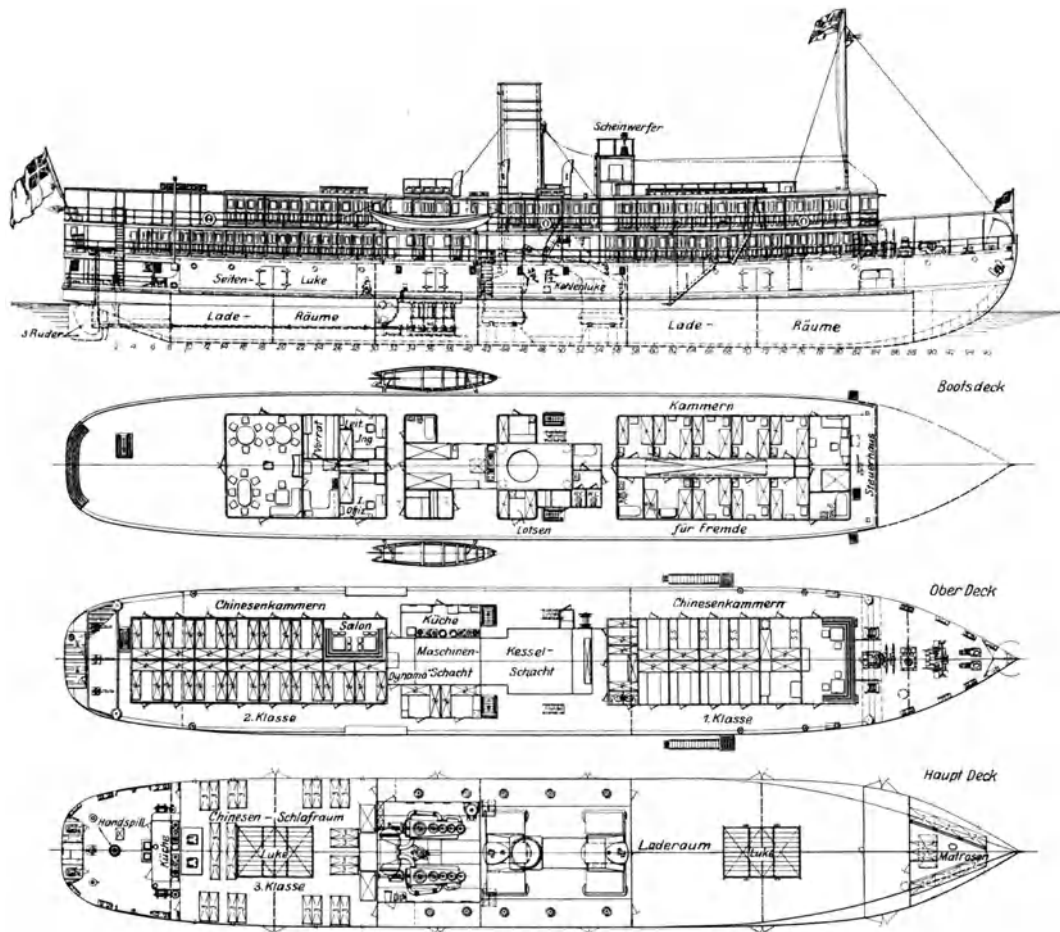


Abb. 126. Ganz flachgehender Dampfer „Loongmow“ für den oberen Jangtse.

der reichen Provinz Szechuan und Mittelchina. Während der Warenverkehr zwischen Jchang und Chungking in früherer Zeit nur durch Frachtdschunken vermittelt wurde, wird gegenwärtig bereits ein sehr erheblicher Teil dieses Verkehrs durch Dampfschiffe befördert, die zur Zeit des hohen Wasserstandes den Fluß westlich von Chungking bis Suifu und von dort den Minfluß bis nach Kia-ting hinauf befahren können.

In Szechuan sind bisher nur zwei Häfen dem fremden Handel geöffnet worden: Chungking und der halbwegs zwischen Chungking und Jchang gelegene Hafen Wanshien. Letzterer Platz, eine Stadt von etwa 30 000 Einwohnern, wurde mit Rücksicht auf den Dampfschiffsverkehr im Jahre 1917 zollamtlich

geöffnet, d. h. es wurde dort ein Seezollzweigamt errichtet, das dem Seezollamt in Chungking untersteht. Fremde Kaufleute haben dort das Recht der dauernden Niederlassung wie in den geöffneten Häfen Chinas. Wanshien ist Hauptverschiffungshafen für Holzöl.

Der Gesamthandel des Hafens Chungking hatte von 1913 bis 1922 sich nach dem Wert der Waren verdoppelt und ist 1923 und 1924 noch erheblich weiter gestiegen.

An der Dampfschiffahrt auf dem oberen Jangtse sind zur Zeit außer chinesischen Fahrzeugen England, Amerika und Japan beteiligt. Die in der Seezoll-



Abb. 127. Creek bei Wuhu am Jangtse.

statistik unter der französischen Flagge aufgeführten Klarierungen beziehen sich auf Dampfschiffe chinesischer Gesellschaften, die ihre Schiffe in Anbetracht der hier herrschenden unruhigen Verhältnisse unter französischem Schutz gestellt haben. Aus dem gleichen Grunde führen zwei chinesische Schiffe die italienische Flagge.

Das erste Dampfschiff ist im Jahre 1909 auf dem oberen Jangtse erschienen. Von 1909 bis 1913 war dieses ein Schiff das einzige moderne Verkehrsmittel auf dem Jangtse oberhalb von Jchang. Im Jahre 1914 kamen einige weitere Dampfschiffe hinzu. Vom Jahre 1919 ab ist die Zahl der hier verkehrenden Schiffe in ständigem Wachsen begriffen und hat sich in den letzten 5 Jahren verdreifacht, ihr Tonnengehalt verfünffacht.

Die Entfernungen von Schanghai sind bis Nanking 212, bis Jchang 1050 Meilen = 1860 km von Schanghai (also zweimal so weit wie von Rotterdam bis

Basel), bis Hankow 660 Seemeilen. Die von zahlreichen Stromschnellen — Jangtse-Gorges — mit sehr starker Strömung (bis zu 4 m je Sekunde) unterbrochene Strecke von Jchang bis Chungking ist 390 Meilen lang. Die schiff-



Abb. 128. Jchang am Jangtse. Ein Hankow-Dampfer mit Sampions.

fahrtstechnischen Schwierigkeiten dieser Strecke zeigen die Abb. 127, bis 128. Dann geht die Schifffahrt — bei hohem Wasserstand — noch über Siangtau bis Changteh 480 Meilen. Der „gelbe Fluß“ ist also auf 2800 km

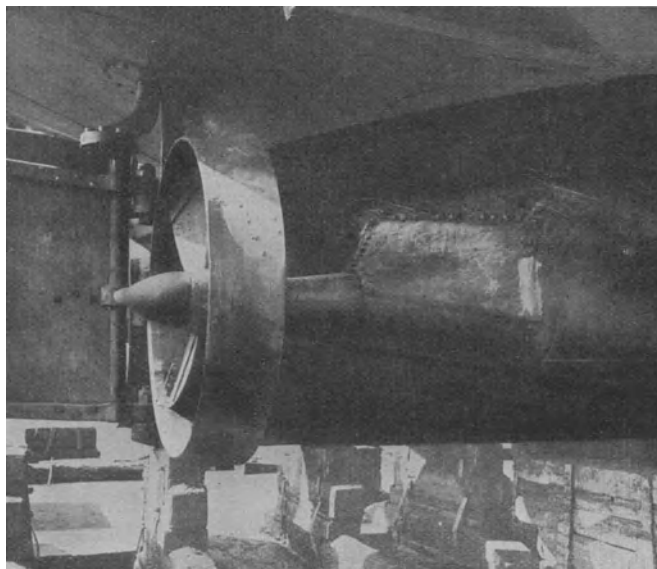


Abb. 129. Schraube, wie sie zeitweise für die Dampfer auf dem oberen Jangtsekiang verwendet wurde.

schiffbar und im ganzen mit 5300 km eine der längsten Binnenwasserstraßen der Welt — neben dem Nil (6500 km), Mississippi-Missouri (7000 km), Amazonas (5500 km), Parana (4000 km) und Hoangho (4000 km) — und des Schweißes der

Edlen — also der Schiffbauer — wert. Tatsächlich sind auch nach allerlei Versuchen — unter anderem zum Beispiel auch der hier abgebildeten Schraubensform (Abb. 129) — im Bau und Antrieb Fortschritte zu verzeichnen. Der größte auf dem Jangtse fahrende Dampfer hat bei 102 m Länge, 14,3 m Breite und 3,6 m Tiefgang 3200 t Verdrängung und läuft mit 3300 PS, 16,5 Knoten. Von englischen Flußkanonenbooten sind zur Zeit sechs auf der Kiangnan-Werft im Bau. Sie haben bei einer Länge von 45,7 m, Breite 8,2 m und 2,4 m Tiefgang 380 t Verdrängung und laufen in ruhigem Wasser 16 Knoten. Für diese Bauten bezieht die Werft übrigens ihre Gußstücke von den Wou Ching Iron and Steel Works in Pootung (gegenüber Schanghai). Dieses Werk, 1922 bis 1924 erbaut, ist seit 1925 unter deutscher Leitung in Betrieb. Ein Viertel des Kapitals ist deutsch. Die Erzeugung von 600 bis 800 t monatlich entspricht

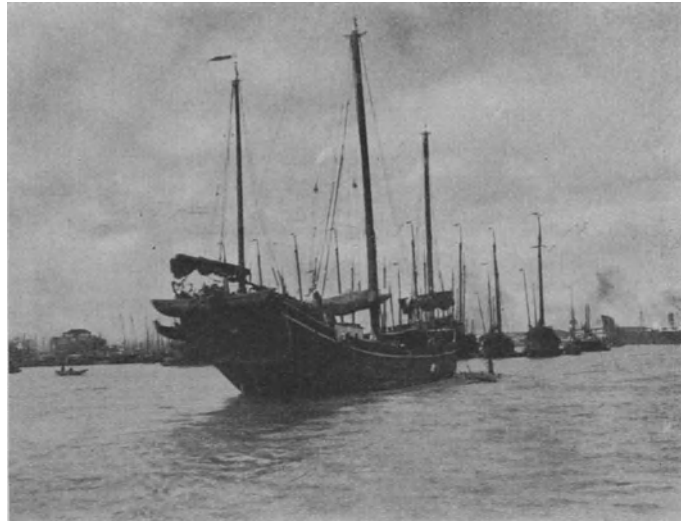


Abb. 130. Neuer Dschunkentyp.

allerdings nur der täglichen europäischer Werke. Das Erz ist billiger als an der Ruhr, aber der Koks doppelt so teuer und enthält viel mehr Asche. Man kauft jetzt indisches Roheisen für 90 Mark/Tonne, ein Preis, für den es in China heute bei den Facharbeiterlöhnen von 3 Mark/Tag, nicht hergestellt werden kann.

Neben den Dampf- und Motorschiffen liegt aber für die Binnenschifffahrt das Schwergewicht in der Dschunke. Sie wird bis zur Größe von 400 t Verdrängung, in der Regel aber von etwa 200 t, in verschiedener Form gebaut. Abb. 130 ist der neue, schlankere Dschunkentyp, der sich auch zum Einbau eines Dieselmotors besser eignet als der ältere, bei dem die Einbauarbeiten ziemlich kostspielig sind. Die Deutzmotoren, die hier durch die große Firma Han Young vertreten sind, haben sich auf einigen gut bewährt. Besser aber bürgern sich eigentliche Dieselschiffe ein. Zur Zeit sind 6 Boote mit je 200 PS kompressorlosen Dieselmotoren und 10 kleinere im Bau. Auch ein chinesisches Postschiff, „Youngning“, mit Tunnelheck; bei 1,4 m Tiefgang, mit 3 Schrauben und 3 Rudern überwindet es die Stromschnellen. Auch die kompressorlosen

Maschinen der Motorenwerke Mannheim, die durch das große Hamburger Haus Jebsen & Jessen hier vertreten werden, nehmen es mit dem ausländischen Wettbewerb erfolgreich auf. Bislang beherrschte aber der „Homo“-Viertaktmotor, das Feld. Abb. 131 zeigt der Dschunken mastenreichen Wald in Wuhu.

Die Frage des Binnenschiffahrtsbetriebs wird hier wie auf den Strömen Südamerikas aufgerollt. Gegenüber dem in Europa und Nordamerika vorherrschenden Schleppbetrieb zeigt der Jangtsekiang wie das La-Plata-System vorwiegend den Selbstfahrer. Wenn man nun für Südamerika die Frage im allgemeinen zugunsten des Schleppbetriebes entscheiden konnte, muß für die asiatische Binnenschiffahrt die Untersuchung von den Selbstkosten ausgehen, weil die Beförderung der mit Chinesen bemannten Dschunken bei den niedrigen Lebenshaltungskosten so billig ist, daß ihre Schiffahrtskosten gegen die der



Abb. 131. Wuhu, am Jangtse: Dschunkenhafen.

Schlepper genau abgewogen werden müssen. Dabei sind die größere Geschwindigkeit, die bessere Ausnutzung des Schiffsraums, die größere Pünktlichkeit wegen der Unabhängigkeit vom Wind und andererseits die Kosten des Brennstoffs in Rechnung zu setzen. Im Hafenbetrieb sah ich aber schon einige geschleppte Leichter. Abb. 132 ist ein Blick auf einen der belebten Seitenkanäle (creek) in Schanghai.

Allgemein aber ist hier wie in den anderen Seehäfen und auf den Flüssen die Dschunke das Beförderungsmittel. Dabei zeigen die Fahrzeuge erhebliche Unterschiede in Größe, Form und Besegelung. Auf dem Min-ho, den wir bis Pagoda-Anchorage hinauffahren, um eine Teeladung von Futschau zu nehmen, verkehren meist kleinere. Abb. 133 zeigt eine typische Heckkonstruktion der kleineren Dschunken, die von den Frauen, die vielfach das Schiffer- und Schiffbauergeschäft in Händen haben, oft während der Ebbe überholt werden. Die Ansteuerung Futschaus ist ebenso schwierig und zeitraubend wie bei Schanghai. Auch hier kann die Barre nur bei Flut passiert werden, und



Abb. 132. Binnenhafen von Singapur.

auch auf dem Minfluß reicht die Fahrwassertiefe für Seedampfer nur bei Flut bis Pagoda-Anchorage. Von da bis Futschau beträgt die Tiefe nur 4 m bei Niedrigwasser. Futschau (600 000 Einwohner) ist der größte Teeausfuhrplatz.

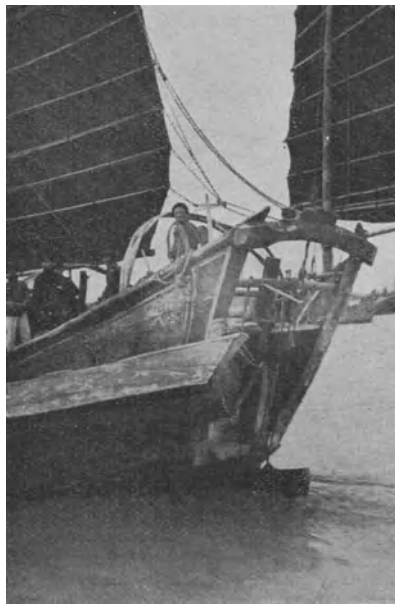


Abb. 133. Heck einer Dschunke vom Min-ho (bei Futschan).

Außer einer deutschen Firma (Siemssen) liegt der Handel in Händen von 6 englischen; die Teeplantagen gehören meist Kantonesen.

Schanghai ist das Einfallstor für Mittelchina. Nordchina fehlt verkehrsgemäßig die Einheitlichkeit, weil es keinen Hafen an einem das Hinterland

erfassenden Strom hat. Hier ringen Tsingtao, Tientsin und Dairen um die Vorherrschaft. Aber Südchina steht ganz unter dem Stern von Kanton. Sein Kampf um die wirtschaftliche Freiheit, die es so erfolgreich mit der englischen Kronkolonie führt, wird diese Stellung noch mehr stärken.

Hongkong, früher im Hafenverkehr noch über Schanghai stehend — 300 Schiffe gleichzeitig im Hafen waren keine Seltenheit —, wird an Zweckmäßigkeit und Schönheit nur von wenigen übertroffen. Jetzt lagen kaum 30 dort. Was kostet England die Unterstützung der Firmen, die durch den Boykott, den Kanton gegen alle englischen Schiffe durchführt, im Lebensnerv getroffen sind?

Was Hongkong einbüßt, ist um so empfindlicher, als es auch seine militärische Stellung am Stillen Ozean an Singapur abgetreten hat, wo England seinen



Abb. 134. Manila: Schiffstypen im Flußhafen.

stärksten Flottenstützpunkt in Bau genommen hat. Die Bedrohung mit Zucht- haus und Stockschlägen! verhinderte hier das Photographieren.

In Manila streckt der Yankee seinen wachsamen Fühler bis in die tiefste Ecke des „Meeres der Entscheidungen“ aus, das er von seiner Feste in Honolulu (Hawaii) zu beherrschen glaubt. Wirtschaftlich ist Japan auch hier noch sein Gegenspieler. Die — wenn auch lose und vielleicht bald aufgehobene — Zugehörigkeit der Philippinen zu dem reichsten Staate schafft auch in Manila Fortschritte. Die neue, im Vergleich zur alten spanischen Festungsstadt langweilige Amerikanerstadt baut großartige Piers. Viel Leben herrscht im See- und Flußhafen (Abb. 134); desgleichen in der Küstenschiffahrt der Filippinos und Malaien (Abb. 135).

Friedliche Arbeit grünt in dem Paradies von Niederländisch-Indien. Sumatra, das Dorado des Tabakdeckblattes, betraten wir in Belawan, dem Hafen von Medan-Deli. Hier wie in Colombo (Ceylon) verkörpert die angesehenste deutsche Firma — Güntzel & Schumacher (Herr Dollmann) — zu-

gleich die Vertretung des Deutschen Reiches und des Norddeutschen Lloyd. Abb. 136 zeigt den Hafen — links bemerkenswerte Eisenbeton-Pfahlgründung.



Abb. 135. Manila: Philippinen-Boote und Flöße der Filippinos und Malayen.

Holländische Sauberkeit und Tüchtigkeit, stark von deutschen Elementen befruchtet, macht den Aufenthalt auf diesen wirklich gesegneten Inseln sehr angenehm.



Abb. 136. Sumatra: Hafen von Belawan (Medan-Deli).

Nun trug uns unsere „Fulda“, Abb. 137, das neue 9500-Bruttoregistertonnen-Motorschiff des Norddeutschen Lloyd, nach Ostindien. Auf der langen Reise von Yokohama ab konnten die Sulzer-Motoren ihre Zuverlässigkeit beweisen. Nicht eine Panne störte trotz Sturm und Eile — wir hatten meistens ein Etmal von über 300 Seemeilen — den Betrieb des bis, ja eigentlich über den letzten Platz besetzten Schiffes. Die Einrichtung dieser Schiffe mit Kajüt- und Mittel-

klasse fand nicht nur bei den Deutschen — unter ihnen der frühere Herzog von Anhalt — vollste Gegenliebe. Nicht weniger als 7 Nationen vereinigten sich in den gemütlichen Räumen, sogar Engländer und ein Standard-Oil-Magnat

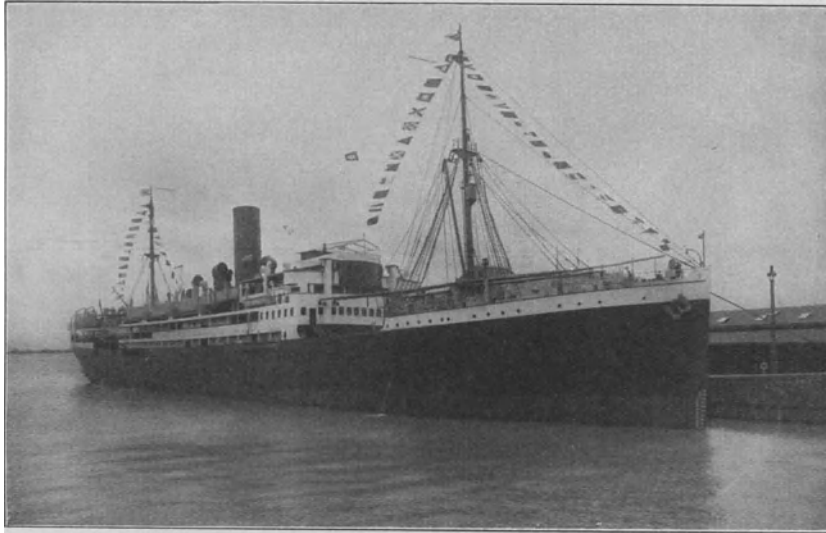


Abb. 137. Motorschiff „Fulda“, 9500 BRT, des Norddeutschen Lloyd.

zogen das deutsche den eigenen Schiffen vor. Die beiden Motoren, je 3000 EPS, ließen die Vorteile des Zweitakt ins Licht treten. Das System der Hilfsmaschinen für alle Zwecke, besonders den Ruderantrieb, die Sicherheitseinrichtungen und



Abb. 138. Colombo: Hafen, Teilansicht von Ausschachtungsarbeiten.

der Fortfall der Ruß- und Kohlenübernahmebelastungen wurden höchst dankbar verbucht.

Colombo goß den höchsten Glanz indischer Sonne und Vielfarbigkeit auf das bunte Mosaik meiner Reisebilder. Im Hafen (Abb. 138), der gleichfalls die

Vielgestaltigkeit der Schifffahrt des Indischen Ozeans widerspiegelt, sind größere Arbeiten im Gange. Von den eigenartigen Bedingungen der Binnenschifffahrt, die auf Ceylon eine nicht unbedeutende Rolle spielt, gibt Abb. 139 eine Vor-



Abb. 139. Flußschifffahrt auf Ceylon.

stellung; die nächsten Bilder 140/141 habe ich auf einer nur von Hindus betriebenen Schiffswerft aufgenommen, auf der die Schiffe noch mit gewachsenen Spanten gebaut werden.



Abb. 140. Colombo: Schiffswerft der Eingeborenen.

Ich muß mich nun kurz fassen: Im berühmten Roten Meere wurde die Temperatur gegenüber der Höllenglut des Indischen Ozeans, der auch mehrmalige tägliche Schwimmbäder in unserem Badesack keine Linderung brachte, kühl empfunden.

Port Sudan (Abb. 142) läßt die Bedeutung erkennen, die England seinen Baumwollhoffnungen im oberen Niltal schenkt. Die Araber hoffen auf baldiges Wiedererscheinen deutscher Schiffe und Waren.

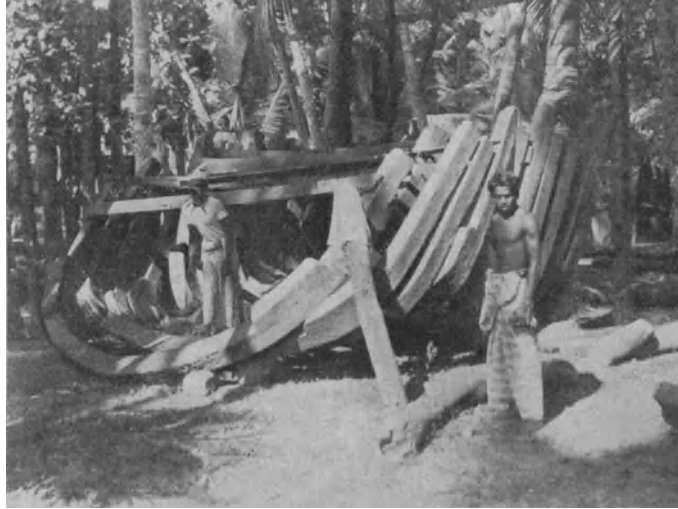


Abb. 141. Gewachsene Spanten auf der Colombo, Ceylon-Schiffswerft.

Im Suezkanal wird die allerdings sehr notwendige Verbreiterung von einer Flotte von Eimerketten- und Greifbaggern gefördert. Port Saids Hafen umtobte uns mit dem Nachtbetrieb dieses einzigartigen Schiffahrtskara-

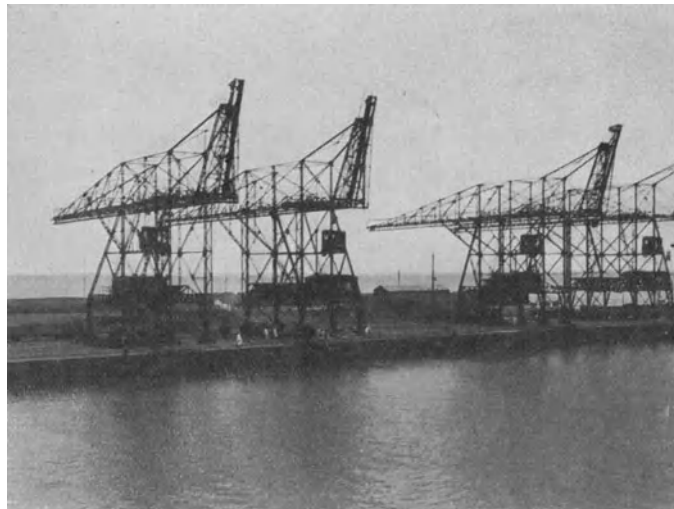


Abb. 142. Port Sudan (Rotes Meer): Neue Hafen-Kohlenbrücken.

wansereis. Durch die Straße von Messina ging's, am Ätna und Stromboli und Elba vorüber, dem schön aufragenden Hafen Genua entgegen. Der Enge der Natur wurde durch zwei neue Molen ein geräumigerer Schiffsliegeplatz, in dem allerdings die meisten noch immer mit dem Bug an der Mole liegen müssen, ab-

gerungen. 8 Tage widmete ich mich dann noch dem Studium der ältesten und neuesten Binnenschiffahrtseinrichtungen Italiens (Abb. 143).

Ich danke Ihnen sehr für die Aufmerksamkeit, mit der Sie mich auf der Rundreise begleitet haben. Was ich hier von meinen Eindrücken erzählen konnte, mußte sehr kurz gefaßt werden; denn die 80 000 km, die ich in diesem einen Jahr zurückgelegt habe, und die über 100 Städte, in denen ich 75 Häfen, 45 Werften, viele andere Fabrikanlagen und hunderte von Schiffen besichtigt habe, lassen sich in dem hier gegebenen engen Rahmen nur auszugs- und andeutungsweise darstellen. Kurz fasse ich deshalb das zusammen, was ich im Hinblick auf die uns hier in diesem Kreise näher angehenden Arbeitsgebiete als Ergebnis der Reise ansehen möchte.



Abb. 143. Torre del Mangano: 2 Schuten werden aus dem geöffneten Oberhaupt der 450 Jahre alten Schleuse herausgetreidelt.

Der Schiffbau macht auf der ganzen Erde eine schwere Krise durch. Besondere neue technische Fortschritte sind deshalb auch aus Nordamerika kaum zu melden. Immerhin enthielt die Besichtigung der dortigen großen und vorzüglichen Werften für mich selbst manche Anregungen; besonders wertvolle betreffs des Baues und Betriebes der Häfen.

Hoffnungsvoller kann man die Aussichten der Schiffbauindustrie in Südamerika und Ostasien beurteilen. Der Bedarf an Verkehrsmitteln kann den deutschen Werften namhafte Aufträge zuführen, insbesondere auch für Dampfmaschinen, Kessel und Dieselmotore. Voraussetzung ist, daß unter den Verkehrsmitteln, nach denen die frisch aufblühende Volkswirtschaft Südamerikas schreit, der nasse Verkehr die Rolle übernimmt, die ihm meiner Ansicht nach auf Grund der günstigen, oben nachgewiesenen natürlichen Vorbedingungen, zukommt. Dafür ist Bedingung Verbesserung des Schiffahrtsbetriebes, nämlich: 1. durch Erneuerung des technischen Standes der Binnenflotte, 2. durch Einführung einer neuzeitlichen Betriebsform (Schleppbetrieb),

3. durch Verbesserung der Hafen- und Umschlagseinrichtungen und 4. — eigentlich könnte man ebensogut sagen 1. — durch die Regelung der Schiffahrtsverhältnisse bzw. Schiffbarmachung der natürlichen Wasserstraßen. An dieser letzten Frage sind, wie man sieht, nicht nur die Wasserbauer, und da es ja ohne die nicht geht, auch die Turbinen- und Elektrizitätsindustrie, sondern mittelbar ebenso der Schiffbau und die Reederei beteiligt.

Der ganze, im ersten Teil meines Vortrags umrissene, in seiner Riesenauswirkung fast phantastisch anmutende Arbeitsplan rückt nun infolge gewisser

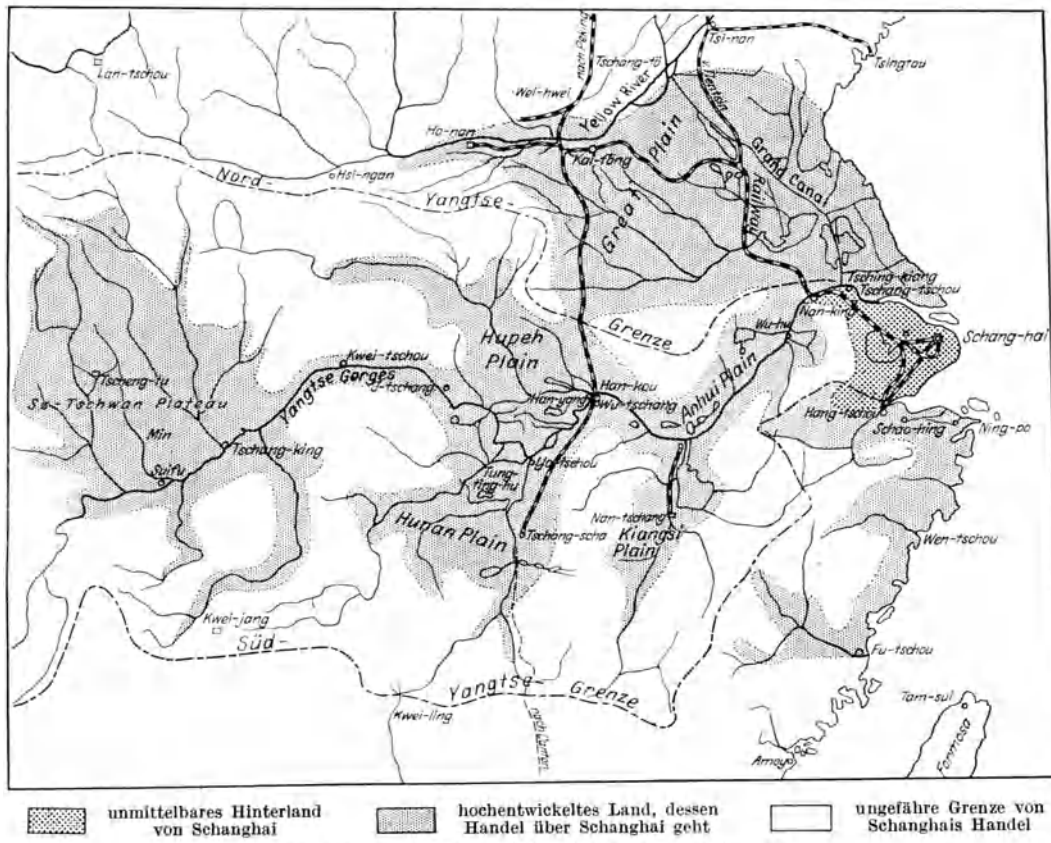


Abb. 144. Der Yangtse und das Hinterland von Schanghai.

Zusammenhänge aus der Sphäre der Zukunftsmusik auf den Boden der Wirklichkeit. Es bietet sich nämlich ein neuer Weg, die Kosten des Aufstaus von Flüssen, insbesondere der Wasserbauten, bei der Anlage von Wasserkraftwerken bedeutend herabzusetzen. Diese neue Lösung, das Ergebnis jahrelanger Vorarbeiten, läßt sich aber bei der Kürze der Zeit hier nicht auseinandersetzen. Ich verweise deshalb auf die demnächst darüber erscheinenden Veröffentlichungen, z. B. in der Zeitschrift: „Werft — Reederei — Hafen“.

Dieses System wird voraussichtlich auch für die deutschen Wasserbaupläne Bedeutung haben. Es wird aber, was uns nun im Rahmen dieses Vortrages besonders angeht, erst die Möglichkeit bieten, den Ausbau der Wasserstraßen im Überseeausland, der infolge der geringen Bevölkerungs- und

Verkehrsdichte bei den bisherigen hohen Kosten der Wasserkraftwerke in weite Ferne rückte, in den Bereich der baldigen Verwirklichung zu ziehen. So werden wir hoffen können, für die deutsche Wissenschaft und die deutsche Industrie der verschiedensten Arbeitsgebiete neue, zur Zeit ja besonders erwünschte Betätigungsfelder im Auslande zu schaffen. Wenn in der Linie dieser Gedankengänge meine Auslandstudien zur Förderung der deutschen Wirtschaft, insbesondere auch des Schiffbaues und der Schifffahrt ein wenig beitragen können, werde ich für die Mühen und Sorgen meiner Reise entschädigt sein.

Erörterung.

Herr Marinebaurat a. D. Schulthes (Berlin):

Eure Exzellenzen! Meine Herren! Der Herr Vortragende hat schon selbst erwähnt, daß er aus seinen Erfahrungen in Nordamerika in bezug auf die Technik nichts wesentlich Neues bringen könne, wenigstens nichts, was hervorragend über dasjenige emporragt, was wir selber in Deutschland schon leisten. Er erwähnte aber doch an einer Stelle ein Motorschiff mit zwei je 15 000-PS-Motoren. Wir haben in Deutschland ein Schiff mit so starken Motoreinheiten noch nicht bauen können. Zwar hat die Kruppsche Germaniawerft einen Motor von derselben Leistung dadurch vorbereitet, daß sie einen Zylinder mit 1800 Pferden durch-

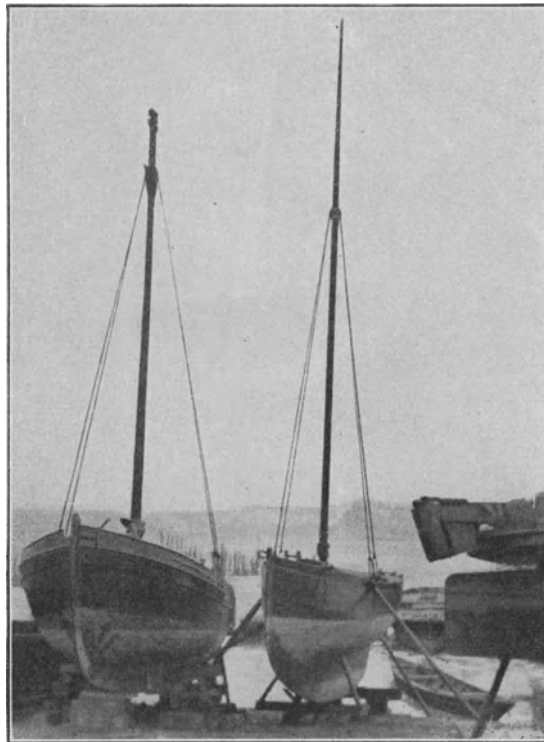


Abb. 1.

gearbeitet und in Dauerproben vollkommen durchprobiert hat, und Blohm & Voß hat in Hamburg Ähnliches durchgeführt und sogar an Land in der elektrischen Zentrale der Hamburger Elektrizitätswerke einen großen 15 000-PS-Motor aufgestellt. Aber wie ich schon sagte: ein solches Schiff zu bauen ist uns leider noch nicht vergönnt worden. Daher wird es sehr wünschenswert sein, daß uns der Herr Vortragende noch einige genauere Zahlen über diese Motoren angibt, die viele von uns interessieren werden.

Weiter hat der Herr Vortragende Kanäle erwähnt, und zwar ist auch von privatwirtschaftlichen Kanälen die Rede. Daraus ist zu schließen, daß es in Amerika Kanäle gibt, die sich einschließlich Verzinsung und Amortisation rentieren? Das ist bei uns in Deutschland bisher wohl noch nie der Fall gewesen und wird auch wohl leider kaum zu erwarten sein.

Ferner möchte ich auf die Eisenbahnfähren eingehen, die der Herr Vortragende als sehr praktisch hervorhebt. Wir in Deutschland dürfen gut tun, bei unserem großen Wasserstraßennetz dieser Frage auch etwas mehr Aufmerksamkeit zu widmen, und ich bin der Meinung, daß auch bei uns auf diesem Gebiet recht viele Vorteile durch erfolgreiche Anwendung von Eisenbahnfähren erzielt werden können.

Besonders interessant waren auch die Bilder, die der Herr Vortragende aus der Binnenschiffahrt zeigte. Naturgemäß ist die Binnenschiffahrt mit ihren merkwürdigen vielseitigen Schiffstypen viel interessanter, als es meistens die Seeschiffahrt ist, und Bilder, wie sie uns z. B. von dem Heck der alten Dschunke und von Ceylon gebracht sind, lassen merkwürdige Phantasien an unserem Auge vorüberziehen. Auch das Bild von dem Stapellauf, bei dem das Schiff sozusagen ins Wasser fällt, hat etwas Groteskes, Komisches an sich. Derartige groteske Erscheinungen findet man aber nicht nur in Asien und Amerika, sondern auch in Europa. Ich habe z. B. vor vielen Jahren auf der Wolga einen kleinen Lastkahn gesehen, der dadurch eine Merkwürdigkeit war, für nur 7 Rubel, nach dem hiesigen Gelde also für ca. 20 Mark, fix und fertig aus Holz hergestellt zu sein, und der immerhin eine solche Leistungsfähigkeit hatte, daß man 12 bis 15 Tonnen Last damit fahren konnte.

Groteske Erscheinungen im Schiffbau finden wir aber auch bei uns in Deutschland. Ich möchte Ihnen das an vorstehendem Bilde zeigen. (Abb. 1.)

Sie sehen hier nebeneinandergestellt zwei Segelyachten, die allerdings schon ziemlich alt sind. Man kann diese eigenartigen Gegensätze mit den Wirkungen vergleichen, die die beiden Kinoschauspieler Pat und Patachon durch ihre Verschiedenheit der Figuren erreichen. Diese Yachten sind vor Jahren als Studentenkutter auf der Ostsee und Nordsee viel herumgefahren und haben damals eine gewisse Berühmtheit erlangt. Ich bringe das Bild hier, um den Herrn Vortragenden anzuregen, aus seinen 2000 Bildern einmal eine Zusammenstellung der grotesken und ähnlichen schiffbaulichen Erscheinungen zu machen.

Wenn auch unsere schiffbautechnische Wissenschaft, weil sie es mit dem Wasser zu tun hat, eine feuchte Angelegenheit ist, so ist sie doch häufig eine sehr trockene Wissenschaft, und es könnte nichts schaden, wenn auf diese Weise vielleicht auch einmal etwas Humor hineinkommt. (Heiterkeit und Zustimmung.)

Herr Regierungs- und Baurat Dr.-Ing. Teubert (Schlußwort):

Eure Exzellenzen! Meine Herren! Ich danke Herrn Baurat Schulthes herzlichst für die mir gegebenen Anregungen. Namentlich die letzte wird ernste oder humorige Berücksichtigung bei mir finden. Wegen der Eisenbahnfähren stimme ich ihm vollkommen bei. Über die „Melola“ kann ich im Augenblick nähere Zahlen nicht angeben außer denen, die Sie in dem gedruckten Vortrag finden. Vielleicht wird es sich mit Rücksicht auf die vorgeschrittene Zeit empfehlen, die Anregungen und etwaige weitere, die an mich noch herantreten, im persönlichen Austausch zu klären und dazu als Schlußwort des Vortrages einige Ausführungen ins Jahrbuch zu bringen. Ich danke Ihnen jedenfalls für ihre Aufmerksamkeit und stelle mich gern zur Verfügung, wenn noch Fragen wegen unserer Mitarbeit im Ausland an mich gerichtet werden. (Beifall.)

Vorsitzender Herr Geheimrat Prof. Dr.-Ing. Busley:

Herr Regierungsrat Dr. Teubert hat uns in fesselnder Weise den gegenwärtigen Stand der Schiffahrt und des Schiffbaues in Amerika und Asien geschildert. Ganz besonders erfreulich waren für uns seine Beobachtungen über das Wiedereindringen deutscher Industrieerzeugnisse in den fernen Osten, womit wir hoffen dürfen, dort in einigen Jahren unsere frühere Stellung erreichen zu können. Ich glaube der Zustimmung der ganzen Versammlung sicher zu sein, wenn ich Herrn Dr. Teubert unseren herzlichsten Dank für seinen Vortrag ausspreche.

XIII. Versuche mit Tragflügel-Schiffsschrauben.

Von Professor Dr.-Ing. Fritz Horn, Berlin.

A. Vorbemerkungen.

In den letzten Jahren hat die von Prandtl und Betz aus der Tragflügeltheorie heraus entwickelte Theorie des Schraubenpropellers, von welcher wesentliche Züge bereits von Lanchester herausgearbeitet und von Foettinger zu einem den modernen Anschauungen der Hydrodynamik entsprechenden Gesamtbilde vereinigt worden waren, zunehmend an Bedeutung gewonnen. Auf den Arbeiten dieser Forscher fußend, haben sich in Deutschland u. a. Helmbold, Möller, Bader, Bienen und v. Karman mit diesem Problem beschäftigt (vgl. den Literaturnachweis am Schluß des Berichtes) und es insbesondere nach der Richtung einer möglichst guten Erfassung des Zähigkeitseinflusses weiter ausgebaut; mit demselben Stoff beschäftigt sich auch der Vortrag von Pistolesi auf der Innsbrucker Hydrodynamik-Tagung 1922. In die neueste Auflage der Hütte hat diese Theorie — in einem von Betz bearbeiteten Abschnitt — auch bereits Eingang gefunden.

Da der Anstoß von der Aerodynamik ausging, war es nur natürlich, daß eine Anwendung der Theorie zunächst bei der Konstruktion von Luftschauben versucht wurde, meines Wissens mit durchaus gutem Erfolge. Es lag aber offenbar nichts im Wege, die Anwendung auch auf das Gebiet der Wasserschrauben zum Antrieb von Schiffen auszudehnen. Hier hatte man bisher bei der praktischen Schraubenkonstruktion vorwiegend auf empirischer Grundlage gearbeitet, insbesondere lieferten die bekannten systematischen Propellerversuche von R. E. Froude, Taylor und Schaffran ein vorzügliches Material, auf Grund dessen es möglich war, für jeden vorkommenden Fortschritts- und Belastungsgrad die günstigste Schraube herauszugreifen. Allerdings war dieses Material insofern etwas einseitig, als sämtliche Schrauben notwendigerweise, wenn die systematischen Versuche nicht ins Ungemessene ausgedehnt werden sollten, von ein- und derselben Grundform abgeleitet wurden. So ist beispielsweise bei den Hauptversuchsreihen der systematischen Versuche von Schaffran die Steigung durchweg konstant, die abgewinkelte Blattform geht auf eine Ellipse zurück

und die Blattschnitte weisen eine gerade Druckseite und eine kreisbogenförmig gekrümmte Rückenseite auf.

Demgegenüber braucht die aus der Tragflügeltheorie abgeleitete Schraube keine solchen einschränkenden Voraussetzungen, sondern sie entwickelt aus den beiden Bedingungen, daß

1. die Summe der pro Zeiteinheit für Beschleunigung des Wassers des Schraubenstrahls in achsialer und tangentialer Richtung aufzuwendenden Energien zu einem Minimum,

2. die Verluste durch Reibung und Wirbelablösung an den Flügeln ebenfalls zu einem Minimum werden,

wozu dann noch die Berücksichtigung der Kavitations- sowie Festigkeitsverhältnisse hinzutritt, individuell die jeweils günstigsten Konstruktionsverhältnisse (Flügelzahl, Blattform, Blattquerschnitt, Steigungsverlauf). Die Erfüllung der Forderung unter 2. wird hierbei durch die Kenntnis der ζ_a - und ζ_w -Beiwerte¹⁾ für das betreffende Profil ermöglicht.

Gleich hier sei vorweggenommen, daß im Grunde diesen beiden Bedingungen ein gewisser Widerspruch anhaftet, insofern, als die beiden Verlustquellen nicht unabhängig voneinander sind und der tatsächliche Optimumzustand daher nicht dadurch erreicht wird, daß jeder der beiden Verluste getrennt für sich, sondern daß der Gesamtverlust ein Minimum wird. Dieser Gesichtspunkt, der von Bienen bereits näher behandelt worden ist und auch hier kurz erwähnt werden wird, kann, während er normalerweise bei dem sehr geringen Anteil der Reibungsverluste an den Gesamtverlusten nicht ins Gewicht fällt, vielleicht eine gewisse praktische Bedeutung bei schnellläufigen Schrauben gewinnen.

Es fragt sich nun, ob mit Hilfe eines derartigen Verfahrens praktisch ein Gewinn gegenüber den empirisch aus den systematischen Schraubenversuchen ermittelten günstigsten Schrauben zu erreichen ist.

Bereits Bader und Möller hatten die Anwendung der Tragflügeltheorie auf die Konstruktion von Schiffsschrauben befürwortet, jedoch ist es, soweit mir bekannt, bei ihnen noch nicht zu praktischen Ausführungen und Erprobungen gekommen. Ich selbst wurde erst verhältnismäßig spät, Ende 1924, auf die neue Schraubentheorie durch die Arbeiten von Bienen-v. Karman in der Z. V. d. I. 1924, Nr. 48 und 51 aufmerksam. Ich schlug meiner damaligen Firma, der Deutschen Werft, Hamburg, vor, einen Versuch mit derartigen Schrauben zu machen, zunächst im Modell, freifahrend und hinter Schiffmodell, um dann bei günstigem Ausfall zu der Ausführung im großen zu schreiten. Ein geeignetes Objekt bot sich in den bei der Deutschen Werft für die englische Reederei Furness Withy Co. im Bau befindlichen schnellen Doppelschrauben-Frachtmotorschiffen von 10 000 t Tragfähigkeit, bei denen es sehr erwünscht war, den mit normalen Schrauben bisher erreichten, durch Schleppversuche in der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt ermittelten Propulsionswirkungsgrad noch zu ver-

¹⁾ Es werden in meinem Vortrag bereits durchweg die von dem Hydraulik-Ausschuß des V. d. I. angenommenen Bezeichnungen verwendet, die u. a. einen Ersatz der bisherigen Auftriebs- und Widerstandsbeiwerte c_a , c_w durch ζ_a , ζ_w vorsehen.

bessern. Das Versuchsergebnis war für die Schrauben der neuen Konstruktion recht günstig. Es gelang sehr bald, im Freifahrzustande einen um etwa 7% besseren Wirkungsgrad unter sonst gleichen Bedingungen zu erzielen als mit normalen, nach bisheriger Kenntnis günstigst konstruierten Schrauben. Auch hinter dem Schiffsmodell konnte diese Überlegenheit wenigstens zum Teil aufrechterhalten werden. Auf Grund dieser Versuche sind einige der erwähnten Schiffe tatsächlich mit Schrauben der neuen Konstruktion ausgestattet worden und die Probefahrts- und die bisherigen Reiseergebnisse haben die günstigen Modellversuchsergebnisse recht gut bestätigt.

Ein ebenfalls recht frühzeitig, zunächst zu rein wissenschaftlichen Zwecken von der Deutschen Werft veranlaßter Versuch an dem gleichen Schiffsmodell mit Propellern stark erhöhter Drehzahl zeitigte ebenfalls ein, wenn auch nicht durchaus befriedigendes, so doch für die Weiterentwicklung aussichtsreiches Ergebnis.

Es sind dann noch eine Reihe von weiteren Schrauben dieser Art, teils wiederum auf der Deutschen Werft in der letzten Zeit meiner Tätigkeit daselbst, teils während meiner neuen Tätigkeit bei der Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau, Berlin, entworfen und im Modell, meist im Zusammenhang mit dem Schiffskörper, erprobt worden und es hat sich, mit einer später zu bezeichnenden Ausnahme, bei welcher ein Vorteil nur beim Zusammenarbeiten mit dem Schiffsmodell eintrat, bestätigt gefunden, daß das neue Verfahren, obgleich auf rein theoretischer Grundlage beruhend und an Erfahrungswerten nur die Göttinger Polarkurven der betreffenden Profilschnitte benutzend, ein anscheinend recht treffsicheres Mittel liefert, um zunächst der freifahrenden Schraube einen sehr hohen und dem der normalen, aus den systematischen Propellerversuchen abgeleiteten Schraube überlegenen Wirkungsgrad zu sichern. Allerdings soll auch gleich von vorneherein nicht verschwiegen werden, daß auch die nach diesen Grundsätzen konstruierte Schraube durchaus nicht etwa eine lückenlose Klärung des Propellerproblems verkörpert, sondern daß sie bisher noch eine Reihe sehr wichtiger Fragen offen läßt und daß insbesondere die schwierigste Frage, die des günstigsten Zusammenarbeitens mit dem Schiff, noch sehr weit von der Lösung entfernt ist. Jedenfalls aber wird eine Übersicht über das, was mit den nach dem Tragflügelprinzip konstruierten Schiffsschrauben — die ich abkürzungshalber, wenn auch, wie mir wohl bewußt, nicht in jeder Beziehung treffend und glücklich, in der Folge einfach Tragflügelschrauben nennen werde — erreicht und was nicht erreicht worden ist, auch in dem jetzigen Stadium nicht überflüssig sein.

Ich möchte an dieser Stelle nicht unterlassen, folgendes zu erwähnen:

Da es nach den ersten recht günstigen Versuchsergebnissen mit den für die Schiffe der Deutschen Werft entworfenen Schrauben vom wissenschaftlichen und praktischen Standpunkte lohnend erscheinen mußte, die Sache weiter zu verfolgen, um festzustellen, ob diesen Erstergebnissen ein gewisser allgemeingültiger Charakter zuzusprechen sei, und da andererseits eine solche Weiterführung über den Rahmen der von einer einzelnen Firma zu übernehmenden

Aufgabe hinausging, befürwortete und erreichte die Hamburgische Schiffbau-Versuchsanstalt, bei welcher die Versuche für die Deutsche Werft durchgeführt worden waren, im vorigen Herbst in einem Antrag an die Gesellschaft der Freunde und Förderer der H.S.V.A. die Bewilligung namhafter Mittel, auf Grund deren die Deutsche Werft und die H.S.V.A. gemeinsam an der weiteren Erforschung dieser Verhältnisse arbeiten sollten. Es ist selbstverständlich, daß die genannte Gesellschaft, die in so dankenswerter Weise eine im allgemeinen Interesse liegende Sache unterstützte, sich den Anspruch wahrte, daß ihr der Bericht über den Verlauf und die Ergebnisse der mit ihren Mitteln ausgeführten Versuche nach deren Abschluß erstattet werde¹⁾, und daß ich daher, obgleich ich während meiner letzten Hamburger Zeit auch an diesen Versuchen noch wesentlich mitgewirkt habe, diese — übrigens zur Zeit noch nicht ganz abgeschlossenen — Versuche in meinen vorliegenden Vortrag nicht mit aufgenommen, sondern nur gelegentlich, soweit es für eine zuverlässigere Beurteilung des Ganzen geboten erschien, kurz gestreift habe. Mein jetziger Vortrag enthält im wesentlichen einen Abriß der Theorie der Tragflügel-schrauben sowie das Entwurf- und Konstruktionsverfahren, daran anschließend einen Bericht über die ersten Versuche der Deutschen Werft, sowie die späteren in der Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau, Berlin, und schließlich deren Kritik.

B. Abriß der Theorie der Tragflügel-Schiffsschraube.

Ich würde es nicht für angebracht halten, hier die Theorie der Tragflügel-schrauben erschöpfend zu behandeln, zumal es sich ja um keine neue, sondern eine bereits bekannte Theorie handelt. Sie muß aber jedenfalls in genügend scharfen Umrissen angedeutet werden, daß erstens das aus ihr abgeleitete Entwurfs- und Konstruktionsverfahren verständlich und daß zweitens eine Kritik der Versuchsergebnisse daraufhin möglich wird, wieweit bei diesen etwaige Lücken und Fehlerquellen der Theorie offenbar werden. Schließlich geben die angezogenen Veröffentlichungen meist Teilbehandlungen der Theorie und außerdem mannigfach verschiedene Ausgestaltungen, so daß auch aus diesem Grunde eine zusammenhängende, wenn auch kurze Darstellung erwünscht erscheinen muß.

Es ist das große Verdienst Föttingers, als erster eine den neueren Anschauungen der Hydrodynamik entsprechende Theorie der Treibschraube aufgestellt zu haben. Sie heißt bei ihm „Schraubenwirbeltheorie“²⁾, aber Begriffe und Anschauungsweise sind die gleichen wie bei der Tragflügeltheorie, denn beide fußen auf der Wirbel- oder Zirkulationstheorie als Grundlage. Föttinger hat erstmalig die Zirkulationstheorie auf den Fall rotierender Körper übertragen. Er faßt das Problem von vornherein von der Seite der endlichen Flügelzahl an und geht dabei zunächst von einem einfachen Schema aus, nämlich dem des

¹⁾ Einen vorläufigen Bericht habe ich bereits auf der Ende September d. J. stattgefundenen Tagung der Gesellschaft der Freunde und Förderer der H.S.V.A. in Düsseldorf geliefert (Auszug in Werft-Reederei-Hafen 1926, Heft 20).

²⁾ Jahrb. Schiffsbaut. Ges. 1918.

Ersatzes der einzelnen Schraubenflügel durch starre Wirbelfäden konstanter Zirkulation, von deren Enden konzentrierte freie Wirbelfäden nach hinten abgehen. So einfach dieses Schema erscheint, so fällt doch das aus ihm abgeleitete Geschwindigkeitsbild im Propellerstrahl bereits ziemlich kompliziert aus. Während Föttinger seine Theorie zunächst nur als generelle Grundlage zur Entwicklung eines klaren Bildes der wesentlichen Erscheinungen verwendete und damals noch nicht zu einer quantitativen Ermittlung der Schraubenabmessungen verwertete, hat neuerdings Kucharski¹⁾ sich mit der Lösung dieser letzteren Aufgabe beschäftigt und gelangt dabei zu quantitativ ganz plausiblen Verhältnissen. Trotzdem muß man sich aber darüber klar sein, wie dies auch Kucharski selbst ausdrücklich betont, daß es sich dabei nur um ein einfaches Schema handelt, das in wesentlichen Punkten den tatsächlichen Verhältnissen nicht gerecht wird. Vor allem wird in Wirklichkeit von einer konstanten Zirkulation über die Länge der Schraubenflügel und demgemäß von einer Konzentration der abgehenden Wirbelfäden an den Enden der Flügel, nämlich an der Nabe und den Spitzen, nicht die Rede sein können. Vielmehr muß man, was Föttinger ja auch von vornherein wohlbekannt war und was er nur zunächst in seinen Veröffentlichungen gegenüber dem einfachen Schema zurückgestellt hatte, statt dessen von einer über den Radius veränderlichen Zirkulation ausgehen und daraus folgern, daß im allgemeinen von allen Blattelementen freie Wirbelfadenelemente nach hinten abgehen müssen. Während sich aber durch eine solche Annahme von unendlich vielen über die ganze Blattlänge verteilten nach hinten abgehenden Wirbelfadenelementen die Verhältnisse dem ersten Anschein nach hoffnungslos verwirren zu wollen scheinen, finden wir im Gegenteil in den angezogenen Veröffentlichungen der Aerodynamiker geradezu erstaunlich einfache Lösungen dieses Problems verwirklicht. Wie ist dies zu erklären?

Eine Überlegung, die bereits zu einer großen Vereinfachung der Verhältnisse führt, besteht darin, daß die Strömungsverhältnisse des Schraubenstrahls zunächst in unendlicher Entfernung hinter der Schraube betrachtet werden, wo sie sich infolge Fortfalls des Einflusses der Zirkulation um die Flügel selbst bzw. um die sie ersetzenden starren Wirbelfäden besonders einfach gestalten, und daß dann weiter von dem bekannten und aus der Schraubenstrahltheorie unmittelbar folgenden Satz Gebrauch gemacht wird, daß die Absolutgeschwindigkeiten der Strömung am Ort der Schraube halb so groß sind, wie in unendlicher Entfernung dahinter.

Eine weitere sehr wesentliche Vereinfachung wird dadurch möglich, daß man eine Schraube mit unendlicher statt mit endlicher Flügelzahl zum Ausgangspunkt der Untersuchungen macht und der endlichen Flügelzahl durch eine nachträgliche Korrektur Rechnung trägt. Dadurch, daß bei anfänglicher Annahme unendlicher Flügelzahl die Strömung innerhalb eines Kreisringelements völlig homogen gestaltet wird, werden ersichtlich die denkbar einfachsten Grundbedingungen geschaffen. Ob man von dieser Grundlage aus freilich zu einem

¹⁾ Kucharski, „Wirkungsweise und Theorie der Propellerleitapparate“, Werft, Reederei, Hafen 1925, Heft 17ff.

praktisch brauchbaren Ziele kommt, wird davon abhängen, ob die nachträgliche Korrektur für die endliche Flügelzahl den tatsächlichen Verhältnissen mit genügender Annäherung Rechnung zu tragen vermag.

Indem wir nunmehr also bei unseren nachfolgenden Untersuchungen von dem ideellen Fall der ∞ -flügeligen Schraube ausgehen, idealisieren wir diesen Fall weiter durch eine Vernachlässigung des Zähigkeitseinflusses der Flüssigkeit und behalten diese ideelle Grundlage auch beim späteren Übergang zur endlichflügeligen Schraube zunächst noch bei. Der Übergang von der reibungslosen zur reibungsbehafteten Schraube läßt sich alsdann nachträglich ohne Schwierigkeit analog den beim Tragflügel zutreffenden Verhältnissen ermöglichen. Hierdurch ist der Gang der nachfolgenden Untersuchungen vorgezeichnet.

a) Die reibungslose Schraube mit unendlich vielen Flügeln.

1. Allgemeines. Wenn wir noch von der, durch Überlegung und Erfahrung gleichermaßen bestätigten und wohl von allen Forschern als praktisch, wenn auch nicht theoretisch, zulässig angesehenen Annäherung Gebrauch machen, daß wir die Kontraktion des Schraubenstrahls unberücksichtigt lassen, so liegt nunmehr die Annahme nahe, daß jedes Kreisringelement der Schraube lediglich auf die zu ihm gehörige, d. h. den gleichen Radius aufweisende Ringschicht des Schraubenstrahls einwirkt, die Strömung im letzteren also, ganz unbeeinflusst von den übrigen Teilen der Schraube, so vor sich geht, als wäre diese Ringschicht durch feste reibungslose Wände von den benachbarten Schichten getrennt. Diese in ihrer elementaren Einfachheit wohl durchweg stillschweigend als selbstverständlich behandelte Annahme wird auch durch eine einfache Überlegung bestätigt, die deshalb hierher gesetzt werden möge, weil sie gleichzeitig zu einem für die folgenden Untersuchungen wertvollen Zusammenhang führt.

Für eine Schraube mit so großer Flügelzahl (z), daß sie praktisch als unendlich angesehen werden kann, nehmen wir eine nach irgendeinem Gesetz ver-

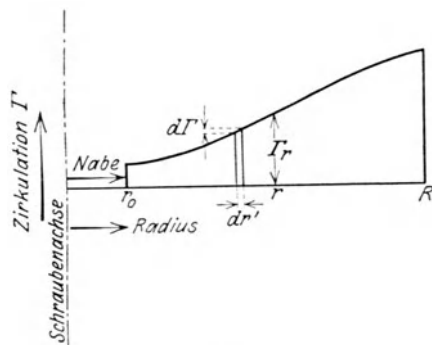


Abb. 1.

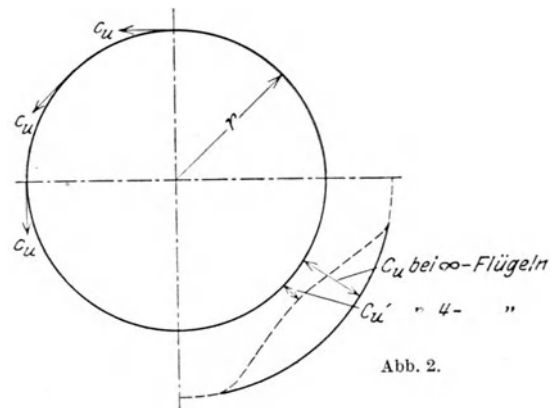


Abb. 2.

änderliche Verteilung der um den einzelnen Flügel herrschenden Zirkulation I über den Radius an (Abb. 1).

Die in einem Kreisringelement des Schraubenkreises von der radialen Ausdehnung dr' sich von den Schraubenflügeln, entsprechend der auf dieser Strecke

erfolgenden Änderung $z \cdot d\Gamma$ der Zirkulation um sämtliche Flügel, ablösenden freien Wirbelfäden werden dann, bei der vorausgesetzten Vernachlässigung der Kontraktion, in Schraubenlinien auf einer *Zylinderfläche* verlaufen. Bilden wir nun in einem weit hinter den Schrauben gelegenen Querschnitt durch den Schraubenstrahl über einen Kreis vom Radius r (Abb. 2) das Linienintegral der Geschwindigkeit, also wiederum eine Zirkulationsgröße, so ist diese, da die Umfangsgeschwindigkeit c_u der Strömung wegen deren in ein und demselben Kreisring völligen Homogenität konstant ist, $= \int_0^{2\pi} c_u r d\varphi = c_u \cdot 2\pi r$. Diese Größe ist nun aber offenbar gleich der Summe der Zirkulationen der innerhalb des Kreises vom Radius r befindlichen unendlich vielen Wirbelfadenelemente, also $= z \int_0^r d\Gamma$, und dieses ist wiederum gemäß Abb. 1 gleich $z \cdot \Gamma_r$, d. h. gleich der Summe der Zirkulationen um die Schraubenflügel auf einen peripherial auf dem Radius r geführten Schnitt. Somit ist also

$$\Gamma_r = \frac{c_u 2\pi r}{z}$$

und

$$c_u = \frac{z \Gamma_r}{2\pi r}. \quad (1)$$

Es ist also hiernach die Größe der auf dem Radius r herrschenden Tangentialgeschwindigkeit einzig und allein — außer von dem Radius selbst — von der Größe der Zirkulation um die auf demselben Radius r gelegenen Schraubenblattelemente abhängig. Dies trifft nun, wie eine einfache hier nicht näher ausgeführte Überlegung zeigt, nicht nur für die Tangentialgeschwindigkeit c_u der zurückgelassenen Strömung, sondern auch für die Achsialgeschwindigkeit c_a und die resultierende Geschwindigkeit c zu. Es bestätigt sich also die eingangs ausgesprochene Annahme, daß wir jede einzelne Kreisringschicht des Schraubenstrahls für sich allein und unabhängig von allen anderen Schichten des Schraubenstrahls betrachten und auf sie nur die innerhalb dieser Schicht gelegenen Blattelemente der Schraube wirkend denken dürfen. Demgemäß setzt sich die Gesamtwirkung der Schraube einfach aus der Summe der auf diesem Wege zu ermittelnden Einzelwirkungen zusammen. Es liegt auf der Hand, wie außerordentlich einfach sich unter diesen Umständen die ganze Anschauung gestaltet, die überdies, abgesehen von der Vernachlässigung der Strahlkontraktion, den Anspruch einer einwandfreien Grundlage beanspruchen darf.

2. Das Schraubenelement. Wir machen uns an Hand von Abb. 3 den Strömungsverlauf innerhalb einer sich beiderseits der Schraube ins Unendliche erstreckenden zylindrischen Schicht des Schraubenstrahls vom Radius r und der Dicke dr klar, sowie die daraus resultierenden Kraftverhältnisse an dem zu dieser Schicht gehörenden ringförmigen Schraubenelement. Die Schraube schreite mit der Geschwindigkeit v gegen das ungestörte, d. h. in unendlicher Entfernung vor der Schraube befindliche Wasser fort und besitze gemäß einer Winkelgeschwindigkeit ω auf dem Radius r die Umfangsgeschwindigkeit $u = r\omega$.

Die Relativgeschwindigkeit w_1 des Wassers gegen das Schraubenelement unendlich weit vor der Schraube wird dann durch die Strecke AC im Geschwindigkeitsdreieck ABC dargestellt. Unendlich weit hinter der Schraube ist infolge der Einwirkung des Schraubenelements auf das Wasser die axiale Geschwindigkeit

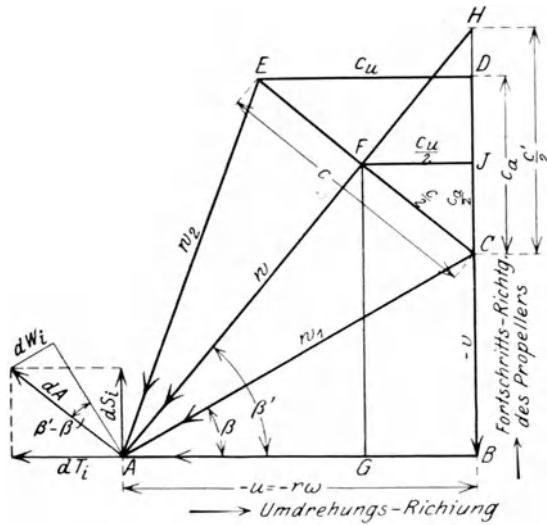


Abb. 3.

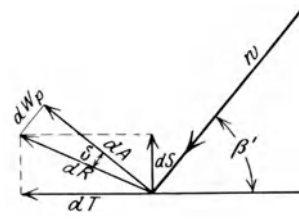


Abb. 3a.

keit c_a und die tangentielle c_u hinzugekommen, entsprechend einer resultierenden im Wasser zurückgelassenen Absolutgeschwindigkeit c , $\triangle CDE$. Am Ort der Schraube herrschen, wie schon erwähnt, die halben Zusatzgeschwindigkeiten $\frac{c_a}{2}$, $\frac{c_u}{2}$, $\frac{c}{2}$, also eine Relativgeschwindigkeit gegen das Schraubenelement gleich AF gleich w . Was die von dem Wasser auf das Schraubenelement ausgeübten Kräfte anbelangt, so ist deren Resultierende, der „Auftrieb“, nach dem Satz von Joukowski

$$dA = \frac{\gamma}{g} \Gamma w dr \quad (2)$$

senkrecht zu der Richtung der sog. „Anblasegeschwindigkeit“ w . Gleichzeitig besitzt aber auch die resultierende Kraft dA die Richtung der resultierenden absoluten Geschwindigkeit c , es ist also $AF \perp CE$. Ferner ist das Schubelement dS_i gleichgerichtet mit c_a und das Element dT_i der Tangentialkraft gleichgerichtet mit c_u . Der Zusammenhang der Größe dieser Kräfte mit den betr. Geschwindigkeiten ist durch den Impulssatz gegeben. Bezeichnet dm die pro Zeiteinheit durch das Schraubenelement hindurchfließende Wassermasse, so ist

$$dm = \frac{\gamma}{g} 2\pi r \left(v + \frac{c_a}{2} \right) dr, \quad (3)$$

somit

$$dS_i = dm \cdot c_a = \frac{\gamma}{g} 2\pi r \left(v + \frac{c_a}{2} \right) c_a dr, \quad (4)$$

$$dT_i = dm \cdot c_u = \frac{\gamma}{g} 2\pi r \left(v + \frac{c_a}{2} \right) c_u dr. \quad (5)$$

1) Der Index i soll hier auf den ideellen reibungslosen Zustand hindeuten.

Zwischen den Zusatzgeschwindigkeiten c_a und c_u besteht nun ein zwangsläufiger Zusammengang. Aus der Ähnlichkeit der beiden Dreiecke AFG und CDE folgt nämlich

$$\frac{c_u}{c_a} = \frac{v + \frac{c_a}{2}}{r\omega - \frac{c_u}{2}} = \frac{v + \frac{c_a}{2}}{r\left(\omega - \frac{\omega'}{2}\right)}, \quad (6)$$

worin ω' die Winkelgeschwindigkeit der im Wasser zurückgelassenen Strömung bedeutet.

Der theoretische Wirkungsgrad des Schraubenelements ist

$$\eta_i = \frac{v \cdot dS_i}{\omega dM_i} = \frac{v \cdot dS_i}{\omega r dT_i} = \frac{v}{r\omega} \cdot \frac{c_a}{r\omega'}. \quad (7)$$

Bienen und von Karman bezeichnen diesen Wirkungsgrad in sehr treffender Weise als „induzierten“ Wirkungsgrad (weshalb auch hier die Benennung η_i gewählt ist). Denn der Widerstand, auf dem der diesem Wirkungsgrad entsprechende Leistungsverlust beruht, entspricht dem aus der Tragflügeltheorie bekannten sog. induzierten (unvermeidlichen, von der Profilform unabhängigen) Widerstand des Tragflügels. Dadurch, daß die Hälfte des gesamten, bei dem Durchgang durch die Luft erzeugten, Abwindes bereits am Ort des Tragflügels selbst erzeugt, „induziert“, wird, wird die wahre Anblaserichtung der Luft gegen den Tragflügel gegenüber dessen Fortschrittsrichtung geändert und der zur wahren Anblasevorrichtung senkrechtstehende Auftrieb ergibt daher eine Komponente entgegengesetzt der Fortschrittsrichtung, d. i. eben den induzierten Widerstand. Ganz analog liefert gemäß Abb. 3, indem bereits am Ort der Schraube die Hälfte $\frac{c}{2}$ der gesamten Geschwindigkeitsänderung c „induziert“ und dadurch die relative Fortschrittsrichtung (w_1) in die wahre „Anblaserichtung“ (w) geändert wird, die auf w senkrechte Auftriebskomponente dA eine entgegengesetzt w_1 gerichtete Komponente, die somit einen Widerstand in der relativen Fortschrittsrichtung darstellt, und demgemäß mit dW_i bezeichnet ist.

Der durch den induzierten Widerstand gegebene Leistungsverlust stimmt übrigens selbstverständlich mit der Energie überein, die in der lebendigen Kraft der im Wasser zurückgelassenen Strömung verlorenght.

In der Schubgleichung (4) läßt sich nun die achsiale Zuwachsgeschwindigkeit c_a leicht durch η_i ausdrücken. Bezeichnet man in Abb. 3 die Strecke CH mit $\frac{c'}{2}$, so kann man den Nenner von Gleichung (7) auch umformen in

$$\omega r dT_i = \left(v + \frac{c'}{2}\right) dS_i,$$

somit wird

$$\eta_i = \frac{v}{v + \frac{c'}{2}} = \frac{1}{1 + \frac{\Theta}{2}} \quad (7a)$$

mit

$$\Theta = \frac{c'}{v}. \quad (8)$$

Ferner ist

$$c_a = c' \cos^2 \beta' = \Theta v \cos^2 \beta' = 2v \frac{1 - \eta_i}{\eta_i} \cos^2 \beta'. \quad (9)$$

Dies in die Schubgleichung (4) eingesetzt, gibt

$$dS_i = \frac{\gamma v^2}{2g} 2\pi r dr 4 \left(1 + \frac{1 - \eta_i}{\eta_i} \cos^2 \beta'\right) \frac{1 - \eta_i}{\eta_i} \cos^2 \beta' \quad (10)$$

Bezeichnen wir in üblicher Weise die Größe

$$\frac{dS}{\frac{\gamma v^2}{2g} \cdot 2\pi r dr} = \frac{\text{Kraft}}{\text{Staudruck} \times \text{belastete Fläche}},$$

als Schubbelastungsgrad σ_r (weil zum Element auf Radius r gehörig), so ist

$$\sigma_r = 4 \left(1 + \frac{1 - \eta_i}{\eta_i} \cos^2 \beta'\right) \frac{1 - \eta_i}{\eta_i} \cos^2 \beta'. \quad (11)$$

Führen wir nun noch den sog. „Fortschrittsgrad“ des Schraubenelements ein

$$\lambda_r = \frac{v}{r\omega} = \text{tg } \beta, \quad (12)$$

so ist der dem Winkel β' entsprechende „induzierte“ Fortschrittsgrad

$$\lambda'_r = \text{tg } \beta' = \frac{v + \frac{c'}{2}}{r\omega} = \frac{v}{r\omega} = \frac{\lambda_r}{\eta_i}, \quad (12a)$$

Es ist hiernach auch in der Größe $\cos^2 \beta'$ der Gleichung (11) der Fortschrittsgrad des Elements enthalten und somit ergibt sich allgemein der induzierte Wirkungsgrad als eine Funktion des Belastungsgrades und des Fortschrittsgrades. Würden wir den Einfluß des letzteren vernachlässigen, so erhalten wir nach einfacher Zwischenrechnung

$$\eta_i = \frac{2}{1 + \sqrt{1 + \sigma_r}}, \quad (13)$$

eine aus der einfachen, die Strahldrehung vernachlässigenden Strahltheorie bekannte Formel, die offenbar nicht nur für das Schraubenelement, sondern für die Gesamtschraube Gültigkeit hat in dem Falle, daß der Belastungsgrad σ_r über die ganze Schraube konstant ist.

3. Die gesamte Schraubenwirkung. Gemäß den allgemeinen Überlegungen unter 1. brauchen wir nur die Wirkungen der einzelnen Schraubenelemente zu summieren, um die Gesamtwirkung der Schraube zu erhalten. Da erhebt sich nun begreiflicherweise sofort die Frage, unter welchen Bedingungen diese Gesamtwirkung am günstigsten, der gesamte induzierte Wirkungsgrad also am größten ausfallen wird. Betz hat als erster dieses Problem in seiner Arbeit „Schraubenpropeller mit geringstem Energieverlust“ (vgl. Literaturnachweis) behandelt und kommt für die schwach belastete Schraube zu dem überraschend einfachen Ergebnis, daß die Strömung hinter einer solchen Schraube mit kleinstmöglichem Leistungsverlust dann so ist, wie wenn die von jedem Schrauben-

flügel durchlaufene Relativbahn zu einer Schraubenfläche erstarrt wäre und diese mit einer bestimmten Geschwindigkeit nach hinten verschoben wird. Um diesen Satz etwas zu veranschaulichen, ist in Abb. 4 eine Abbildung aus dem Zusatz von Prandtl zu der Betzschen Arbeit wiedergegeben, die die von einer vielflügligen Schraube von der Fortschrittsgeschwindigkeit v und der Winkelgeschwindigkeit ω in die Flüssigkeit geschnittenen Bahnen erkennen läßt. Die diesem erstarrt zu denkenden Gebilde nach hinten erteilte Geschwindigkeit sei c' , so ist, wenn mit $H = \frac{v}{n} = \frac{2\pi v}{\omega}$ die Steigung der Schraubengänge dieses Gebildes bezeichnet wird, die der Flüssigkeit auf dem Radius r entsprechend dem Steigungswinkel $\tan\beta = \frac{H}{2\pi r} = \frac{v}{r\omega}$ (= „Fortschrittsgrad“ λ_r) erteilte normal zu der Schraubenfläche verlaufende Geschwindigkeit $c = c' \cos\beta$, somit die Tangential- und Axialkomponente

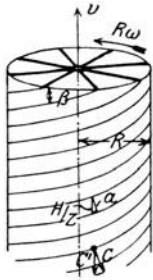


Abb. 4.

$$c_u = c \sin\beta = c' \cos\beta \sin\beta$$

$$c_a = c \cos\beta = c' \cos^2\beta.$$

Wir erkennen hieraus die physikalische Bedeutung der uns schon aus dem vorhergehenden Abschnitt bekannten Größen c' bzw. des Verhältnisses $\Theta = \frac{c'}{v}$.

Ein der Abb. 3 für diesen Fall entsprechendes Geschwindigkeitsdiagramm ist in Abb. 5 dargestellt. Die Unvollkommenheit dieser Annäherung liegt vor allem darin, daß die Zusatzgeschwindigkeiten am Ort der Schraube selbst = 0 angenommen sind, was bei schwach belasteten Schrauben, bei denen diese Zusatzgeschwindigkeiten im Verhältnis zu v bzw. $r\omega$ klein sind, allenfalls zulässig ist, nicht aber bei stärker belasteten Schrauben. Das Kennzeichen dieser ersten Annäherung ist die Konstanz der Größe c' bzw. des Verhältnisses Θ . Für letzteres ergibt sich in diesem einfachsten Falle:

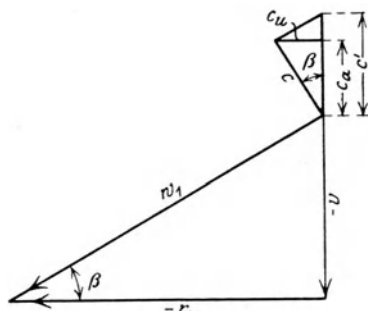


Abb. 5.

$$\Theta = \frac{c'}{v} = \frac{\sigma}{2\left\{1 - \lambda^2 \ln\left(1 + \frac{1}{\lambda^2}\right)\right\}},$$

worin

$$\sigma = \frac{\text{Gesamtschub}}{\text{Staudruck} \times \text{belastete Gesamtfläche}} = \frac{S}{\frac{\gamma v^2 D^2 \pi}{2g} \frac{1}{4}} \quad (14)$$

den Gesamt-Schubbelastungsgrad und

$$\lambda = \frac{v}{R\omega} = \frac{v}{D\pi n} \quad (15)$$

den Fortschrittsgrad der Flügelspitze bedeutet.

Für stärker belastete Schrauben, unter die sämtliche Schiffsschrauben zu rechnen sind, genügt die vorgenannte Annäherung nicht mehr, vielmehr müssen wir nunmehr wieder auf die Geschwindigkeits- und Kraftverhältnisse von Abb. 3 zurückgreifen, die sich von denen gemäß Abb. 5 vor allem dadurch unterscheiden, daß auch schon am Ort der Schraube mit Zusatzgeschwindigkeiten

$\left(\frac{c_a}{2} \text{ und } \frac{c_u}{2}\right)$ zu rechnen ist. Demgemäß muß man jetzt, statt des einfachen Steigungsverhältnisses $\text{tg } \beta = \frac{v}{r\omega}$, das sog. hydrodynamische Steigungsverhältnis $\text{tg } \beta'$ (Gleichung 12a), einführen. Unter diesen Umständen fällt nun die Bedingung für geringsten Leistungsverlust theoretisch nicht mehr so einfach aus wie oben, die Verschiebungsgeschwindigkeit c' und die Größe Θ ergibt sich nicht mehr für alle Schraubenelemente als konstant. Betz gibt in seiner Arbeit „Die Erweiterung der Schraubenstrahltheorie“ eine Lösung an, an Hand von Kurvenscharen zunächst auf Grund des gegebenen Belastungsgrades σ und Spitzenfortschrittsgrades λ eine mit unserer bisherigen Größe Θ verwandte Hilfsgröße Θ' und mit dieser dann für jedes mit dem Radius veränderliche Verhältnis $x = \frac{r\omega}{v}$ ($= \frac{1}{\lambda'}$) das zugehörige günstigste Verhältnis $\frac{c_a}{v}$, und damit die günstigste Schubverteilung zu bestimmen.

Praktisch macht es hiergegen keinen wesentlichen Unterschied, auch in diesen Fällen die Größen c' bzw. Θ als über den ganzen Radius konstant anzunehmen, eine Annäherung, von welcher sowohl Helmbold als auch Möller und auch Bienen - v. Karman Gebrauch machen. Die letzteren tun dies in der Weise, daß sie den induzierten Wirkungsgrad η_i konstant machen, was ja gemäß Gleichung (7a) auf dasselbe hinauskommt wie die Konstanz von Θ .

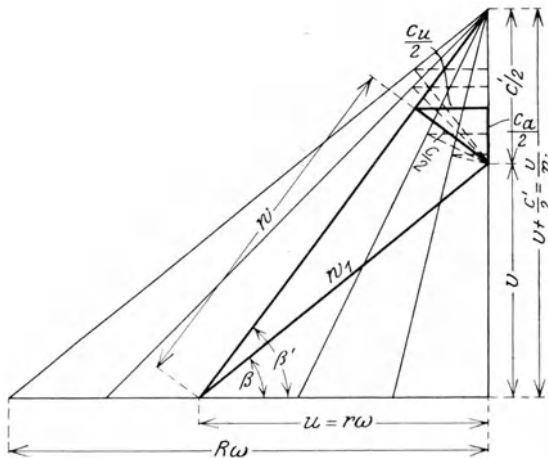


Abb. 6.

Helmbold errechnet auf Grund dieser Annäherung den Wert

$$\Theta = \frac{-\varphi' + \sqrt{\sigma \left(2\varphi' - \frac{1}{1 + \lambda'^2}\right) + \varphi'^2}}{2\varphi' - \frac{1}{1 + \lambda'^2}}, \quad (16)$$

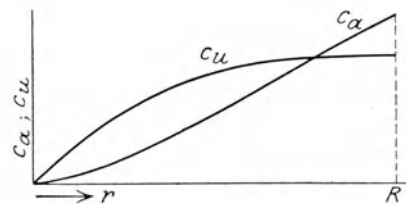


Abb. 6a.

worin λ' den Wert von λ nach Gleichung (12a) für die Flügelspitzen bedeutet und ferner abkürzungsweise

$$\varphi' = 1 - \lambda'^2 \ln\left(1 + \frac{1}{\lambda'^2}\right)$$

gesetzt ist. Wie nach den vorangegangenen Untersuchungen für das Schraubenelement zu erwarten, ist für die gesamte Schraube Θ eine Funktion des Gesamtschubbelastungsgrades σ und des Spitzenfortschrittsgrades λ .

Da in λ' und φ' auch noch der zunächst unbekannte Wert Θ bzw. η_i steckt, ist Gleichung (16) nicht ohne weiteres analytisch lösbar. Jedoch macht eine graphische Lösung keine Schwierigkeiten (vgl. Abschnitt C I. Abb. 9).

Aus Abb. 6 ist zu ersehen, daß das Geschwindigkeitsdiagramm einer hier nach zu entwerfenden günstigsten Schraube außerordentlich einfach ausfällt, sobald erst einmal die Größe Θ bzw. η_i bestimmt ist. Charakteristisch ist, wie aus Abb. 6a noch deutlicher zu ersehen, die Veränderlichkeit von c_a und c_u mit dem Radius, insbesondere die Zunahme von c_a nach außen hin, während nach der früheren einfachen Strahltheorie, die die Strahldrehung (c_u) außer acht läßt, das Kennzeichen für den günstigsten Zustand ein konstantes c_a war.

b) Die reibungslose Schraube mit endlicher Flügelzahl.

Die äußerst wichtige Theorie, die den Einfluß der endlichen Flügelzahl der Schraube zu erfassen sucht und es ermöglichen soll, unter grundsätzlicher Beibehaltung der beschriebenen überaus einfachen Theorie der Schraube mit unendlich vielen Flügeln der Tatsache der endlichen Flügelzahl durch eine Korrektur Rechnung zu tragen, stammt von Prandtl und ist in einem Zusatz zu der mehrfach genannten Arbeit von Betz „Schraubenpropeller mit geringstem Energieverlust“ enthalten. Hier soll nur das für die Anschauung wesentlichste aus dieser Theorie angedeutet werden. Während bei der Schraube mit unendlich vielen Flügeln der Schraubenstrahl entsprechend den unendlich dicht nebeneinander liegenden von dem Außenrand der Schraube abgehenden Wirbelfädenelementen durch eine kontinuierliche zylindrische Wirbelfläche eingehüllt ist, so daß Radialgeschwindigkeiten nicht auftreten können, sind bei endlicher Flügelzahl mit dem Umströmen der freien Flügelenden und den isolierten sich von den Flügeln ablösenden Wirbelsträngen Radialgeschwindigkeiten verbunden, die sich natürlich vorzugsweise im Bereich der Flügelenden geltend machen. Man wird aber jedenfalls den für die Schraube günstigster Wirkung geltenden Satz, nach welchem die im Wasser zurückgelassene Strömung mit derjenigen übereinstimmt, die durch die Verschiebung nach hinten der von den Blättern in das Wasser geschnittenen und erstarrt zu denkenden Schraubenflächen entsteht, insoweit beibehalten können, als man sich auf die Strömung unmittelbar am Ort des Durchgangs der einzelnen Blätter beschränkt. An diesen Stellen werden also mit der Verschiebungsgeschwindigkeit c' auch deren Komponenten c , c_a und c_u unter sonst gleichen Bedingungen die gleichen bleiben wie bei der ∞ -flügligen Schraube und es wird für die günstigste Verteilung dieser Geschwindigkeiten über den Radius in beiden Fällen dasselbe Gesetz gelten.

Zwischen den Schraubengängen werden die Geschwindigkeiten jedoch aus den genannten Gründen andere Werte annehmen, und zwar werden diese offenbar kleiner sein, als unmittelbar an den Schraubengängen. Bildet man daher nun wiederum das Linienintegral der Geschwindigkeit über den Umfang des Kreises mit dem Radius r , wo jetzt die veränderliche Tangentialgeschwindigkeit c'_u herrscht, die nur an den Durchgangsstellen des Blattes gleich der Tangentialgeschwindigkeit c_u der unendlich-flügligen Schraube ist (wie in dem einen Quadranten von Abb. 2 angedeutet), so wird dieses Integral

$$I'_r = \int_0^{2\pi} c'_u r d\varphi$$

nach κ , und entsprechend auch die Zirkulation und die Zuwachsgeschwindigkeiten, bis auf 0 ab.

Die von der ∞ -flügligen Schraube in der beschriebenen Weise abgeleitete endlich-flüglige Schraube besitzt hiernach bei gleichem induziertem Wirkungsgrad einen kleineren Schub und natürlich auch ein entsprechend kleineres Drehmoment. Es folgt hieraus, daß eine bezüglich der Schuberzeugung gleichwertige endlich-flüglige Schraube einen größeren Durchmesser aufweisen muß als die ∞ -flüglige Schraube oder, umgekehrt, daß also gegenüber dem Durchmesser bzw. Radius der endlich-flügligen Schraube der der gleichwertigen ∞ -flügligen Schraube zu reduzieren ist. Das Verhältnis dieser Reduktion ist ebenfalls von Prandtl auf Grund des angedeuteten Annäherungsverfahrens ermittelt worden, und zwar in der Größe

$$\kappa' = \frac{R}{R_{\text{red}}} = \frac{1}{1 - \frac{1,39}{z} \sin \beta'} \quad (18)$$

Der Schubbelastungsgrad der gleichwertigen ∞ -flügligen Schraube wird demgemäß

$$\sigma_{\text{red}} = \frac{S}{\frac{\gamma v^2}{2g} \pi R_{\text{red}}^2} = \kappa'^2 \cdot \sigma, \quad (19)$$

und es leuchtet ohne weiteres ein, daß dieser Wert sowie auch der entsprechende Fortschrittsgrad

$$\lambda_{\text{red}} = \frac{v}{R_{\text{red}} \omega} = \kappa' \lambda$$

für den Wirkungsgrad auch der endlich-flügligen Schraube mit dem Radius $R > R_{\text{red}}$ (Gleichung (18)) maßgebend sein müssen. Hiernach geht u. a. die Helmboldsche Formel über in

$$\Theta = \frac{-\varphi' + \sqrt{\kappa'^2 \sigma \left(2\varphi' - \frac{1}{1 + \kappa'^2 \lambda'^2} \right) + \varphi'^2}}{2\varphi' - \frac{1}{1 + \kappa'^2 \lambda'^2}} \quad (16a)$$

c) Der Einfluß des Profilwiderstandes.

Auf Grund der bisherigen Entwicklung würde offenbar grundsätzlich der Wirkungsgrad einer Schraube, unter sonst gleichen Bedingungen, mit Vergrößerung des Durchmessers zunehmen. Denn sowohl die damit verbundene Verringerung des Schubbelastungsgrades σ wie die des Fortschrittsgrades λ wirken in der Richtung einer Steigerung von η_i (vgl. auch die späteren Abb. 9 u. 9a). Daß dieser Vergrößerung des Durchmessers in Wirklichkeit, auch abgesehen von den jeweils vorliegenden räumlichen Verhältnissen, eine Grenze gesetzt ist, ist eine Wirkung des Zähigkeitseinflusses der Flüssigkeit. Daher kommt diesem, mag auch normalerweise der auf ihn zurückzuführende Leistungsverlust im Verhältnis zum Gesamtverlust gering erscheinen, insbesondere bezüglich der Be-

stimmung des günstigsten Durchmessers und der günstigsten Drehzahl, eine ausschlaggebende Bedeutung zu.

Bei der somit nunmehr erforderlich werdenden Berücksichtigung des durch Flüssigkeitsreibung und Wirbelablösung an den Flügeloberflächen hervorgerufenen Widerstandes, des sog. Profilwiderstandes, bewährt sich in hervorragendem Maße der Aufbau auf der Tragflügeltheorie, die sich nach dieser Richtung völlig sinn- gemäß auf die Verhältnisse der Schraubenpropeller anwenden läßt. Wir stellten bereits fest, daß auf die von den Flügeln selbst erzeugte Änderung der ungestörten relativen Geschwindigkeit w_1 unendlich weit vor der Schraube in die Geschwindigkeit w am Ort der Schraube (Anblasegeschwindigkeit) die Entstehung des unvermeidlichen induzierten Widerstandes zurückzuführen ist. Betrachten wir die bekannten Polardiagramme der Flugzeugtragflügel, wie sie in den Ergebnissen der Aerodynamischen Versuchsanstalt, Göttingen, für zahlreiche Profile angegeben sind, so entspricht der Teil ζ_{wi} des Gesamtwiderstandsbeiwertes ζ_w , der zwischen der Ordinatenachse und der Parabel P liegt (Abb. 8), dem induzierten Widerstand des Tragflügels, der in unserem Falle nach obigem bereits vorweggenommen ist. Zu berücksichtigen bleibt noch der zwischen der Parabel und der Polarkurve liegende Teil ζ_p (Index p wegen Profilwiderstand). Dieser bewirkt, daß die resultierende Kraft dR , die von der Flüssigkeit auf das Profil ausgeübt wird, nicht, wie bisher für die reibungslose Schraube angenommen, senkrecht zur Anblasegeschwindigkeit w steht, sondern eine Komponente dW_p in der Anblaserichtung aufweist, derart, daß die Resultierende dR um den Winkel δ ¹⁾ mit der Tangente

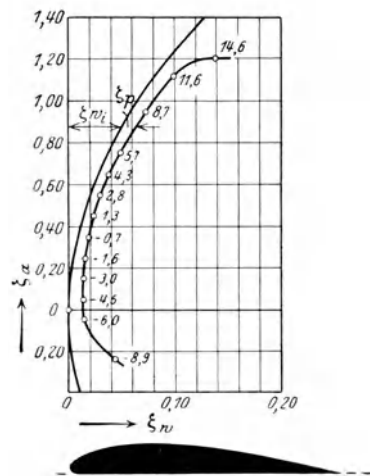


Abb. 8. (Göttinger Profil Nr. 436.)
Abb. 8. (Göttinger Profil Nr. 436.)

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{dW_p}{dA} = \frac{\zeta_p}{\zeta_a} = \varepsilon^1 \quad (\text{vgl. Abb. 3 a})$$

gegen die Richtung von dA geneigt ist. Hiernach wird es also darauf ankommen, das Profil gegen die Anblaserichtung w so anzustellen, daß die Reibung im Verhältnis zum erzeugten Auftrieb, d. h. also das Gleitverhältnis möglichst klein wird — wobei jedoch die Grenze einzuhalten ist, die die Rücksicht auf die Kavitation vorschreibt, worauf später noch näher eingegangen wird. Wir können nun also, sobald die Polarkurve für das gewählte Profil vorliegt, aus dieser die Größe von ζ_p unschwer entnehmen. Zu beachten ist dabei jedoch, daß bezüglich des Anstellwinkels noch eine Umrechnung stattzufinden hat. Denn die den Polarkurven in der bekannten Weise beigeschriebenen Anstellwinkel α sind die geometrischen Anstellwinkel bezogen auf die Fortschrittsrichtung des Profils, während wir den Anstellwinkel gegen die induzierte Anblaserichtung zugrunde legen müssen, welcher nach der Theorie gleich $\alpha - \frac{\zeta_a F}{\pi b^2}$ ist (F = Fläche, b = Spann-

¹⁾ ε wird als Gleitverhältnis oder Gleitzahl, δ als Gleitwinkel bezeichnet.

weite des Tragflügels, also bei der den Göttinger Polarkurven zugrunde liegenden Rechtecksform $\frac{F}{b^2} = \frac{bl}{b^2} = \frac{l}{b}$, $l = \text{Flügeltiefe}$). Es ist also das Verhältnis $\varepsilon = \frac{\zeta_p}{\zeta_a}$ demjenigen Punkt der Polarkurve zu entnehmen, für welchen

$$\alpha - \frac{\zeta_a F}{\pi b^2} = \alpha_i \quad (20)$$

ist, worin α_i den gewählten Anstellwinkel des Schraubenblattprofils gegen die Anblaserichtung w bedeutet.

Es ist alsdann, vgl. Abb. 3a

$$\left. \begin{aligned} dS &= dA \cos \beta' - dW_p \sin \beta' \\ dT &= dA \sin \beta' + dW_p \cos \beta' \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

der Wirkungsgrad des Schraubenelements also

$$\eta_r = \frac{v dS}{r \omega dT} = \lambda_r \frac{dA \cos \beta' - dW_p \sin \beta'}{dA \sin \beta' + dW_p \cos \beta'}$$

und mit $\text{tg } \beta' = \lambda'_r$ gemäß Gleichung (12a):

$$\eta_r = \eta_i \frac{1 - \varepsilon \lambda'_r}{1 + \frac{\varepsilon}{\lambda'_r}} = \eta_i \cdot \xi_r, \quad (22)$$

worin

$$\xi_r = \frac{1 - \varepsilon \lambda'_r}{1 + \frac{\varepsilon}{\lambda'_r}} \quad (23)$$

den sog. Gütegrad des Schraubenelements bezeichnet. Der Gütegrad ξ der Gesamtschraube läßt sich hieraus durch Integration über den gesamten Radius ableiten. Man erhält einen Ausdruck der Form

$$\xi = \frac{1 - \varepsilon \lambda' \tau_1}{1 + \frac{\varepsilon}{\lambda'} \tau_2}, \quad (24)$$

worin die Größen τ_1 und τ_2 die Bedeutung haben, daß der Schwerpunkt des von der Zähigkeit herrührenden Schubverlustes auf dem Radius $\frac{R}{\tau_1}$, der des Momentenzuwachses infolge Zähigkeit auf dem Radius $R\tau_2$ liegt. Die Werte von τ_1 liegen praktisch zwischen 2 und 1,5, die von τ_2 zwischen $\frac{3}{2}$ und $\frac{3}{4}$.

Von grundsätzlicher Wichtigkeit ist Formel (24) noch besonders deshalb, weil sie den Einfluß des Fortschrittsgrades λ auf den Gütegrad ξ erkennen läßt. Dabei kommt der Einfluß des Nenners ganz überwiegend zur Geltung, und zwar in dem Sinne, daß ξ stark abnimmt mit sinkendem Fortschrittsgrad. Darauf beruht im wesentlichen die Schwierigkeit bei der schnellläufigen Schraube.

Das Vorhandensein der Reibung vermag nun offenbar einen gewissen Einfluß auf die günstigste Schubverteilung auszuüben. Denn wenn letztere dem bisher beschriebenen Verfahren gemäß nach dem Grundsatz ermittelt war, die Energie, die in der lebendigen Kraft der im Wasser zurückgelassenen Strömung verlorenght, so gering wie möglich zu machen, so ist dies, streng genommen,

nicht richtig, denn zu diesem Verlust kommt noch der Reibungsverlust, und es kommt offenbar darauf an, den Gesamtverlust so klein wie möglich zu erhalten. Normalerweise spielt nun, wie wir sehen werden, der Reibungsverlust neben dem Verlust auf Grund des induzierten Widerstandes eine untergeordnete Rolle, und es hieße, in Anbetracht ohnehin noch verbleibender Fehlerquellen, die Genauigkeit des Verfahrens zu weit treiben, wollte man den in normalen Fällen geringen Einfluß der Reibung auf die günstigste Schubverteilung berücksichtigen. Wichtiger kann dieser Umstand jedoch werden bei der schnellläufigen Schraube, da wir bereits gesehen haben, daß in diesem Falle die Reibung sich in Gestalt eines sinkenden Gütegrades stärker geltend macht. Der Einfluß der Reibung auf die günstigste Schubverteilung ist bereits in der Arbeit von Helmbold angedeutet und in der Arbeit von Bienen „Weiterer Beitrag zur Theorie der Luftschraube“, Z. d. V. d. I. 1925 Nr. 25 ausführlich behandelt. Ein ganz kurzer Abriß der Bienenschen Theorie und eines von dieser abgeleiteten Entwurfsverfahrens, welches also insbesondere für schnellläufige Schrauben in Frage käme, ist im Anhang I gegeben.

d) Ermittlung der Blattbreiten.

Durch die Wahl eines möglichst günstigen Anstellwinkels, wie oben beschrieben, ist die Steigung der Schraube bzw. des Schraubenelements festgelegt. Die Tragflügeltheorie gestattet nun aber auch darüber hinaus die Ermittlung der Blattbreiten, die eingehalten werden müssen, um der Forderung geringsten Leistungsverlustes zu entsprechen.

Durch die vorangegangene Ermittlung des η_i -Wertes ist das auf jedes Schraubenelement kommende Schubelement dS gemäß Gleichung (4a) (S. 14), in welcher die Größe von c_a nach Gleichung (9) einzusetzen ist und außerdem der Beziehung $dS = dS_i (1 - \varepsilon \operatorname{tg} \beta')$ infolge des Reibungseinflusses Rechnung zu tragen ist, gegeben in der Form

$$dS = \frac{\gamma v^2}{2g} 2\pi r dr 4 \left(1 + \varkappa \frac{1 - \eta_i}{\eta_i} \cos^2 \beta' \right) \varkappa \frac{1 - \eta_i}{\eta_i} \cos^2 \beta' (1 - \varepsilon \operatorname{tg} \beta'). \quad (25)$$

Andererseits ist laut Gleichung (21)

$$dS = dA (1 - \varepsilon \operatorname{tg} \beta') \cos \beta' \quad (21a)$$

und das Auftriebselement dA ist gemäß der Bedeutung des Auftriebsbeiwertes

$$\zeta_a = \frac{dA}{p_a dF} \left(p_a = \text{Staudruck} = \frac{\gamma w^2}{2g} \right)$$

$$dA = \zeta_a \frac{\gamma w^2}{2g} z l dr \quad (26)$$

mit $l =$ Blattbreite des einzelnen Flügels auf dem Radius r . Somit erhält man durch Verbindung der Gleichungen (25), (21a) und (26):

$$\zeta_a z l = 8\pi r \frac{v^2}{w^2} \left(1 + \varkappa \frac{1 - \eta_i}{\eta_i} \cos^2 \beta' \right) \varkappa \frac{1 - \eta_i}{\eta_i} \cos^2 \beta'.$$

Setzt man nun noch laut Abb. 3 die Anblasesgeschwindigkeit

$$w = v \frac{\cos(\beta' - \beta)}{\sin\beta},$$

so wird

$$\zeta_a l = \frac{8\pi r}{z} \left(1 + \kappa \frac{1 - \eta_i}{\eta_i} \cos^2 \beta' \right) \kappa \frac{1 - \eta_i}{\eta_i} \frac{\sin^2 \beta \cos \beta'}{\cos^2(\beta' - \beta)}. \quad (27)$$

Da auf der rechten Seite dieser Gleichung nur bekannte Größen stehen, kann das Produkt $\zeta_a l$ nunmehr leicht errechnet werden, somit, da der Beiwert ζ_a bereits zur Bestimmung des günstigsten Anstellwinkels gedient hatte, auch für jeden Radius r die Blattbreite l .

Aus der Gleichung (27) erkennt man u. a., in Verbindung mit der Kurve Abb. 7 für den Verlauf des Zirkulationsverminderungsbeiwertes κ , daß bei der günstigst konstruierten Schraube die Blattbreiten am Flügelende auf Null abnehmen müssen.

C. Das Verfahren für Entwurf und Nachrechnung.

I. Entwurf.

Die vorstehend angedeutete Theorie enthält im Grunde bereits alles, was zu Entwurf und Konstruktion der jeweils günstigsten Tragflügel-Schiffsschraube erforderlich ist, wenn man außerdem noch folgende Punkte berücksichtigt:

a) Als Fortschrittsgeschwindigkeit der Schraube ist die um den mittleren Nachstrom verminderte Schiffsgeschwindigkeit einzusetzen, also die Größe

$$v_p = v(1 - \psi),$$

worin

$$v = \text{Schiffsgeschwindigkeit,}$$

$$\psi = \text{Nachstromziffer} = \frac{v - v_p}{v}.$$

Der Schraubenschub S ist gleich dem um den Sog vergrößerten Schiffswiderstand, also

$$S = \frac{W_0}{1 - \vartheta},$$

worin

$$W_0 = \text{Schiffswiderstand ohne Schrauben,}$$

$$\vartheta = \text{Sogziffer} = \frac{S - W_0}{S}.$$

Sog- und Nachstromziffer müssen entweder nach einer bekannten ähnlichen Ausführung geschätzt oder durch einen Vorversuch mit dem betr. Modell ermittelt werden.

b) Je nachdem, welche Unterlagen für den Entwurf der Schraube gegeben sind, wird gegebenenfalls dem eigentlichen Entwurf ein Auswahlverfahren voranzugehen haben, um für die jeweils nicht gegebene Größe den günstigsten Wert zu bestimmen. Von den hier möglichen Kombinationen möchte ich hier nur die

folgenden herausgreifen: Es sei in jedem Falle gegeben Schraubenschub S und Fortschrittsgeschwindigkeit v_p , außerdem

1. sowohl Durchmesser als auch Drehzahl,
2. oder nur der Durchmesser,
3. oder nur die Drehzahl.

Im Falle 1. ist offenbar ein Auswahlverfahren nicht mehr erforderlich; im Fall 2. wäre die günstigste Drehzahl, im Falle 3. der Durchmesser zu bestimmen. Dies kann in folgender Weise geschehen:

Entwickle zunächst auf Grund der für die Abhängigkeit des induzierten Wirkungsgrades von dem Belastungsgrad σ und dem Fortschrittsgrad λ gegebenen

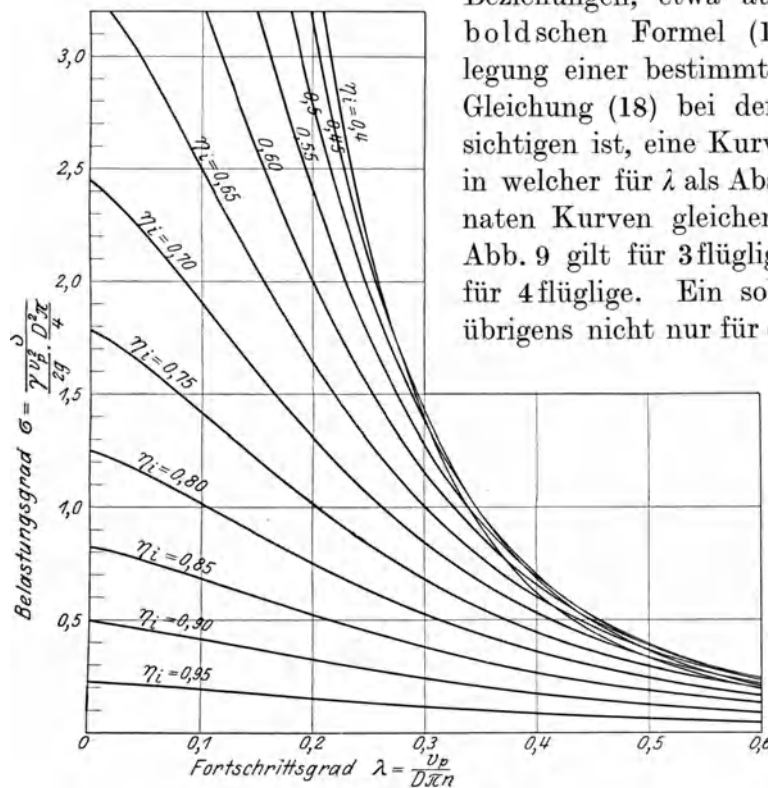


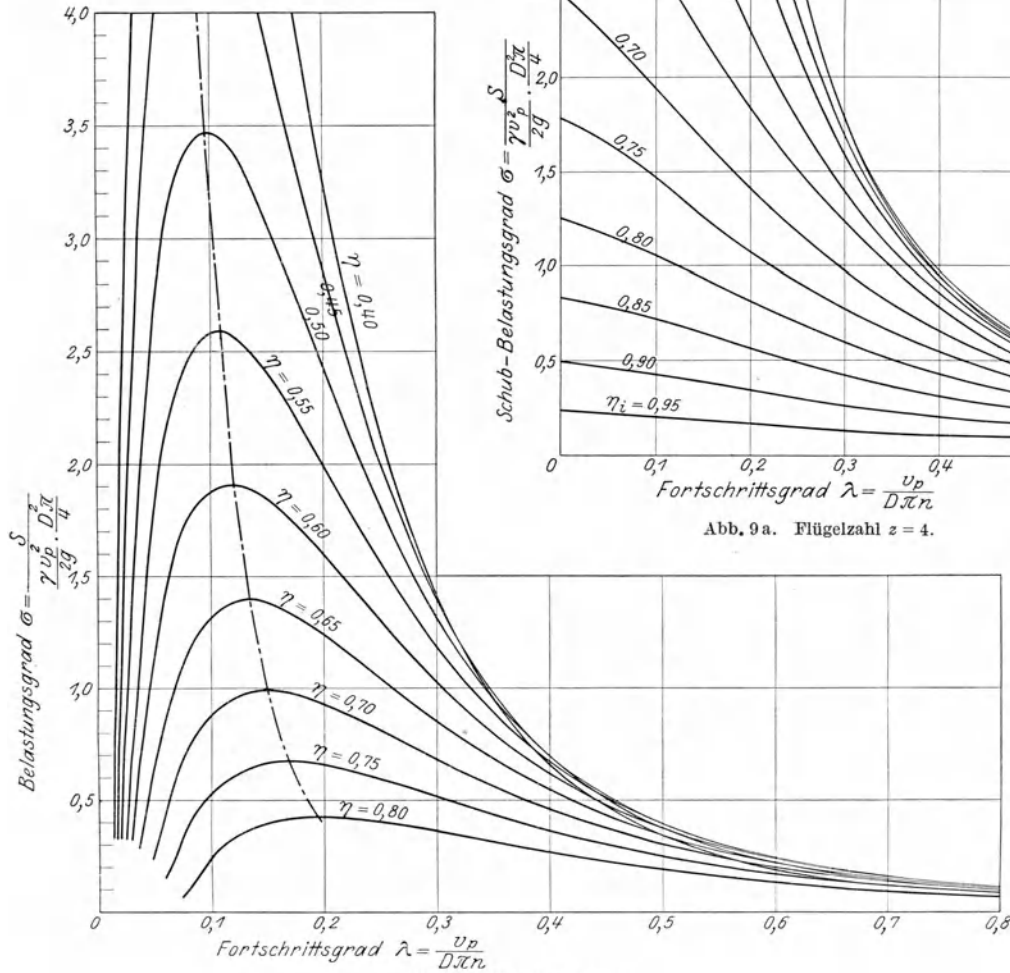
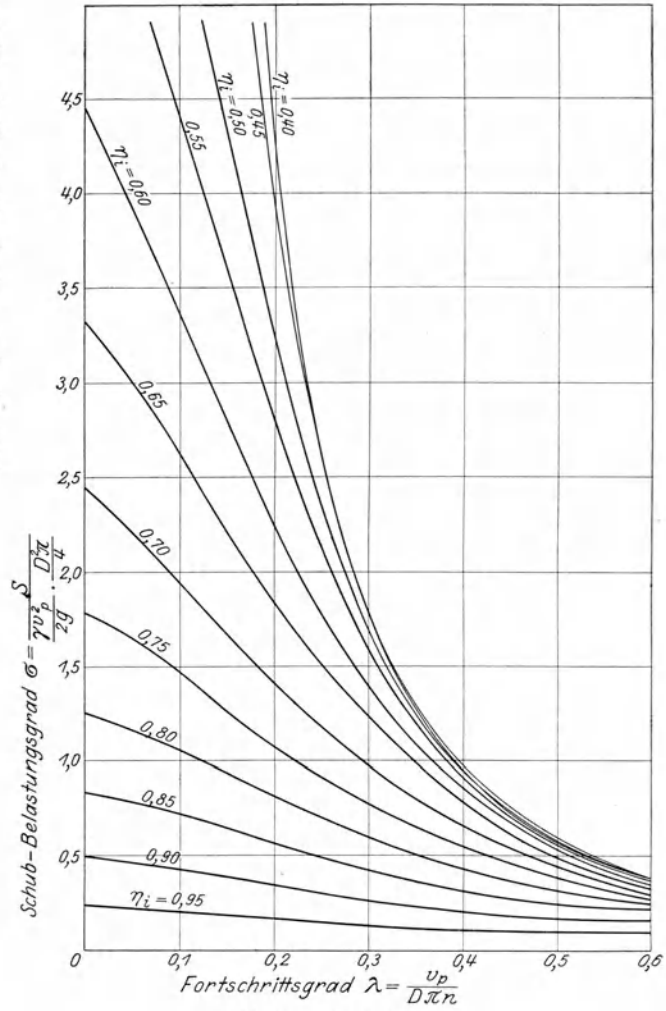
Abb. 9. Flügelzahl $z = 3$.

Beziehungen, etwa auf Grund der Helmholtz'schen Formel (16a) unter Zugrundelegung einer bestimmten Flügelzahl, die laut Gleichung (18) bei der Größe α' zu berücksichtigen ist, eine Kurvenschar wie in Abb. 9, in welcher für λ als Abszissen und σ als Ordinaten Kurven gleichen η_i aufgetragen sind. Abb. 9 gilt für 3flüglige Schrauben, Abb. 9a für 4flüglige. Ein solches Diagramm wird übrigens nicht nur für das vorbereitende Auswahlverfahren,

sondern unter allen Umständen zur schnellen Bestimmung des zur günstigsten Schraube gehörigen η_i gebraucht. — Man muß nun aber auch schon beim Auswahlverfahren von vornherein den Einfluß des Profilwiderstandes berücksichtigen, denn ohne diesen gäbe es,

wie bereits am Anfang des Abschnitts B c) angedeutet, beispielsweise überhaupt keine Grenze für den günstigsten Durchmesser, sondern dieser müßte grundsätzlich so groß gewählt werden, wie es die räumlichen Verhältnisse überhaupt gestatten. Man muß nun, um überhaupt zu einem Ergebnis zu kommen, bezüglich der Größe des Profilwiderstandes, die in dem Gleitverhältnis ε zum Ausdruck kommt, eine gewisse Annahme machen, und da hat sich an Hand mehrerer durchgerechneter Beispiele ergeben, daß für Schiffsschrauben ein Gleitverhältnis $\varepsilon = 0,025$ einen brauchbaren Mittelwert darstellt. Für die vorläufige Bestimmung des Gütegrades ξ genügt die Formel (24) mit den Annäherungswerten $\tau_1 = 2$ und $\tau_2 = \frac{2}{3}$.

Hiernach läßt sich dann aus dem Diagramm Abb. 9¹⁾ das Diagramm Abb. 10 ableiten, in welchem für die Koordinaten λ und σ die Kurven konstanten η aufgetragen sind. Dieses Diagramm kann bereits dazu benutzt werden, um bei gegebenem Durchmesser die zugehörige günstigste Drehzahl zu ermitteln, denn in diesem Fall ist mit S , v_p und D der Belastungsgrad σ gegeben, und



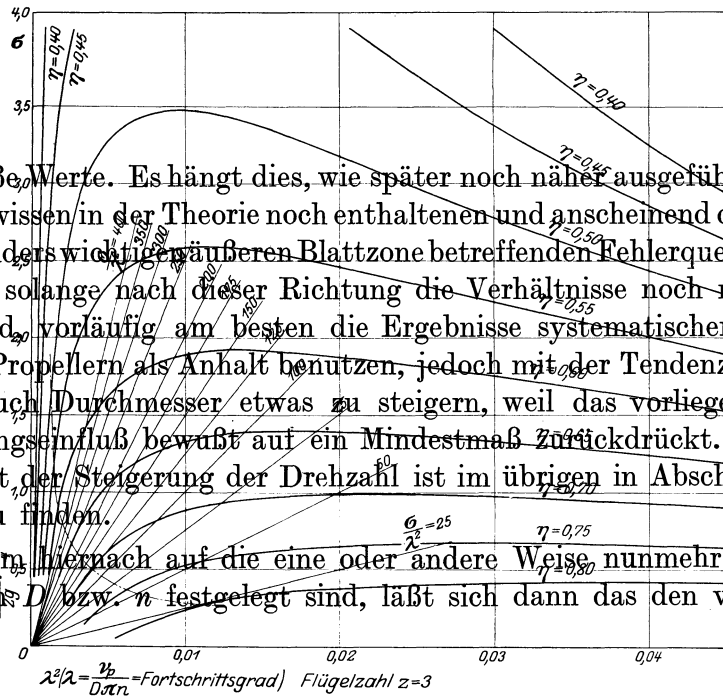
demgemäß ergibt der Schnittpunkt der im Abstande σ gezogenen Parallelen zur Abszissenachse mit der Kurve, die die Maxima der Wirkungsgradkurven verbindet,

¹⁾ Hier nur für 3flüglige Schrauben weitergeführt.

den günstigsten Fortschrittsgrad λ und somit die günstigste Drehzahl $n = \frac{v_p}{D\pi\lambda}$. Ist im anderen Falle die Drehzahl n gegeben und der zugehörige günstigste Durchmesser gesucht, so kann man zweckmäßig die Auftragung so ändern, daß als Abszisse das Quadrat des Fortschrittsgrades gewählt wird, Abb. 11. Es ist dann nämlich das Verhältnis $\frac{\sigma}{\lambda^2} = \frac{8\pi S n^2}{\gamma v_p^4}$ lediglich von den gegebenen Größen S ,

v_p und n abhängig und daher wird hier der günstigste Zustand durch den Punkt gekennzeichnet, in dem die dem gegebenen Wert $\frac{\sigma}{\lambda^2}$ entsprechende Gerade durch den Koordinatenanfangspunkt eine der η -Kurven tangiert bzw. die durch diese Tangie-

rungspunkte gelegte Kurve schneidet. Die zu diesem Schnittpunkt zugehörige Abszisse oder



Ordinate läßt sich zu große Werte. Es hängt dies, wie später noch näher ausgeführt, wahrscheinlich mit gewissen in der Theorie noch enthaltenen und anscheinend die Anströmung in der besonders wichtigen äußeren Blattzone betreffenden Fehlerquellen zusammen.

Es sei hier bemerkt, solange nach dieser Richtung die Verhältnisse noch nicht genügend geklärt sind, vorläufig am besten die Ergebnisse systematischer Versuche mit normalen Propellern als Anhalt benutzen, jedoch mit der Tendenz, sowohl Drehzahl als auch Durchmesser etwas zu steigern, weil das vorliegende Verfahren den Reibungseinfluß bewußt auf ein Mindestmaß zurückdrückt. Bezüglich der Möglichkeit der Steigerung der Drehzahl ist im übrigen in Abschnitt E e) noch Näheres zu finden.

Nachdem hiernach auf die eine oder andere Weise nunmehr auch die Auswahlgrößen D bzw. n festgelegt sind, läßt sich dann das den vorgelegten Be-

Ergebnissen führt. Beim Durchmesser sowohl wie bei den Drehzahlen ergeben

sich zu große Werte. Es hängt dies, wie später noch näher ausgeführt, wahrscheinlich mit gewissen in der Theorie noch enthaltenen und anscheinend die Anströmung in der besonders wichtigen äußeren Blattzone betreffenden Fehlerquellen zusammen. Man wird, solange nach dieser Richtung die Verhältnisse noch nicht genügend geklärt sind, vorläufig am besten die Ergebnisse systematischer Versuche mit normalen Propellern als Anhalt benutzen, jedoch mit der Tendenz, sowohl Drehzahl als auch Durchmesser etwas zu steigern, weil das vorliegende Verfahren den Reibungseinfluß bewußt auf ein Mindestmaß zurückdrückt. Bezüglich der Möglichkeit der Steigerung der Drehzahl ist im übrigen in Abschnitt E e) noch Näheres zu finden.

Nachdem hiernach auf die eine oder andere Weise nunmehr auch die Auswahlgrößen D bzw. n festgelegt sind, läßt sich dann das den vorgelegten Be-

Abb. 11.

dingungen entsprechende η_i aus Diagramm Abb. 9 ablesen. In dem Geschwindigkeitsdiagramm Abb. 6 ist nunmehr der Punkt H (Strecke $BH = \frac{v_p}{\eta_i}$) festgelegt und damit die zu jedem Radius r gehörigen hydrodynamischen Steigungswinkel β' zu errechnen. Desgleichen können jetzt die für jeden Radius r geltenden α -Werte aus der Kurve Abb. 7 abgegriffen werden.

c) Zur Bestimmung der Blattbreiten auf Grund von Gleichung (27) ist die Wahl des jeweils geeignetsten Auftriebsbeiwertes ζ_a erforderlich, wobei wir annehmen, daß die Polarkurve des gewählten Profils bekannt ist. In der Tat sind für die vorliegenden Versuche direkt die in Abb. 12 dargestellten Göttinger Profile Nr. 384—387, 428 und 436 herangezogen worden, hauptsächlich aus dem Gesichtspunkt heraus, daß im Interesse einer möglichst einfachen und genauen Herstellung eine gradlinige Begrenzung des Profils auf der Druckseite erwünscht

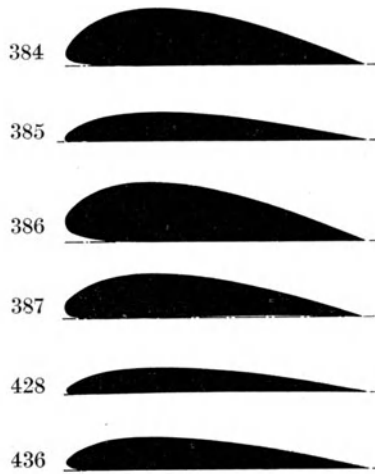


Abb. 12.

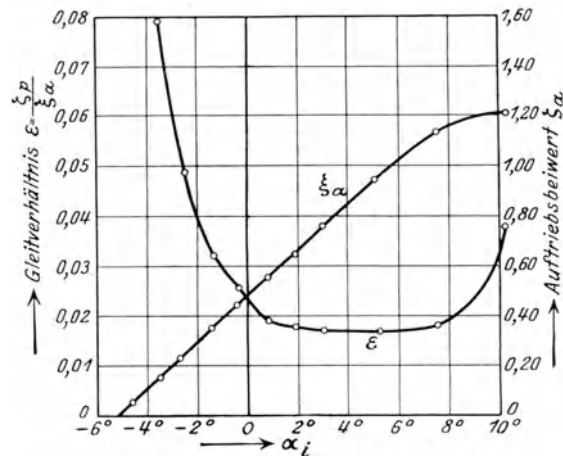


Abb. 13 (gilt für Profil Nr. 436).

ist. Grundsätzlich aber bedeutet die bei allen nachstehend beschriebenen Versuchen innegehaltene Beschränkung auf Profile mit gerader Druckseite eine Einseitigkeit, die man in Zukunft wird fallen lassen, falls die Wahl anderer Profilformen Vorteile verspricht. Um Mißverständnissen vorzubeugen, sei noch besonders hervorgehoben, daß das, was hier unter Tragflügel-schrauben verstanden ist, an und für sich nichts mit einem Sondertyp der Profilform, etwa wie nach Abb. 12, zu tun hat, sondern daß sich die vorliegende Theorie ebenso auf jede beliebige andere Profilform beziehen und anwenden läßt, vorausgesetzt, daß für diese die ζ_a - und ζ_p -Werte bekannt sind. Schon hier sei vorweggenommen, daß insbesondere bei schnellläufigen Schrauben mit Rücksicht auf die Kavitationsverhältnisse Profilformen vom Typ der Abb. 12 nicht empfehlenswert sind. — Untereinander unterscheiden sich die für die vorliegenden Versuche benutzten Profile der Abb. 12 im wesentlichen durch das Verhältnis Dicke zu Breite, ein Verhältnis, für welches in erster Linie die Festigkeitsanforderungen maßgebend sind, die auf diese Weise denn auch vollständig zu ihrem Rechte kommen. Bezüglich der Wahl von ζ_a sind nun folgende Gesichtspunkte zu beachten:

1. Es ist ein möglichst kleines Gleitverhältnis $\varepsilon = \frac{\zeta_p}{\zeta_a}$ anzustreben. Die Kurve der über den Anstellwinkeln aufgetragenen Werte von ε weist gemäß Abb. 13, welcher das Profil Nr. 436 zugrunde liegt, einen deutlichen Minimumbereich auf. Darüber hinaus wächst, wie aus der ebenfalls eingetragenen Kurve der ζ_a -Werte zu entnehmen, ζ_a zwar noch weiter, es wächst aber ζ_p verhältnismäßig schneller und dieser Bereich wird um so ungünstiger, je mehr sich ζ_a einem Maximum nähert, worauf dann die weitere Vergrößerung des Anstellwinkels nur noch der Erhöhung des Widerstandes zugute kommt (vgl. Abb. 8). Es hat unter diesen Umständen also gar keinen Zweck, den Auftriebsbeiwert ζ_a höher zu wählen, als dem Beginn des Minimumbereichs der ε -Kurve entspricht. Bei dem Profil Nr. 436, Abb. 13, würde hiernach ein Wert $\zeta_a \approx 0,6$ geeignet erscheinen.

2. Ein weiterer wichtiger Gesichtspunkt ist der der Vermeidung der Kavitation. Zur näheren Kennzeichnung der Bedingungen, unter denen der Eintritt von Kavitation zu erwarten ist, sei auf den Vortrag von Dr. Bauer „Messungen und Untersuchungen an Schiffsschrauben“, Jahrb. Schiffbaut. Ges. 1923, sowie insbesondere auf den Vortrag von Prof. Foettinger „Kavitation und Korrosion“ auf der Hydrauliktagung in Göttingen Juni 1925 verwiesen. Obgleich mir der letztere damals noch nicht bekannt war, habe ich bei Konstruktion der hier behandelten Schrauben ein den dort vertretenen Anschauungen völlig entsprechendes Verfahren angewandt, um das Eintreten von Kavitation zu verhindern. Dieses würde dann zu erwarten sein, wenn an irgendeiner Stelle infolge von sog. „Übergeschwindigkeiten“ eine Druckverminderung einträte, unter deren Wirkung der absolute Druck, d. h. die Differenz von statischem Druck und absolutem Betrag dieses Druckabfalls, bis zum Verdampfungsdruck des Wassers, also praktisch bis zum absoluten Druck 0 heruntersinkt. Diese Verhältnisse hat Dr. Bauer in dem erwähnten Vortrag dadurch zu erfassen gesucht, daß er zunächst auf Grund des, durch Rechnung oder Messung, gegebenen Schubes die Zirkulation um die Schraubenflügel unter Annahme gleichmäßiger Verteilung errechnet und dann auf theoretischem Wege den Stromlinienverlauf um die von elliptischem Querschnitt angenommenen Schraubenflügel bestimmt, indem die Strömung aus der Übereinanderlagerung der Translationsströmung (entsprechend unserer Geschwindigkeit w_1 , Abb. 3) und einer der Zirkulation entsprechenden Zirkulationsströmung resultiert. Aus dem Stromlinienverlauf ist auf den Verlauf der Über- und Unterdrucke über die Flügeltiefe zu schließen, und in den Bereichen, wo die Druckverminderung die statische Druckhöhe, zusammengesetzt aus Atmosphärendruck und Wasserdruck bis etwa Schraubenachse, übersteigt, ist Kavitation zu erwarten.

Dr. Bauer hebt selbst die Unvollkommenheit dieses Verfahrens hervor, die vor allem darin liegt, daß er, um die Ermittlung des Stromlinienverlaufs praktisch zu ermöglichen, einen ellipsenförmigen Blattquerschnitt zugrunde legt, da dies Verfahren für die in Praxis verwendeten unsymmetrischen Profile bisher undurchführbar ist. Abgesehen davon ist das Verfahren außerordentlich mühsam.

Grundsätzlich der gleiche Weg führt demgegenüber auf Grund der beschriebenen Theorie außerordentlich einfach und dabei sehr viel sicherer zum Ziele in dem Falle, daß für die Profile, die man für die Schraubenblätter verwendet, Messungen über die Verteilung von Über- und Unterdruck längs der Flügeltiefe auf Saug- und Druckseite vorliegen. Dies ist glücklicherweise schon jetzt für einige, für Schiffsschrauben verwendbare Profile der Fall¹⁾, und da eben diese Profile bei den vorliegenden Schraubenkonstruktionen verwendet wurden, ergab sich auch die Möglichkeit der genaueren Kavitationsuntersuchung.

Abb. 14 zeigt ein der genannten Veröffentlichung entnommenes typisches Diagramm einer solchen Druckverteilung bei einem Profil der ebenfalls angegebenen Form. Die Ordinaten geben das Verhältnis des an den einzelnen Stellen gemessenen Druckes zum Staudruck p_a an, für die Druckseite nach oben, die Saugseite nach unten aufgetragen. Man erkennt, daß die gesamte Druckdifferenz zum größten Teil durch Druckverminderung auf der Saugseite und nur zu einem sehr viel geringeren Teil durch Druckerhöhung auf der Druckseite hervorgebracht wird. Die Verteilung der Unterdrucke auf der Saugseite ist annähernd dreieckförmig, Spitze des Dreiecks nahe der Vorderkante. Man erkennt ohne weiteres, daß in diesem

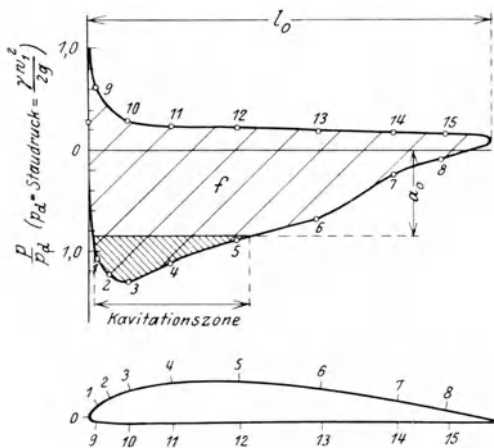


Abb. 14. Druckverteilung um Profil Nr. 389 bei $\alpha = 5,7^\circ$.

Bereiche, sobald die Druckverminderung größer ist als der statische Druck, die Bedingungen für das Eintreten von Kavitation gegeben sind. Quantitativ läßt sich dies dadurch feststellen, daß man auf Grund der jeweils gegebenen Bedingungen die Größe der dem statischen Druck p_0 entsprechenden Ordinate errechnet. Dies geschieht in folgender Weise:

Nach der Definition des Auftriebsbeiwertes

$$\zeta_a = \frac{dA}{p_a \cdot dF} = \frac{dA}{\frac{\gamma w_1^2}{2g} dF}$$

ist

$$p_m = \frac{dA}{dF} = \zeta_a \cdot p_a = \zeta_a \frac{\gamma w_1^2}{2g} \quad (28)$$

gleich der von dem Blattelement erzeugten mittleren Druckdifferenz zwischen Druck und Saugseite, d. i. gleich der algebraischen Summe von Über- und Unterdruck. In Gleichung (28) ist $p_a = \frac{\gamma w_1^2}{2g} = \frac{\gamma(v_p^2 + r^2 \omega^2)}{2g}$ bekannt; ζ_a sei, beispielsweise wie vorstehend nach 1., vorläufig gewählt, und es soll untersucht werden, ob dabei nicht die Kavitationsgrenze überschritten ist. Man geht auf dasjenige Druckverteilungsdiagramm des betr. Profils zurück, welches für den

¹⁾ Ergebnisse der Aerodynamischen Versuchsanstalt zu Göttingen, II. Lieferung Seite 43ff.

dem gewählten Wert von ζ_a entsprechenden Anstellwinkel α^1) gilt. In diesem Druckverteilungsdiagramm wird die, leicht durch Planimetrieren der Gesamtfläche f festzustellende, mittlere Druckdifferenz $p_{m1} = \frac{f}{l_0}$ beispielsweise durch die, das Verhältnis zum Staudruck $p_a = 1$ (daher sind die zu dem Basisdiagramm gehörigen Größen mit dem Index 1 versehen) angegebende Zahl a dargestellt. Der Maßstab, in dem, auf das Basisdiagramm übertragen, die im jeweiligen Fall vorliegenden Drucke zu messen sind, ist demnach

$$\frac{p_{m1}}{p_m} = \frac{a}{\zeta_a p_a},$$

somit entspricht dem vorliegenden statischen Druck p_0 in dem Basisdiagramm die Verhältniszahl

$$a_0 = p_0 \frac{p_{m1}}{p_m} = \frac{a p_0}{\zeta_a p_a}. \quad (29)$$

Falls die in dem Abstand a_0 unterhalb der Nulllinie zu ihr gezogene Parallele in die Unterdruckkurve einschneidet, wie in Abb. 14 angedeutet, sind in dem unterhalb dieser Linie gelegenen, durch Schraffur gekennzeichneten Bereich die Bedingungen für den Eintritt von Kavitation gegeben. Es müßte in solchem Falle ζ_a verringert werden.

Übrigens kann man durch ein Annäherungsverfahren auf sehr einfache Weise unmittelbar den ungefähren Grenzwert von ζ_a bestimmen, unterhalb dessen man bleiben muß, um Kavitation zu vermeiden. Man macht dabei von den beiden Tatsachen Gebrauch, daß in dem praktisch in Frage kommenden Bereich der Anstellwinkel erstens der Unterdruck auf der Saugseite etwa dreieckförmig verläuft, zweitens das Verhältnis der Fläche f_s der Druckverteilungskurve unterhalb der Nulllinie zu der Gesamtfläche f annähernd konstant und zwar etwa gleich 0,65 ist. Es ist dann die durch die Saugseite allein erzeugte Druckdifferenz $p_{s1} \approx 0,65 p_{m1}$. Soll nun der statische Druck nicht mehr in das Dreieck einschneiden, so muß sein $\frac{a_0}{a} \geq \frac{2 p_{s1}}{p_m} \geq 1,30$, also auf Grund von Gleichung (29)

$$\zeta_a \leq \frac{p_0}{1,3 p_a}. \quad (30)$$

Mag man nun aber auf die genauere oder auf die angenäherte Weise verfahren, jedenfalls zeigt sich in beiden Fällen der Vorzug des Verfahrens nach der Richtung, daß man die Kavitationsverhältnisse in sehr viel einwandfreier Weise erfassen kann, als dies bisher möglich war. Man kann also systematisch mit den Blattbreiten an die Grenze herangehen, jenseits derer theoretisch Kavitation beginnt. Ob es praktisch erforderlich ist, diese Grenze auch wirklich innezuhalten, ist eine andere Frage, die nicht durch Modellversuche, sondern nur durch vielseitige und langjährige Erfahrung mit naturgroßen Schrauben entschieden werden kann.

¹⁾ $\alpha = \alpha_i + \frac{\zeta_a F}{\pi b^2}$.

Die Rücksicht auf die Kavitation wird, soweit sie überhaupt in Frage kommt, die ζ_a -Werte und damit die Flügelbreiten in der Regel nur in der äußeren Flügelzone begrenzen, während im übrigen Bereich lediglich die unter 1. angegebene Richtlinie gilt.

d) Zu den gemäß c) gewählten Größen ζ_a , die im allgemeinen auf den einzelnen Radien verschieden ausfallen werden, gehören nun bestimmte Anstellwinkel α bzw. α_i , die man entweder direkt aus einem Diagramm, wie Abb. 13, oder auch aus folgender allgemeinen Beziehung entnehmen kann, bei welcher gleichzeitig die, in erster Linie nach Festigkeitsrücksichten zu wählende, Blattdicke s mitspricht:

Man findet, daß die ζ_a -Werte in einer einfachen linearen Abhängigkeit zu den Anstellwinkeln stehen und zwar ist für sämtliche hier in Frage kommende Profile des in Abb. 12 angedeuteten Typs ausreichend genau

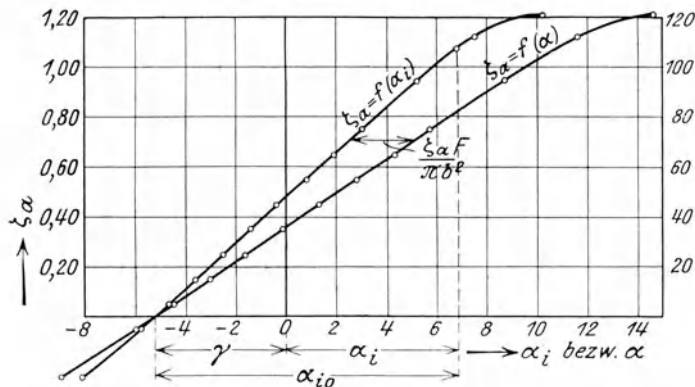


Abb. 15.

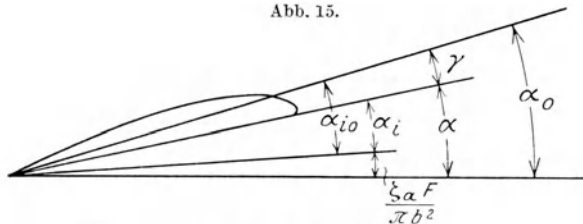


Abb. 15 a (gilt für Profil Nr. 436).

$$\zeta_a = 5,17 \alpha_{i_0}, \quad (31)$$

worin α_{i_0} der Anstellwinkel gegen die Null-Auftriebsrichtung ist, Abb. 15. Ferner ist der Winkel zwischen der als geometrische Bezugsrichtung für den Anstellwinkel α_i geltenden Sehne (hier der Druckseiten-Geraden) und der Nullauftriebsrichtung im wesentlichen abhängig von dem Dickenverhältnis $\frac{s}{l}$ und ist annähernd

$$\gamma = 0,027 + 0,66 \frac{s}{l}. \quad (32)$$

Somit wird

$$\zeta_a = 5,17(\alpha_i + \gamma) = 5,17 \alpha_i + 0,14 + 3,4 \frac{s}{l}, \quad (31 a)$$

$$\alpha_i = \frac{\zeta_a - \left(0,14 + 3,4 \frac{s}{l}\right)}{5,17} \quad (33)$$

e) Hiernach erscheint nunmehr die Steigung

$$H_r = 2 \pi r t g(\beta' + \alpha_i) \quad (34)$$

eindeutig festgelegt, also einer aus dem Verfahren selbst sich ergebenden Blattdicke l und, in zweiter Linie, einer nach Festigkeitsgesichtspunkten zu bestimmenden Blattdicke s eindeutig zugeordnet. Praktisch wird man natürlich nicht nach einem solchen starren Schema vorgehen, zumal ja vor allem die Größe ζ_a ein elastischer Faktor ist, für den die obigen Ausführungen unter c)

nur als Richtlinien gelten. Es wird also praktisch — und dies ist ein ziemlich wichtiger Punkt der neuen Schraubenkonstruktion — darauf ankommen, die 3 Größen, Blattbreite, Steigung und Blattdicke, so gegeneinander abzustimmen, daß unter Wahrung der für die Festigkeit maßgebenden Bedingungen ein vernünftiger Verlauf aller 3 Größen über den ganzen Bereich zustande kommt. Dies wird in der Regel ohne größere Schwierigkeit erreichbar sein, und es darf hervorgehoben werden, daß eine nach solchen Gesichtspunkten durchgeführte Konstruktion tatsächlich zu praktisch durchaus brauchbaren Flügelabmessungen führt. Von Schrauben normaler Konstruktion unterscheiden sich derartige Schrauben im wesentlichen dadurch, daß sie verhältnismäßig kleinere Flügelflächen haben und insbesondere nach der Spitze zu schmaler sind, und daß außerdem die Steigung in der Regel nicht konstant ist, sondern von der Nabe nach der Spitze hin zunimmt. Mit Rücksicht auf eine möglichst einfache und genaue Herstellung wird man vielleicht Wert darauf legen — und dies ist bei allen nachstehend beschriebenen Schraubenkonstruktionen geschehen — eine linear mit dem Radius veränderliche Steigung zu bekommen. Man muß dann hier und da gewisse Abweichungen von dem durch das Verfahren vorgeschriebenen Zusammenhang in Kauf nehmen, und etwas größer werden diese Abweichungen in der Regel in der Nähe der Wurzel werden, wo sie aber auch andererseits am wenigsten schaden. Solche Abweichungen bedeuten, daß das für die günstigste Schubverteilung bzw. für die günstigste Verteilung der induzierten Wirkungsgrade zugrunde gelegte Gesetz nicht ganz innegehalten wird. Dies wird jedoch in der Regel nur von sehr untergeordneter Bedeutung zu sein brauchen. Wenn man wissen will, wie sich unter solchen Umständen die Schubverteilung und der Wirkungsgrad ändert, so muß man sich des nachstehend unter II. beschriebenen Nachrechnungsverfahrens bedienen. Dieses liefert ferner das Mittel, um die Arbeitsverhältnisse der Schraube auch außerhalb des Optimumzustandes der Schraube, für den sie konstruiert ist, zu untersuchen. Das ist wichtig, denn man muß selbstverständlich von einer praktisch brauchbaren Schiffsschraube verlangen, daß sie nicht nur unter den dem Entwurf unmittelbar zugrunde gelegten Bedingungen, sondern auch in einem angemessenen Bereich benachbarter Bedingungen, d. h. bei in gewissem Maße abweichenden Belastungs- und Fortschrittsgraden, günstig arbeiten. Für derartige Untersuchungen büßt ein lediglich auf gewissen Sonderbedingungen, beispielsweise eines konstanten η_i , beruhendes Verfahren offenbar seine Anwendbarkeit ein, und es muß daher auf die allgemeine Schraubentheorie zurückgegriffen werden.

Das gleiche ist natürlich der Fall bei solchen Schrauben, die nicht als Tragflügel-schrauben nach dem vorliegenden Verfahren, sondern als normale Schrauben beispielsweise auf Grund systematischer Schraubenversuche konstruiert worden sind. Aus allen diesen Gründen erschien es jedenfalls zweckmäßig, die in Abschnitt B angedeutete Theorie, soweit sie allgemeiner Natur ist, auch zur Nachrechnung von solchen Schrauben nutzbar zu machen, die nach einem beliebigen anderen Verfahren konstruiert worden sind.

Zuvor seien jedoch die aufeinanderfolgenden Schritte des Entwurfsverfahrens für eine günstigst wirkende Tragflügel-schraube, nach Beendigung eines etwa vorangegangenen Auswahlverfahrens, nachstehend nochmals kurz zusammengestellt.

Gegeben seien also Schub S , Fortschrittsgeschwindigkeit v_p , Durchmesser D , Drehzahl n , Flügelzahl z ; somit auch Schubbelastungsgrad $\sigma = \frac{S}{\gamma v_p^2 \frac{D^2 \pi}{4}}$ und Fortschrittsgrad $\lambda = \frac{v_p}{D \pi n}$.

1. Bestimme aus Diagramm Abb. 9 (bzw. Abb. 9a, je nach Flügelzahl) auf Grund von σ und λ den induzierten Wirkungsgrad η_i .

2. Konstruiere auf Grund eines konstanten η_i (Strecke $BH = \frac{v}{\eta_i}$) das Geschwindigkeitsdiagramm Abb. 6 und entnehme aus diesem für eine ausreichende Zahl von aufeinanderfolgenden Radien r die Steigungswinkel β und β' sowie auch, falls gewünscht, die Zusatzgeschwindigkeiten c_a und c_u .

Auch alle folgenden Rechnungen sind für die gewählte Reihe der aufeinanderfolgenden Radien r , ausgehend vom Nabenradius r_0 , vorzunehmen.

3. Mit Hilfe des zu der Flügelspitze gehörigen Steigungswinkels β' errechne die den gewählten Radien r entsprechenden Größen des π ten Teils des Exponenten in der Gleichung (17) für den Schubverminderungsfaktor und greife dann die zugehörigen Werte von κ selbst aus dem Diagramm Abb. 7 ab.

4. Hier wird zweckmäßig eine Kontrolle eingeschoben, indem man die Produkte $\sigma_r \cdot r$ [σ_r gemäß Gleichung (10b) S. 14] über r als Kurve aufträgt, worauf die Fläche der Kurve zwischen r_0 und R , planimetriert und mit der Größe $2\pi \frac{\gamma v_p^2}{2g}$ multipliziert, auf Grund von Gleichung (25) annähernd den vorgelegten Schub S ergeben muß.

5. Errechne nach Gleichung (27) die Größen $C_1 = \zeta_a \cdot l$ (Blattbreite \times Auftriebsbeiwert).

6. Bestimme gemäß c. 1 nach dem Gesichtspunkte einer möglichst kleinen Gleitzahl aus Diagramm nach Art von Abb. 13 einen vorläufigen Wert des Auftriebsbeiwerts ζ_a und prüfe, falls gegebenenfalls erforderlich, gemäß c. 2, ob mit einem solchen ζ_a die Kavitationsgrenze etwa bereits überschritten ist. In diesem Fall ist ζ_a entsprechend zu verkleinern.

7. Lege auf Grund dieser vorläufigen Werte von ζ_a den ungefähren Verlauf der Blattbreiten $l = \frac{C_1}{\zeta_a}$ fest. Nach der Wurzel zu spielt der Auftriebsbeiwert keine wesentliche Rolle mehr, hier müssen Blattbreiten l und Dicken s hauptsächlich nach Festigkeitsrücksichten bestimmt werden. Aus der meist annähernd linearen Abnahme der Wurzeldicke von der Wurzel nach der Spitze zu ist dann für jedes r das Dickenverhältnis $\frac{s}{l}$ zu entnehmen.

8. Bestimme auf Grund von ζ_a und $\frac{s}{l}$ den Anstellwinkel α_i nach Gleichung (33) und schließlich die Steigung

$$H_r = 2\pi r \operatorname{tg}(\beta' + \alpha_i).$$

9. Die aus 6, 7 und 8 enthaltenen vorläufigen Werte von Blattbreiten, Blattdicke und Steigung sind gegeneinander abzustimmen, so daß für alle 3 Größen ein vernünftiger Verlauf herauskommt. Falls dabei Abweichungen der Produkte $\zeta_a l$ von den vorgeschriebenen Werten C_1 vorgenommen werden müssen, können die dann nicht mehr konstanten η_i -Werte und die entsprechend geänderte Schubverteilung aus dem Nachrechnungsverfahren (nachstehend unter II.) ermittelt werden.

Abweichend von dem hier für Schritt 1 und 2 angegebenen Entwurfsverfahren ist bei den meisten nachstehend beschriebenen Versuchsschrauben nicht ein konstantes η_i zugrunde gelegt worden, sondern die genauere Theorie von Betz für die Schraube mit geringstem Energieverlust, vgl. S. 12. Dies führt in seiner Auswirkung dazu, daß nach innen, d. i. nach der Wurzel zu, die induzierten Wirkungsgrade η_i der Schraubenelemente etwas kleiner, nach der Spitze zu etwas größer und im Mittel um $\frac{1}{2}$ —1% größer ausfallen als das konstante η_i . An und für sich ist die Mehrarbeit gegenüber dem Verfahren des konstanten η_i aus dem Grunde nicht bedeutend, als sie auf die einmalige Ausarbeitung einiger Diagramme herauskommt, die dann für sämtliche Fälle anwendbar sind. An dieser Stelle mag es, schon um den Stoff nicht zu sehr anschwellen zu lassen, mit diesem Hinweis sein Bewenden haben.

II. Nachrechnung.

Die Möglichkeit der Nachrechnung einer gegebenen Schraube ist aus dem mehrfach hervorgehobenen allgemeingültigen Satze gegeben, daß man jedes innerhalb eines Kreisrings von der radialen Ausdehnung dr gelegene Schraubenelement für sich allein untersuchen bzw. seine Wirkung auf das durch es hindurchtretende Kreisringzylinderelement des Schraubenstrahls beschränkt denken kann. Die Blattbreitenformel (27) gilt eben ganz allgemein für jede Schraube. Grundsätzlich bietet auf Grund dieser Formel die Nachrechnung keine Schwierigkeiten.

Gegeben ist die für die ganze Schraube gemeinsame Fortschrittsgeschwindigkeit v_p und Drehzahl n bzw. Winkelgeschwindigkeit ω , ferner für jedes, auf dem beliebigen Radius r gelegene Schraubenelement die Steigung H_r , die Blattbreite l und die Blattdicke s .

Hiernach sind ohne weiteres für jeden Radius r zu berechnen der Steigungswinkel $\beta' + \alpha_i = \arctg \frac{H_r}{2\pi r}$, und das Dickenverhältnis $\frac{s}{l}$.

Es ist nun unschwer einzusehen, daß die in der Blattbreitenformel außer den genannten gegebenen Größen außerdem vorkommenden Größen:

$$\zeta_a \text{ nach Gleichung (31 a) (mit } \alpha_i = \arctg \frac{H_r}{2\pi r} - \beta')$$

$$\beta' = \arctg \frac{v}{r\omega\eta_i};$$

$$\kappa \text{ nach Diagramm Abb. 7.}$$

sämtlich nur noch η_i als Unbekannte enthalten. Man braucht daher nur so vorzugehen, daß man für verschiedene angenommene Werte von η_i erstens

die Größen $C_1 = \zeta_a l$, zweitens die auf der rechten Seite der Gleichung (27) stehenden Größen berechnet und als Ordinaten über η_i als Abszissen aufträgt. Dem Schnittpunkt der beiden Kurven entspricht das für den jeweiligen Fall zutreffende η_i .

Tatsächlich läßt sich an diesem Verfahren grundsätzlich gar nichts, ausführungstechnisch nur das vereinfachen, daß ein für allemal gewisse Diagramme entwickelt werden, aus denen einige der rechnerisch umständlichen Größen ohne besondere Rechenmanipulation abgegriffen werden können. Ein hierauf abgestelltes Verfahren ist im Anhang II angegeben.

Nachdem so für eine Reihe von Radien r die η_i -Werte der betreffenden Schraubenelemente ermittelt sind, findet man die Schubverteilung, den Gesamtschub und die Wirkungsgrade folgendermaßen: Man berechnet für die verschiedenen Radien r

1. den Gütegrad $\xi_r = \frac{1 - \varepsilon \operatorname{tg} \beta'}{1 + \varepsilon \operatorname{ctg} \beta'}$, wobei in der Gleitzahl $\varepsilon = \frac{\zeta_p}{\zeta_a}$ die Größe ζ_a wiederum nach Gleichung (31 a) und ζ_p nach einer aus den Göttinger Polardiagrammen abgeleiteten Annäherungsbeziehung

$$\zeta_p \approx 0,1 \frac{s}{l} \quad (35)$$

gesetzt wird;

2. die Ordinaten der Schubkurve $\sigma_r \cdot r$ (σ_r nach Gleichung [10b]);

3. die Ausdrücke $\frac{\sigma_r \cdot r}{\eta_i}$ und $\frac{\sigma_r \cdot r}{\eta_i \cdot \xi_r}$;

setzt die 3 Werte unter 2. und 3. über den zugehörigen Radien ab und planimetriert die Kurven. Dann ist der Schub:

$$S = 2\pi \frac{\gamma v_p^2}{2g} \int_{r_0}^R \sigma_r r dr,$$

der mittlere induzierte Wirkungsgrad:

$$\eta_{i \text{ mittel}} = \frac{\int_{r_0}^R \sigma_r r dr}{R \int_{r_0}^R \frac{\sigma_r \cdot r}{\eta_i} dr},$$

der Gesamtwirkungsgrad:

$$\eta = \frac{\int_{r_0}^R \sigma_r \cdot r dr}{R \int_{r_0}^R \frac{\sigma_r \cdot r}{\eta_i \xi_r} dr}.$$

D. Versuche mit Tragflügel-Schiffsschrauben.

In diesem Abschnitt werden im wesentlichen nur die Versuche beschrieben und die Versuchsergebnisse aufgeführt, während sie im nächstfolgenden Abschnitt E. näher diskutiert werden.

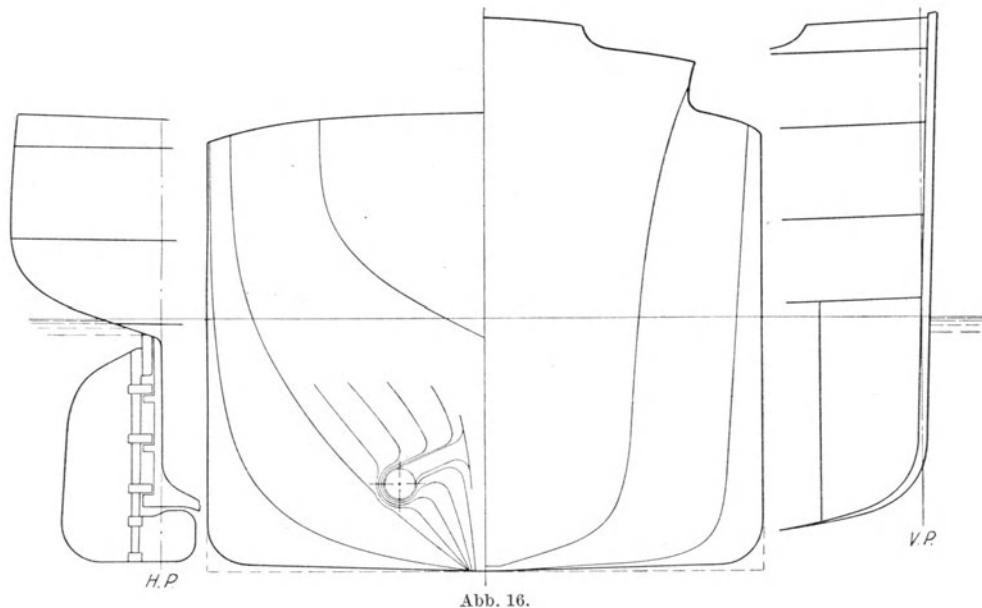
I. Schrauben für die Doppelschrauben-Motorfrachtschiffe von 10000 t Tragfähigkeit und 14,5 Knoten Geschwindigkeit für Furness Withy Co. (Neubauten S. 82/83, 93/95 der DW.)

Diese Versuche sind bei weitem die umfangreichsten gewesen und sind von besonderem Interesse, weil von 5 Schiffen dieses Typs 4 mit den neuartigen Schrauben und 1 mit Schrauben normaler Bauart ausgestattet worden ist.

Die für die Schiffswiderstands- und Antriebsverhältnisse dieser Schiffe in Frage kommenden Hauptdaten sind die folgenden:

Länge	134,11 m
Größte Breite auf Spanten	18,29 m
Tiefgang vollbeladen bis Oberkante Kiel (gleichlastig)	8,34 m
Displacement glatt in Süßwasser	14830 m ³
Displacement mit Außenhaut und Anhängseln in Seewasser	15250 t
$L : B = 7,35, \quad T : B = 0,458$	
$\alpha = 0,827, \quad \beta = 0,98, \quad \delta = 0,725, \quad \varphi = 0,74$	
Konstruktionsgeschwindigkeit	14,5 Kn
Maschinenleistung normal	etwa 2×2450 PS _e
Drehzahl normal pro Minute	120

Die Schiffsform ist aus Abb. 16 zu ersehen.



Bevor der Gedanke, für diese Schiffe Schrauben des neuen Typs zu verwenden, festere Gestalt annahm, waren bereits Schleppversuche mit Schiffsmodell und normalen Schrauben vorgenommen worden. Bei 14,5 Knoten war ein reiner Schiffswiderstand $W_0 = 17100$ kg festgestellt und nach Einführung geschätzter Sog- und Nachstromwerte je ein Paar 3- und 4flügelige Schrauben, die auf Grund der systematischen Schraubenversuche von Schaffran ausgewählt waren, erprobt worden. Ihre Abmessungen sind unter Nr. 221 und 222 auf Abb. 17 näher bezeichnet, welche die Ergebnisse der Freifahrversuche dieser Schrauben neben denen der späteren Tragflügelschrauben enthält. Die Ausführungszeichnung des normalen 3flügeligen Propellers Nr. 222 zeigt Abb. 18.

Die Versuche Schiffmodell mit Schrauben lieferten nach den Protokollen der H. S. V. A. (Versuche Nr. 1144 und 1265) für 14,5 Knoten folgende Ergebnisse:

Zahlentafel I.

Ver-such Nr.	Propeller		Schlepp-leistung N_0 PS	Wellen-dreh-leistung N_w	Dreh-zahl n /min	Propulsions- gütegrad $\xi_0 = \frac{N_0}{N_w}$ %	Nomi-neller Slip s_n %	Fort-schritts-ziffer ¹⁾ $\chi = \frac{v_p}{nD}$	Sog-ziffer ϑ %	Nach-strom-ziffer ψ %	Schiffs-gütegrad $\xi_s = \frac{1-\vartheta}{1-\psi}$ %	Propeller-wirkungs-grad η_p %
	Nr.	Art										
1144	221	normal 4flügelig	3397	5300	112,4	64,0	32,8	0,690	20,1	29,1	112,6	56,9
1265	222	normal 3flügelig	3397	5310	117,1	64,0	34,5	0,671	20,2	27,2	109,5	58,4

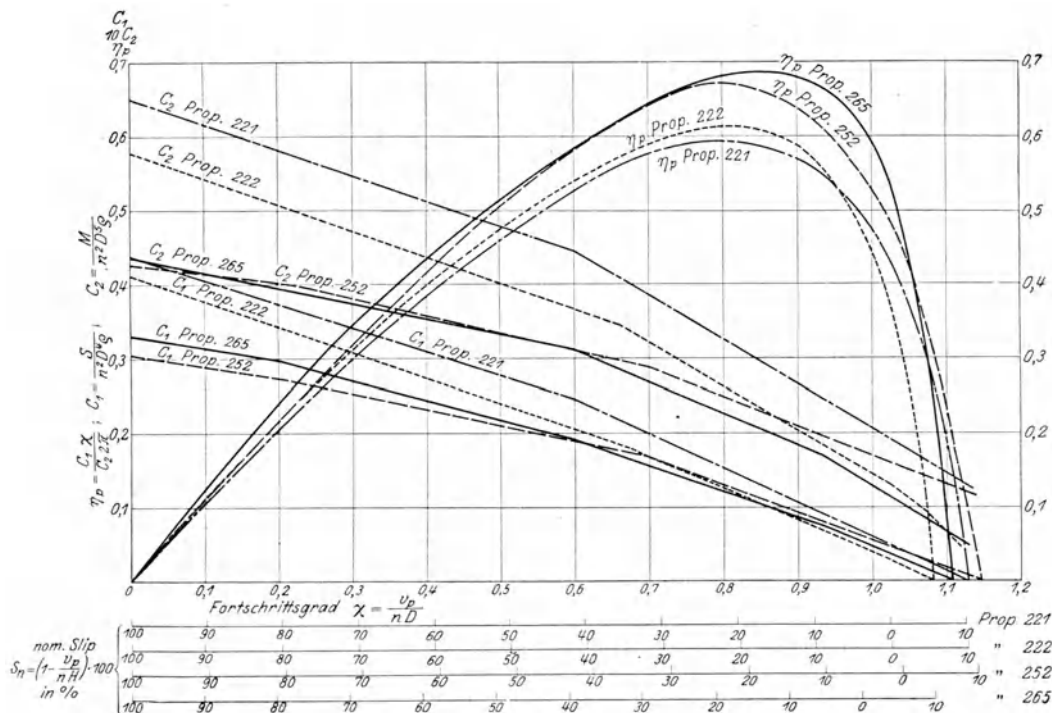


Abb. 17. Ergebnis der Freifahrmodellversuche mit verschiedenen Propellern.

Propeller Nr.	221	222	252	265
Art des Propellers	normal		Tragflügelpropeller schmal breit	
D = Propeller-Durchmesser	4,1 m	4,15 m	4,15 m	4,15 m
H = Steigung	4,2 m	4,25 m	4,3 m im Mittel ²⁾	4,08 m i. Mittel ³⁾
H/D = Steigungsverhältnis	1,025	1,024	1,037	0,984
Z = Flügelzahl	4	3	3	3
F = Kreisfläche	13,2 m ²	13,53 m ²	13,53 m ²	13,53 m ²
Fa = abgew. Flügelfläche	5,58 m ²	5,7 m ²	3,24 m ²	4,08 m ²
Fa/F = Flächenverhältnis	42,2 %	42,2 %	24,0 %	30,20 %

1) An Stelle des Fortschrittsgrades $\lambda = \frac{v_p}{D \pi n}$ ist für die praktische Auftragung bei allen hier wiedergegebenen Diagrammen die Fortschritts-„ziffer“ $\chi = \pi \lambda = \frac{v_p}{D n}$ verwendet worden.

2) Von 3,79 m an der Wurzel } linear zunehmend.
bis 4,65 m an der Spitze }

3) Von 3,80 m an der Wurzel } linear zunehmend.
bis 4,30 m an der Spitze }

Aus dem Bestreben heraus, die hieraus ersichtlichen, an und für sich durchaus nicht ungünstigen Propulsionsverhältnisse noch weiter zu verbessern, entwickelten sich die Versuche mit den Tragflügelschrauben.

Freifahrversuche. Die erste Schraube dieser Art entstand zu einer Zeit, als das Konstruktionsverfahren, vor allem die Verwendung der Göttinger Polar-diagramme, noch mitten im Entstehen begriffen war und daher noch etwas

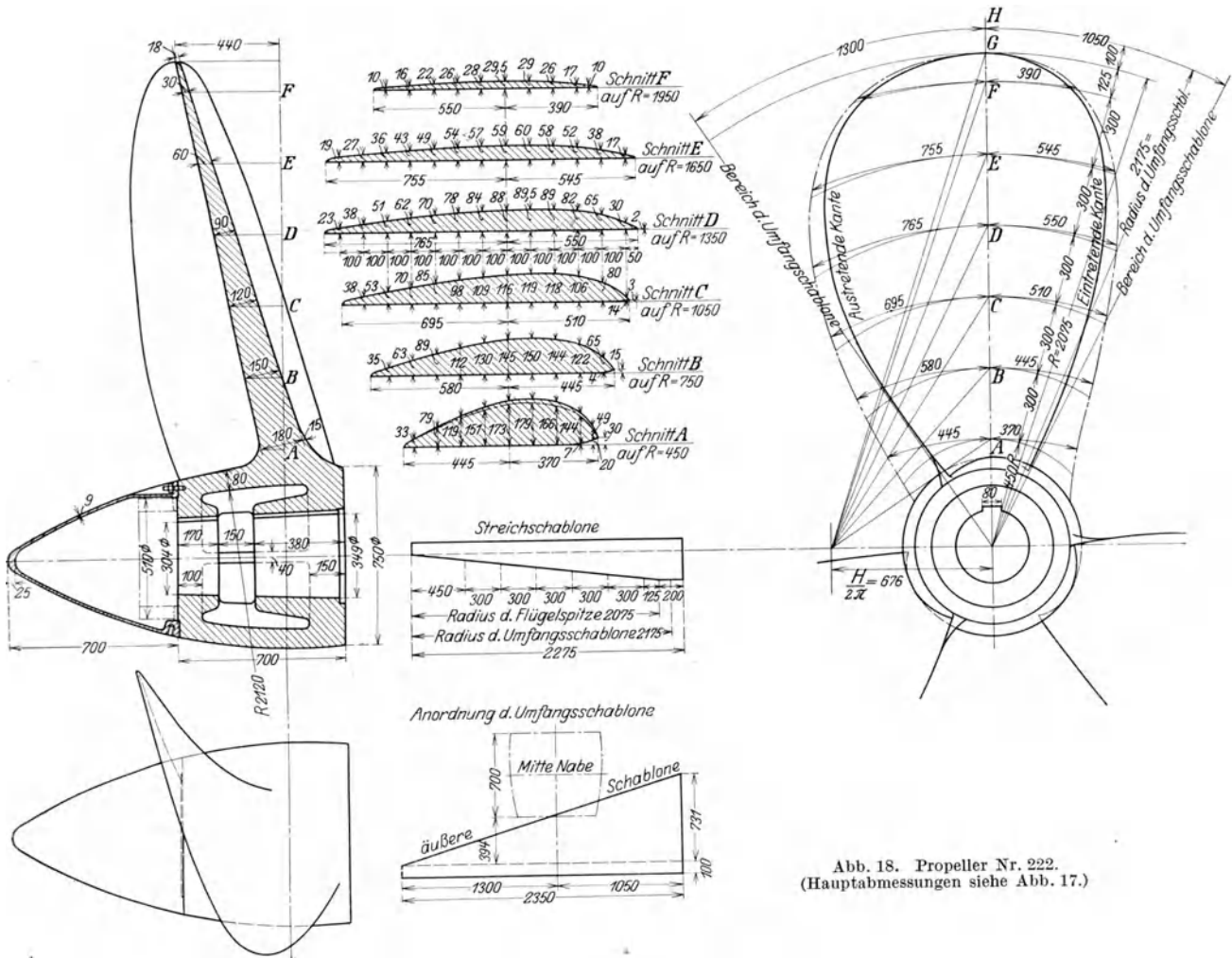


Abb. 18. Propeller Nr. 222. (Hauptabmessungen siehe Abb. 17.)

in den Kinderschuhen steckte. Sie ist nur freifahrend erprobt worden und war, obwohl im Wirkungsgrade bereits um etwa 3% besser als die 3flügelige Schraube Nr. 222, aus dem Grunde nicht brauchbar, weil sie zur Erzeugung des verlangten Schubes statt der der Berechnung zugrunde gelegten Drehzahl von 120 eine solche von etwa 128 brauchte. Auf Grund der Nachrechnung führte dies zu der empirischen Folgerung, daß für die Rechnung ein um 20% erhöhter Schub zugrunde gelegt werden muß, um beim Versuch den verlangten Schub bei der vorgelegten Drehzahl zu erreichen. Diese Tatsache des Zurückbleibens des beim Versuch gemessenen Schubes gegenüber dem rechnerischen, deren Bedeutung im Abschnitt E. erörtert werden soll, ist bei allen späteren Versuchen

mit Tragflügel-schrauben bestätigt worden; quantitativ stellte sich das Maß des Zurückbleibens verschieden heraus, war aber jedenfalls meist ziemlich erheblich.

Der nächste daraufhin konstruierte Propeller (Nr. 252 der H. S. V. A.), der, bei gleichem Durchmesser von 4,15 m wie der normale 3flügelige Propeller Nr. 222, eine von 3,79 m an der Wurzel bis 4,65 m an der Spitze linear zunehmende Steigung, eine abgewinkelte Flügelfläche von 3,24 m² und ein Flächenverhältnis $\frac{F_a}{F} = 0,24$ besaß, erwies sich freifahrend als außerordentlich günstig im Verhältnis zu den normalen Propellern Nr. 221 und 222 (siehe Freifahrkurve

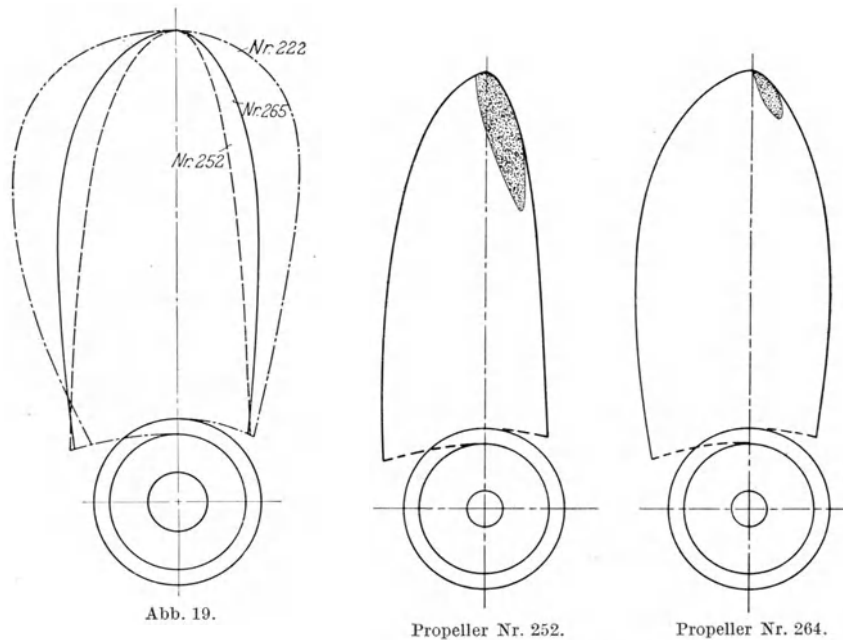


Abb. 19.
Propeller Nr. 252. Propeller Nr. 264.
Abb. 20. Rechnungsmäßige Ausdehnung der Kavitationszonen.

Abb. 17). Sein maximaler Wirkungsgrad betrug 67%, bei dem den Arbeitsbedingungen hinter dem Schiff entsprechenden Fortschrittsgrad bzw. Slip war er um 7,5% dem 3flügeligen normalen Propeller Nr. 222 und noch entsprechend mehr dem 4flügeligen Nr. 221 überlegen. Den vorgelegten Schub, der nach obigem für die Rechnung um 20% erhöht wurde, lieferte er genau bei der vorgeschriebenen Drehzahl von 120 in der Minute. Die abgewinkelte Blattform dieses Propellers ist in Abb. 19 der des normalen 3flügeligen Propellers Nr. 222 sowie der des später endgültig gewählten Tragflügelpropellers Nr. 265 gegenübergestellt und zeigt gegenüber dem ersteren das charakteristische Kennzeichen einer sehr viel geringeren Blattbreite nach der Spitze zu.

Bei der Konstruktion dieses Propellers hatten die Kavitationsverhältnisse noch nicht genauer quantitativ untersucht werden können und es waren ziemlich hohe ζ_a -Werte, bis zu etwa 0,6 in der hauptwirksamen Zone, gewählt worden. Nachdem sich mir mittlerweile die Möglichkeit der nicht nur qualitativen, sondern auch quantitativen Abschätzung der Kavitation in der auf S. 24 ff. angedeuteten Weise gezeigt hatte, ergab die Nachrechnung, daß bei

dem Propeller Nr. 252 doch vielleicht schon zu nahe an die Grenze gegangen war, bei welcher Kavitation eintreten konnte, und daraufhin wurde ein neuer Propeller konstruiert und erprobt, bei welchem im Sinne der obigen Anschauung Kavitation praktisch nicht mehr zu befürchten war. Abb. 20 zeigt die rechnermäßige Ausdehnung der Kavitationszonen bei den beiden Propellern. Die Ausführungszeichnung des neuen Propellers Nr. 265 ist in Abb. 21 wiedergegeben. Er ist, wie aus Abb. 19 zu ersehen, namentlich in der äußeren Zone etwas breiter als der Propeller Nr. 252, und da nach den Ausführungen S. 28 Blattbreite und Steigung gegeneinander abzustimmen sind, so ergab sich unter

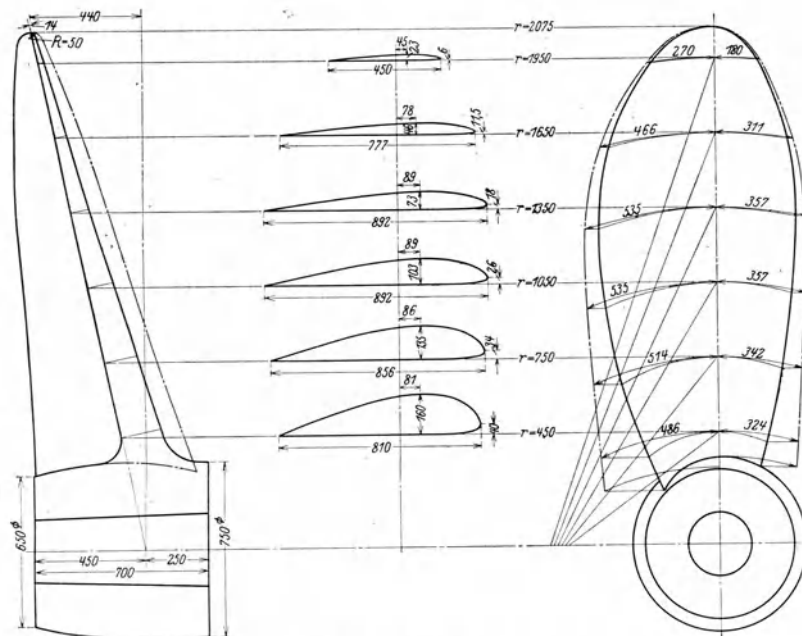


Abb. 21. Propeller Nr. 265. (Hauptabmessungen siehe Abb. 17.)

Zugrundelegung gleicher Bedingungen für Schub, Fortschrittsgeschwindigkeit und Drehzahl eine entsprechend etwas geringere Steigung (3,80 m an der Wurzel, 4,30 m an der Spitze). Dieser Propeller beansprucht, weil er tatsächlich zur Ausführung gekommen ist, besonderes Interesse, weshalb nachstehend einige genauere Angaben gemacht werden. Es war auf Grund der vorangegangenen Versuche bezüglich Sog- und Nachstrom für die Konstruktion dieses Propellers zugrunde gelegt:

Schub = 22 000 kg, für Berechnung um 20% erhöht auf 26 400 kg,

Fortschrittsgeschwindigkeit $v_p = v(1 - \psi) = 14,5 \cdot 0,5144(1 - 0,29) = 5,3$ m/sec,

Drehzahl pro Sekunde $n = \frac{120}{60} = 2$.

Diesen Konstruktionsbedingungen entspricht ein Schubbelastungsgrad

$$\sigma = \frac{26\,400 \cdot 19,62}{1025 \cdot 5,3^2 \cdot \frac{4,15^2 \pi}{4}} = 1,33$$

und ein Fortschrittsgrad

$$\lambda = \frac{v_p}{D\pi n} = \frac{5,3}{4,15\pi \cdot 2} = 0,203.$$

Diagramm Abb. 22 zeigt den auf Grund der Rechnung bzw. Nachrechnung erhaltenen, über den Radius aufgetragenen Verlauf der Zirkulation $z\Gamma$, des induzierten Wirkungsgrades η_i , der Zusatzgeschwindigkeiten c_a und c_u , der

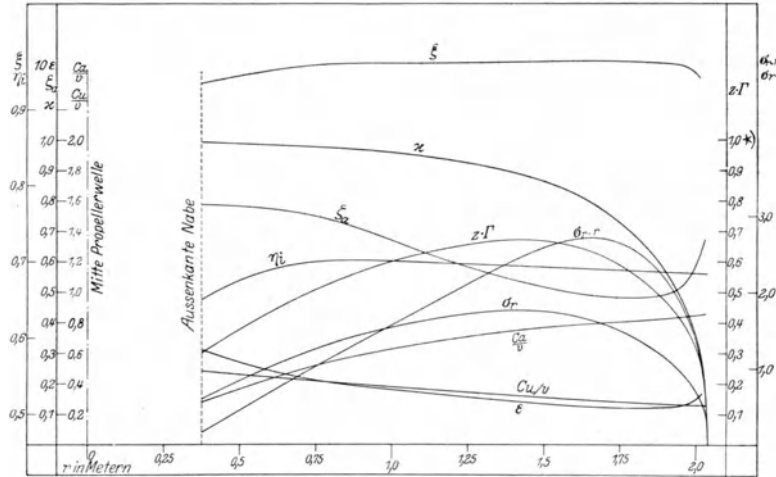


Abb. 22. Theoretische Berechnungsergebnisse für Propeller Nr. 265.

Gleitzahlen ϵ , des Gütegrades ξ , Schubminderungsfaktors α , Schubbelastungsgrades σ_r , und der für die Schubverteilung maßgebenden Größe $\sigma_r \cdot r$. Ferner ergaben sich als Mittelwerte für den

- induzierten Wirkungsgrad $\eta_i = 0,694$,
- Gütegrad $\xi = 0,952$,
- Gesamtwirkungsgrad $\eta_p = 0,661$.

Für den obigen Fortschrittsgrad bzw. eine für die Auftragung der Versuchsergebnisse verwendete Fortschrittsziffer $\chi = \pi \cdot 0,203 = 0,639$ hat nach dem Freifahrdiagramm Abb. 17 die Schubkonstante $c_1 = \frac{S}{\frac{\gamma}{g} n^2 D^4}$ den Wert 0,176, somit ist bei der vorgelegten Drehzahl $n = 2$ der Schub $S = \frac{1025}{9,81} \times 0,176 \times 4 \times 4,15^4 = 21\,900$ kg, in guter Übereinstimmung mit der vorgelegten Größe. Der Versuchs-Wirkungsgrad beträgt hierbei 60,8%.

Gegenüber dem schmaleren Propeller Nr. 252 zeigt sich unter sonst gleichen Bedingungen eine Verringerung des Wirkungsgrades von etwa 1%, was nach dem rechnerischen Überschlag auch zu erwarten war.

Versuche Schiffmodell mit Schrauben. Mit den Propellern Nr. 252 und 265 sind nun auch ebenso wie mit den normalen Propellern Nr. 221 und 222 Versuche in Verbindung mit dem Schiffmodell ausgeführt worden. In Dia-

*) Die Zahlen des Maßstabes für $z\Gamma$ sind zu verzehnfachen.

gramm Abb. 23 sind deren Ergebnisse in Form der prozentualen Ersparnis an Wellen-Pferdestärken, also der Größen $100 \left(1 - \frac{N_w}{N_{w0}}\right)$, über den Schiffsgeschwindigkeiten aufgetragen, wobei als Grundfall für N_{w0} der des normalen 4 flügeligen Propellers Nr. 221 gewählt wurde. Dieses Diagramm bedarf einiger Erläuterungen.

Der erste mit dem Tragflügelpropeller Nr. 252 vorgenommene Versuch (Nr. 1230) befriedigte nicht, wenigstens nicht bei der Konstruktionsgeschwindigkeit von 14,5 Knoten. Die große Überlegenheit im Freifahrzustande gegenüber den normalen Propellern war so gut wie ganz verlorengegangen. Ich versuchte eine Besserung auf folgendem Wege. Eines der wesentlichsten

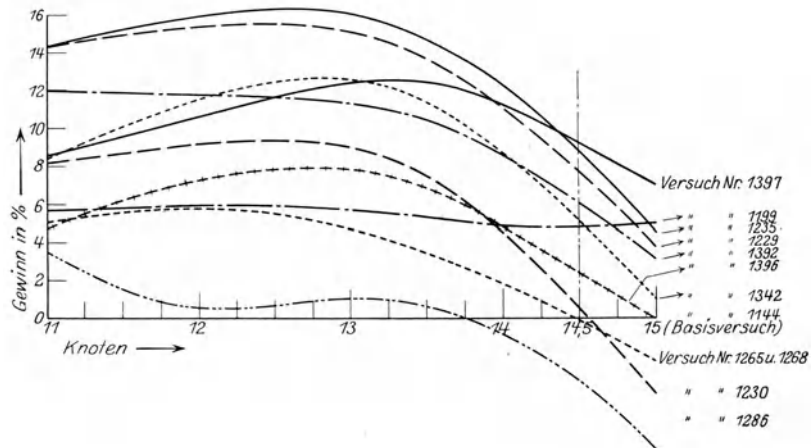


Abb. 23. Gewinn = Ersparnis an Wellendrehleistung = $100 \left(1 - \frac{N_w}{N_{w0}}\right)$ (N_{w0} bezieht sich auf Basisversuch Nr. 1144 [lfd. Nr. 1]).

Merkmale der neuen Schraube ist, daß die Blattprofile gegenüber der Richtung der „Anblasegeschwindigkeit“ w eine möglichst günstige Anstellung erhalten. Ich glaubte annehmen zu sollen, daß diese Anblaserichtung hinter dem Schiff sich nicht einstellen könne, wenn, wie das hier der Fall war, die unmittelbar vor der Schraube endende Wellenhose mit im wesentlichen symmetrischem Profil ihrer Hinterkante eine tangentielle Komponente $\frac{c_u}{2}$ (vgl. Abb. 3) der Zuströmung nicht aufkommen ließe. Es wurde daher auf die übrigens nur mäßig zugespitzte Hinterkante der Wellenhose (Form I, Abb. 24) eine unsymmetrische Kappe aufgesetzt (Form II), die in ihren einzelnen Schnitten um den mit dem Abstand von der

Lfd. Nr.	Signatur	Vers. Nr.	Propeller		Hinterkante Wellenhose	
			Nr.	Flugzahl		
1		1144 Basisvers.	221	4	normal	normal
2	- - - -	1199	221	4	„	nach Vorschl. H. S. V. A. wie bei 1
3	- - - -	1230	252	3	Tragflügel Prop. schmal	↑ wie bei 2
4	- - - -	1229	252	3	„	nach DW-Vorschlag wie bei 1
5	- - - -	1235	252	3	„	↑ wie bei 5
6	- - - -	1265	222	3	normal	symmetrisch schlank
7	- - - -	1268	222	3	„	↑ wie bei 5
8	- - - -	1392	222	3	„	symmetrisch schlank
9	- - - -	1342	265	3	Tragflügel Prop. breit	↑ wie bei 5
10	- - - -	1397	265	3	„	↑ wie bei 8
11	++++	1396	222	3	normal	nach Haß
12	- - - -	1286	257	2	Tragflügel schnellläufig	↑ wie bei 5

Schraubenachse veränderlichen Winkel $\text{tg } \gamma = \frac{\frac{c_u}{2}}{v_p + \frac{c_a}{2}}$ im Sinne der Schrauben-

$$\text{tg } \gamma = \frac{\frac{c_u}{2}}{v_p + \frac{c_a}{2}}$$

drehrichtung aus der Symmetrieebene ausgelenkt war. Der Zweck dieser Maßnahme war also der, der Schraube, die ja für günstigste Wirkung im Freifahrzustande konstruiert war, hinter dem Schiff das Arbeiten unter möglichst ähnlichen Bedingungen wie freifahrend zu ermöglichen. Der auf dieser Basis vorgenommene Versuch Nr. 1235 verlief recht günstig und schien zunächst die gemachte Annahme zu bestätigen. Allerdings zeigte der Propeller auch hinter einer in entgegengesetzter Richtung gekrümmten Wellenhosenhinterkante, deren Krümmung nach den Flügelspitzen zu annähernd auf Null auslief und die bereits vorher

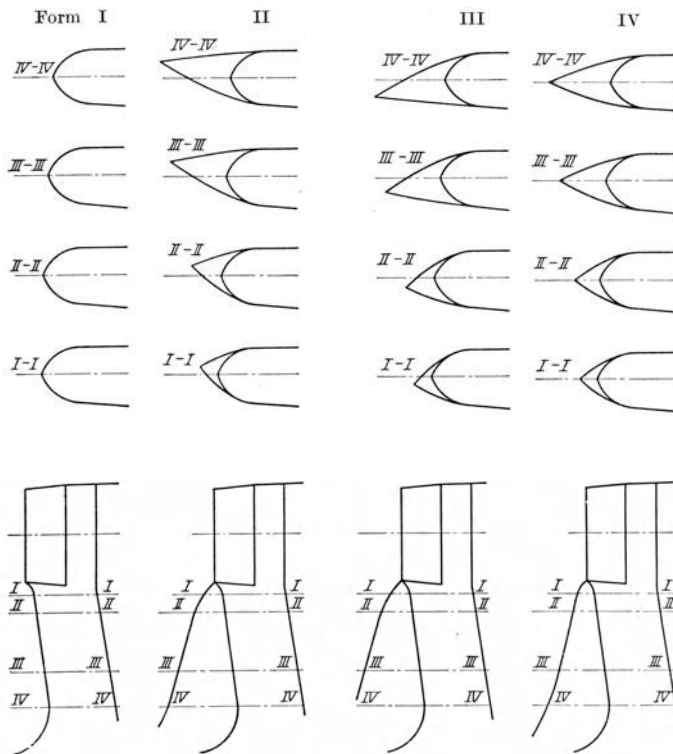


Abb. 24. Verschiedene Ausbildungen von Hinterkante-Wellenhosen.

nach einem von Herrn Dr. Kempf veranlaßten Versuch (Nr. 1199) die Wirkung des normalen 4flügeligen Propellers Nr. 221 merklich gebessert hatte, eine recht gute Wirkung (Versuch Nr. 1229), nur war hierbei die Wellenhose in ihrem ganzen hinteren Bereich in idealisierter und praktisch nicht ausführbarer Form schlank ausgezogen, während bei Versuch 1235 die Kappe einfach auf die vorhandene Wellenhose aufgesetzt war. Auf den normalen 3flügeligen Propeller hatte die Kappe gar keine Wirkung, denn der betreffende Versuch Nr. 1268 fiel praktisch genau so aus wie der mit der ursprünglichen Wellenhose (Versuch Nr. 1265). Als dann der Ersatz des schmalen Tragflügelpropellers Nr. 252 durch den breiteren Nr. 265 beschlossen wurde, wurde dieser hinter dem Schiff zunächst nur in Verbindung mit der in der Drehrichtung ausgelenkten Kappe geprüft (Versuch 1342), wobei sich ein nicht unerheblicher Abfall gegenüber dem Propeller Nr. 252 zeigte, obgleich der Unterschied im Freifahrzustande nur gering gewesen war. Später wurden dann noch auf Grund von Erfahrungen mit einem anderen Schiffsmodell (siehe nachstehend unter II) Versuche mit einer symmetrischen Kappe gemacht (Form IV), die also lediglich eine Ausschärfung der nur mäßig zugespitzten ursprünglichen Form bedeutete. Mit dieser symmetrischen Ausbildung von Hinterkante Wellenhose wurden die absolut und relativ besten Ergebnisse erzielt, allerdings sind hierbei nur der Tragflügelpropeller Nr. 265 und der normale 3flügelige Propeller Nr. 222 erprobt

worden (Versuch Nr. 1392 bzw. 1397). Der Unterschied betrug hierbei noch 3,5% zugunsten des Tragflügelpropellers. Bezogen auf die Ausgangsbasis war aber mit letzterem die recht ansehnliche Verbesserung von über 9% erzielt worden. Beide Anordnungen sind denn auch späterhin auf den Schiffen zur Ausführung gekommen, und zwar auf 4 Schiffen der Tragflügelpropeller Nr. 265 und auf 1 Schiff der normale 3flügelige Propeller Nr. 222. Die Modellversuchsergebnisse für diese beiden Anordnungen sind für 14,5 Knoten nachstehend ausgeführt:

Zahlentafel 2.

Ver- suchs- Nr.	Propeller		N_0	N_n	n/min	$\xi_0 = \frac{N_0}{N_n}$ %	s_n %	$\frac{v_p}{nD}$	ϑ %	ψ %	$\xi_s = \frac{1 - \vartheta}{1 - \psi}$ %	η_p %
	Nr.	Art										
1392	222	3flügelig normal	3397	4980	114,9	68,2	35,0	0,667	17,8	29	115,7	59,0
1397	265	3flügelig Tragfl.	3397	4813	120	70,6	33,0	0,660	18,0	26,5	111,4	63,3

Es ist zu bedauern, daß es nicht mehr dazu gekommen ist, den normalen 4flügeligen Propeller Nr. 221 sowie den ersten Tragflügelpropeller Nr. 252 hinter der symmetrisch zugeschärften Wellenhose zu erproben. Nach dem Verlauf der Kurven auf Abb. 23 zu urteilen, würde vermutlich die letztere Kombination zu einem sehr guten Ergebnis geführt haben.

Erwähnt sei noch, daß mit dem normalen 3flügeligen Propeller Nr. 222 auch ein Versuch mit einer normal d. h. entgegengesetzt dem Schraubendreh Sinne, gekrümmten Leitfläche (System Professor Haß) gemacht worden ist (Versuch Nr. 1396, Form III, Abb. 24), die hierbei eine bessere Wirkung aufwies wie die im Schraubendreh Sinn gekrümmte Leitfläche (Versuch Nr. 1268), aber hinter der Wirkung der symmetrischen Zuschärfung doch noch zurückblieb.

Allerdings erschien bei diesen Schiffen auf Grund gewisser Erscheinungen die Vermutung zu bestehen, daß die Wellenhose für sich, auch ohne Abkrümmung ihrer Hinterkante, bereits einen Drall erzeugte, daß also die symmetrische Ausbildung der Hinterkante keine Gewähr dafür bot, daß die Strömung ohne Tangentialkomponente in den Propeller eintrat.

Probefahrten. Die Probefahrten sind, wie bei Frachtschiffen ja meist nur möglich, in leichtbeladenem Zustande gemacht worden, jedoch sind alsdann, um den Grad der Übereinstimmung im Verhalten des Modells und naturgroßen Schiffes festzustellen, dem Probefahrtszustand entsprechende Modellversuche noch angeschlossen worden, einschließlich Freifahrversuchen der beiden Propeller Nr. 222 und 265 bei der entsprechend geringeren Tauchung.

Der Modellversuch entsprach einem Tiefgang des Schiffes von 5,75 m hinten, 4,0 m vorn und einem Displacement von 7580 cbm. Mitte Propellerachse war rund 2,1 m unter Wasserspiegel. Bei diesen Modellversuchen zeigte sich wiederum die gleiche Erscheinung wie bisher. Während nämlich der Tragflügelpropeller dem normalen Propeller freifahrend sogar in noch höherem Maße überlegen war als bei normaler Tiefenlage, blieb hinter dem Schiff von dieser Überlegenheit

gemäß der nachstehenden Zahlentafel 3, die die Versuchsergebnisse für etwa die Normalleistung (15,5 Knoten) wie für die Höchstleistung (16 Knoten) enthält, nur noch ein Teil übrig.

Zahlentafel 3.

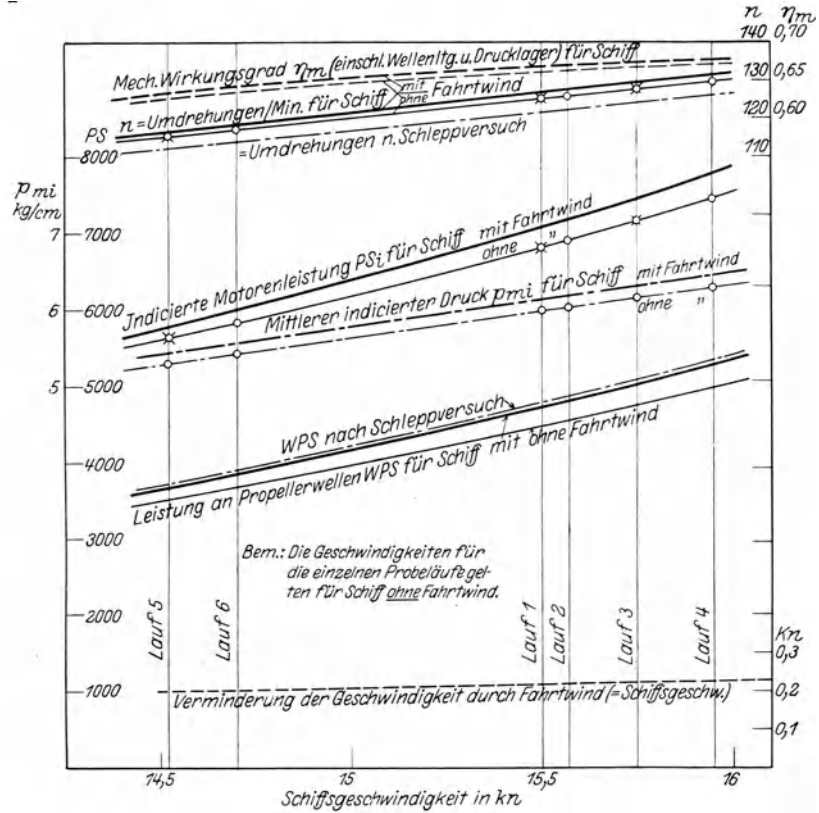
Versuchs-Nr. der H. S. V. A.	Propeller		v Kn	N_0 PS	N_w PS	n/min	$\xi_0 = \frac{N_0}{N_w}$ %	s_n %
	Nr.	Art						
1453	222	3flügelig	15,5	3172	4900	118,7	64,8	32,2
1453	222	normal	16	3683	5700	124,6	64,6	32,4
1454	265	3flügelig	15,5	3172	4760	122,0	66,7	28,3
1454	265	Tragfl.	16	3683	5400	126,5	68,2	28,5

Während der als Progressivfahrten durchgeführten Probefahrten der 5 Schiffe, von denen das erste mit normalen, die 4 anderen mit Tragflügelpropellern ausgerüstet waren, sind von der Deutschen Werft sehr sorgfältige Messungen vorgenommen worden. Allerdings haftet unvermeidlich solchen Messungen so lange eine erhebliche Unvollkommenheit an, als keine Schub- und Drehmomentmeßeinrichtungen zur Verfügung stehen, wie dies auch hier der Fall war. Im übrigen konnten die Messungen mit einer von Probefahrt zu Probefahrt wachsenden Vollständigkeit und Genauigkeit durchgeführt werden, wobei es insbesondere gelang, den in diesem Falle ziemlich erheblichen Einfluß des Luftwiderstandes auf Grund genauer Messungen der Windgeschwindigkeiten sowie den Einfluß der wechselnden Gezeitenströmungen recht gut zu erfassen. Besondere Sorgfalt wurde einer möglichst einwandfreien Durchführung der Indizierungen zugewandt. Bei den letzten 3 Schiffen wurde ferner die Schiffsgeschwindigkeit relativ zum Wasser mit Hilfe eines von der H. S. V. A. entwickelten Logs gemessen, das sich schon, wie aus den bisherigen Veröffentlichungen bekannt, bei anderen Gelegenheiten gut bewährt und allem Anschein nach auch im vorliegenden Falle recht gute Ergebnisse geliefert hat. Es ist zu hoffen, daß all dieses sehr wertvolle und umfangreiche von der Deutschen Werft gesammelte Probefahrtsmaterial, sobald es in ausreichendem Maße durch die Betriebsergebnisse während der Reisen ergänzt sein wird, auch der Öffentlichkeit mitgeteilt werden wird. Ich kann hier, um den Stoff nicht ins Ungemessene anschwellen zu lassen, auf die Auswertung der Probefahrtsmessungen nicht näher eingehen, sondern muß mich auf die Wiedergabe der sehr gut miteinander übereinstimmenden Ergebnisse der beiden letzten Schiffe, bei welchen die Messungen am genauesten und einwandfreiesten ausfielen, in Form eines abschließenden, die Kurven der indizierten Pferdestärken (N_i), Wellenpferdestärken (N_w), Drehzahlen (n) und des mittleren indizierten Drucks (p_{mi}) enthaltenen Diagramms beschränken (Abb. 25). In diesem sind auch die Probefahrtsergebnisse denen der Modellversuche gegenübergestellt.

Den unmittelbaren Vergleich gibt der Zustand ohne Fahrtwind, für welchen unmittelbare Meßwerte auf der Probefahrt erhalten werden konnten, weil beim Durchlaufen der Meile in der einen Fahrtrichtung mit Wind praktisch kein

Windeinfluß vorhanden war. Außerdem sind rechnerisch die Meßwerte auf den Zustand mit Fahrtwind, d. h. bei absoluter Windgeschwindigkeit gleich 0, umgerechnet. Aus dem Diagramm geht hervor:

1. Die Probefahrtswellen-PS liegen, bei übrigens völlig gleichartigem Verlauf, im Zustand ohne Fahrtwind um etwa 5%, mit Fahrtwind noch um ein geringes unterhalb der erschleppten Werte, trotzdem die letzteren keine Zuschläge für den Luftwiderstand der Aufbauten sowie für die zusätzliche Verdrängung der Außenhaut enthalten. Theoretisch ist dies, wie später näher ausgeführt, wahrscheinlich zu einem wesentlichen Teile begründet in dem besseren Wirkungsgrad des naturgroßen gegenüber dem Modellpropeller, da der Wirkungsgrad des letzteren wegen des sehr niedrigen Kennwertes stark beeinträchtigt ist.



2. Andererseits liegen die Drehzahlen beim naturgroßen Schiff etwas höher als beim Modell. Auch dies ist theoretisch begründet; denn da der Nachstrom beim Modell bekanntlich gegenüber dem Schiff erhöht in Erscheinung tritt, entspricht der entsprechenden Geschwindigkeit des Schiffes eine verhältnismäßig größere Fortschrittsgeschwindigkeit des Propellers, somit, bei gleichem Fortschrittsgrad wie beim Modell, auch eine höhere Drehzahl.

3. In Anbetracht dieser Umstände kann von einer recht guten Übereinstimmung von Schiff und Modell gesprochen werden.

Leider war bei dem ersten, mit normalen Propellern ausgerüsteten Schiffe das Meßverfahren noch nicht genügend durchgebildet, und es wurden außerdem durch ungünstige Wetterverhältnisse die Messungen erschwert. Sie können daher

Abb. 25. Doppelschrauben-Motorschiff „Chinese Prince“, Auswertung der Probefahrtsergebnisse vom 26. 6. 1926.
 Schiffsdaten : $L = 134,11 \text{ m} = 440'$ Propeller Nr. 265
 $B = 18,29 \text{ „} = 60'$ $H = 4,08 \text{ m i. M.}$
 $T_{gv} = 3,73 \text{ „} = 12' 3''$ $D = 4,15 \text{ „}$
 $T_{gh} = 6,10 \text{ „} = 20'$ $H/D = 0,984$
 Verdr. in See = 8240 t = 8110 ts $Z = 3$
 Probefahrtstrecke: Feuerschiff Elbe II — Elbe III
 Wind: SW, Stärke: 3—4-böig. See: ruhig. Zeit: 26 VI 26, 2³⁰—4³⁰.
 Lauf 1, 3 5 gegen Wind ○ = unmittelbar beobachtete Werte
 Lauf 2, 4, 6 mit Wind □ = für Fahrtwind = 0 umgerechnete beobachtete Werte
 (Fahrtwind = relative Windgeschw. = 0).

nicht als genügend einwandfrei angesehen werden und lassen einen stichhaltigen Vergleich — der freilich gerade von besonderem Werte und Interesse gewesen wäre — mit den Probefahrtsergebnissen der anderen, mit Tragflügelpropellern ausgerüsteten 4 Schiffe nicht zu. Von besonderer Wichtigkeit ist nun aber das Diagramm Abb. 25 a, welches eine große Anzahl von Fahrtergebnissen der 5 Schiffe in Form der über der Geschwindigkeit aufgetragenen Wellenleistungen N_w enthält. Die näheren Erläuterungen sind in den der Abbildung beigefügten Bemerkungen gegeben. Die darin erwähnte Umrechnung der bei Fahrten mit nicht vollbeladenem Schiff gemessenen Leistungen auf vollbeladenen Zustand wurde dadurch ermöglicht, daß Modellschleppversuche, auch mit Schrauben, bei verschiedenen Tiefgängen vorgenommen worden waren, woraus mittels Interpolation für jeden Tiefgang der Prozentsatz entnommen werden konnte, um

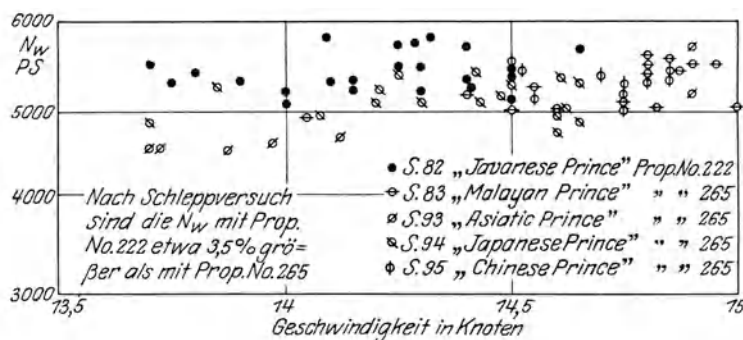


Abb. 25 a. Fahrtergebnisse.

$L = 134,11$ m $B = 18,29$ m $T = 6,39$ m Verdrng. = 15250 t.

Bemerkung: Die Geschwindigkeiten sind mittels Schifflogs gemessen. Die Leistung an der Propellerwelle ist durch Umrechnung aus der indizierten Leistung unter Annahme eines mechanischen Wirkungsgrades $\eta_m = 0,97 \left(0,95 - \frac{1,625}{p_{mi}}\right)$ ermittelt worden. Soweit der Tiefgang nicht mit dem größten Tiefgang übereinstimmte, ist die Leistung auf den größten Tiefgang von 8,39 m umgerechnet worden.

Etmale bei besonders günstigen Wetter- und Seeverhältnissen wurden nicht berücksichtigt.

welchen bei Umrechnung auf vollen Tiefgang die Leistung zu erhöhen war. Aus dem Diagramm geht nun ein ganz sinnfälliger Unterschied zwischen den durchschnittlichen Fahrtergebnissen des ersten mit normalen Schrauben ausgerüsteten Schiffes und dem Durchschnitt bei den 4 anderen Schiffen hervor, welche Tragflügelpropeller besitzen. Erstens sind bei dem erstgenannten Schiff im Durchschnitt geringere Geschwindigkeiten erzielt worden und zweitens sind für gleiche Geschwindigkeiten durchschnittlich höhere Leistungen gebraucht worden als bei den anderen 4 Schiffen. Bei 14,5 Knoten kann als mittlere Leistung bei dem ersten Schiff entnommen werden etwa 5650 PS, bei den anderen Schiffen etwa 5200 PS. Das bedeutet eine mittlere Mehrleistung bei dem erstgenannten von 8%, während diese nach den Schleppversuchen nur 3,5% betragen hatte. Hierin drückt sich jedoch, wie in Abschnitt E näher ausgeführt werden wird, nur scheinbar eine Abweichung, in Wirklichkeit vielmehr eine sehr gute Übereinstimmung aus, da der Kennwerteinfluß den Wirkungsgrad des Tragflächenpropellers wegen dessen kleinerer Blattbreiten im Modell wesentlich stärker herabdrückt als den des normalen Propellers, der Wirkungsgrad des ersteren daher beim Übergang vom Modell auf den naturgroßen

Zustand mehr wachsen muß als der des letzteren. In dem obigen, auch numerisch mit den dem Kennwerteinfluß gemäß umgerechneten Modellversuchsergebnissen sehr gut übereinstimmenden Satz von 8% ist daher die tatsächliche Überlegenheit des Tragflügelpropellers über den normalen Propeller ausgedrückt.

Auch abgesehen von der Propulsionswirkung haben sich die neuen Schrauben im Betriebe bisher durchaus gut bewährt. Nur ist das Blatt im Bereich der austretenden Kante gegenüber der ersten Ausführung um einige Millimeter verstärkt worden, weil sich in einem allerdings besonders ungünstig liegenden Falle bei längerem Rückwärtsschlagen im Packeis die Hinterkanten der Blätter verbogen hatten. Im übrigen sei betont, daß die neuen Schrauben mit der gleichen Sicherheit bezüglich Festigkeit konstruiert sind, wie die normalen Schrauben, die Blattsschnitte können aber bei gleichem Sicherheitsgrad etwas schwächer gehalten werden, weil die Beanspruchungen auf Grund der Zentrifugalkräfte wegen der in den äußeren Zonen wesentlich kleineren Massen geringer ausfallen. Trotz gleicher Festigkeit hat unter diesen Umständen das Gewicht der einzelnen Tragflügelschraube dieser Schiffe gegenüber dem der normalen Schraube um rund 1 Tonne vermindert werden können. Die Rückwirkung dieser Änderung auf die Torsionsschwingungsverhältnisse der Welle muß natürlich beachtet werden, was aber im vorliegenden Falle auf keinerlei Schwierigkeiten stieß.

II. Schraube für Einschrauben-Frachtdampfer „Las Palmas“ der Oldenburg-Portugiesischen Dampfschiffsreederei (Neubau S. 96 der DW).

Für dieses Schiff (Hauptabmessungen $L = 82,0$, $B = 12,65$, $T = 6,22$, $\delta = 0,766$, $\varphi = 0,772$, Displacement = 4943 cbm), dessen Form aus Abb. 26 ersichtlich ist und das mit einer Maschinenleistung von etwa 1100 PS_i eine

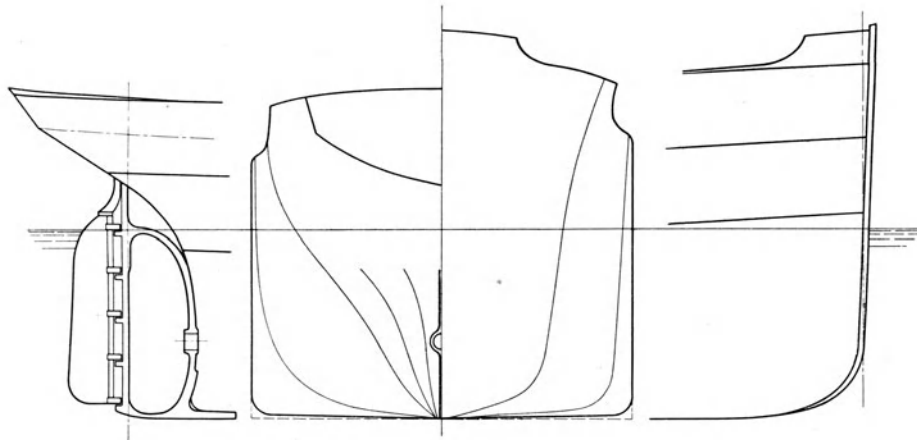


Abb. 26.

Geschwindigkeit von 10,5 Knoten entwickeln sollte, ist von der Deutschen Werft ebenfalls u. a. ein 4flügeliger Tragflügelpropeller entworfen und nebst einem normalen 4flügeligen Propeller freifahrend und mit dem Schiffmodell geprüft worden; Versuche, an deren Durchführung sich außer der Deutschen Werft auch die Reederei und die Star Contrapropeller Gesellschaft beteiligten. Die

Hauptabmessungen und Verhältniswerte der beiden Schrauben (Nr. 270 und 271 der H. S. V. A.) sind aus dem Freifahrtdiagramm Abb. 27 zu ersehen. Die Ausführung des Tragflügelpropellers Nr. 271 zeigt Abb. 28, einen Vergleich der Blattbreiten der beiden Schrauben Abb. 29. Bei gleichem Durchmesser weist

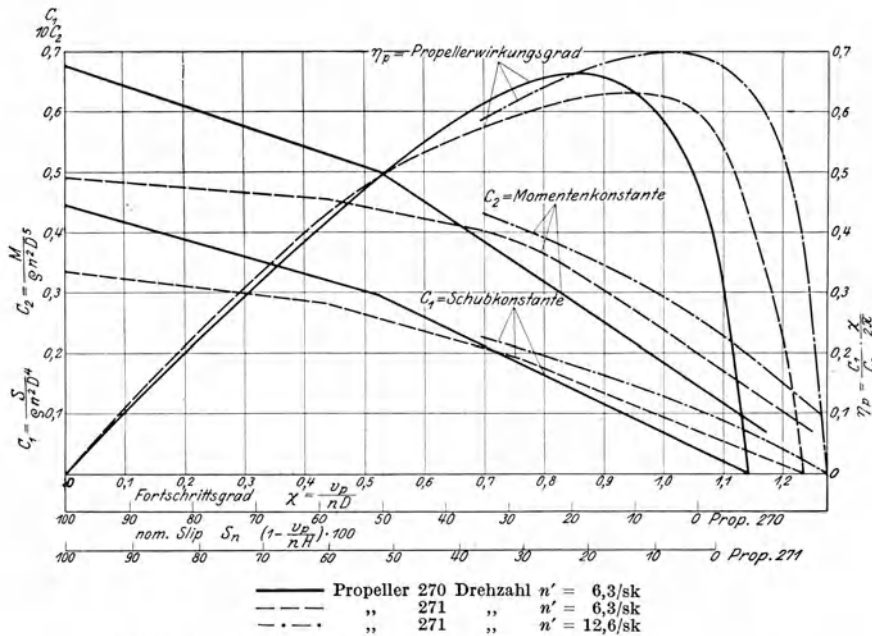


Abb. 27. Ergebnisse der Freifahr-Modellversuche mit 2 verschiedenen Propellern.

Propeller Nr.		270	271	Propellerdaten:		Propeller Nr.	270	271	
D	= Propeller \varnothing	4,250 m	4,250 m		F_a	= abgez. Fläche	6,6 m ²	3,504 m ²	
H	= Steigung	4,500 „	4,619 ¹⁾ „		F_a/F			0,465	0,247
H/D		1,058	1,086		d	= Naben \varnothing		0,730 m	0,790 m ²⁾
F	= Kreisfläche	14,19 m ²	14,19 m ²		Z	= Flügelzahl	4	4	

also der Tragflügelpropeller wiederum eine sehr viel kleinere Blattfläche auf, dafür eine im Mittel etwas größere Steigung, die im übrigen linear von etwa 4,1 m an der Wurzel bis 5,0 m an der Spitze zunimmt.

Diese beiden Schrauben wurden auf folgender, nach ähnlichen Ausführungen berechneter bzw. geschätzter Grundlage konstruiert (für 11 Knoten Schiffsgeschwindigkeit):

Schraubenschub $S = 11\,720$ kg.

Nachstromziffer $\psi = 0,30$.

Fortschrittsgeschwindigkeit $v_p = 11,0 \times 0,5144 (1 - 0,30) = 3,961$ m/sk.

Drehzahl in der Sekunde $n = \frac{80}{60} = 1,333$.

Das Freifahrtdiagramm Abb. 27 läßt erkennen:

1. Bei dem der Konstruktionsgrundlage entsprechenden Fortschrittsgrad $\lambda = \frac{3,961}{4,15 \cdot \pi \cdot 1,333} = 0,223$ bzw. Fortschrittsziffer $\chi = 0,223 \cdot \pi = 0,698$ ist

1) Von 4,094 an der Wurzel } linear zunehmend.
Bei 5,00 an der Spitze

2) Die Verschiedenheit der Nabendurchmesser ist unabsichtlich. Der größere Nabendurchmesser des Prop. Nr. 271 hat dessen Wirkung vermutlich erheblich beeinträchtigt.

die Schubkonstante des Tragflügelpropellers $c_1 = 0,207$, somit bei Drehzahl $n = 1,333$ der Schub $S = \frac{1025}{9,81} \cdot 0,207 \cdot 1,333^2 \cdot 4,25^4 = 12\ 550$ kg, also 7% größer als vorgelegt¹⁾.

2. Hierbei war der Propellerwirkungsgrad η_p rechnerisch = 0,682, nach Versuch = 0,575.

3. In dem Zustand, in dem der normale Propeller Nr. 270 den obigen Schub erzeugt, war dessen $\eta_p = 0,61$, also dem Tragflügelpropeller merklich überlegen. Dasselbe trat bei dem Maximalwirkungsgrad in Erscheinung.

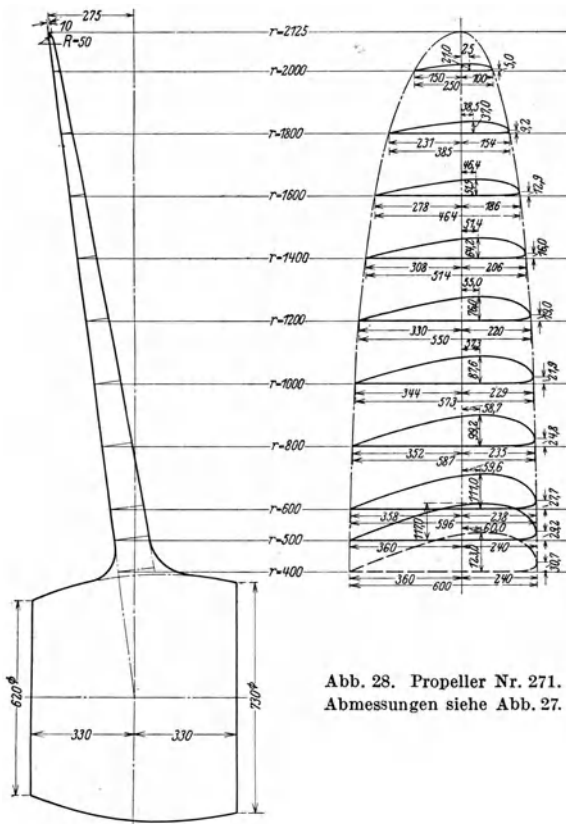


Abb. 28. Propeller Nr. 271.
Abmessungen siehe Abb. 27.

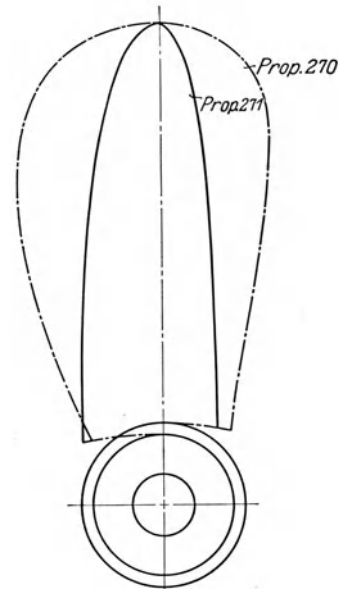


Abb. 29.

4. Auf Grund von Erwägungen, die in Abschnitt E näher dargelegt sind, wurde der Tragflügelmodellpropeller noch mit der doppelten Freifahrdrehzahl ($n' = 12,6$ /sk) geprüft, weil er dann in seiner wirksamen Zone einen mit Propeller Nr. 270 besser übereinstimmenden Kennwert (siehe Abschnitt E) erhielt und der Vergleich mit dem normalen Propeller dadurch einwandfreier wurde. Wie aus den zu diesem Versuch gehörigen Kurven zu ersehen, stieg der Wirkungsgrad bei dem gleichen Fortschrittsgrad wie oben auf $\approx 0,59$, der Maximalwirkungsgrad auf etwa 0,7.

Es würde zu weit führen, auf die mannigfaltigen Versuche des Schiffsmodells mit Schrauben, die unter verschiedenartiger Ausbildung von Steven und Ruder, teilweise unter Anwendung von Leitflächen (u. a. auch Star-Contra-Leitflächen-

¹⁾ Der vorgelegte Schub war für die Berechnung des Propellers wiederum um rund 20% erhöht worden.

runder) vorgenommen wurden, ausführlich einzugehen. Es seien daher nachstehend nur die hauptsächlichsten Ergebnisse mitgeteilt, und zwar erstens in Zahlentafel 4 die verschiedenen Meßauswertungsgrößen für die wichtigsten Ver-

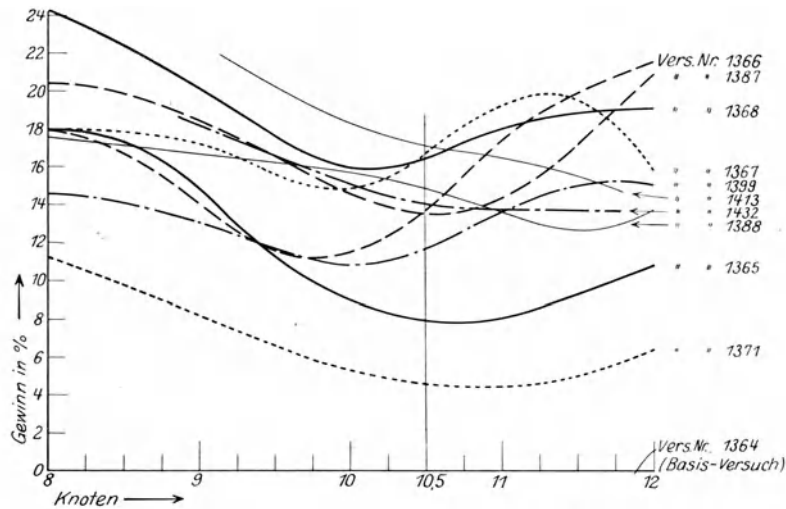


Abb. 30. Gewinn = Ersparnis an Wellendrehleistung = $100 \left(1 - \frac{N_w}{N_{w_0}} \right)$ (N_{w_0} bezieht sich auf Basisversuch Nr. 1364 [Ifd. Nr. 1]).

Lfd. Nr.	Signatur	Vers. Nr.	Propeller		Bemerkungen
			Nr.	Art	
1		1364 Basisversuch	270	normal	Normaler Steven ohne Leitflächen und Ausschärfungen, normales Ruder.
2	—	1365	270	„	Wagner-Gegenpropeller, 4 flüglig.
3	- - -	1366	270	„	Wagner-Ruder, Schraubensteven symmetrisch zugeschärft.
4	1367	271	Tragflügel-Propeller	Leitflächen davor (in Drehrichtung) und dahinter, abgedecktes Ruder.
5	—	1368	271	„	Wie 4, jedoch Leitfläche davon im Sinne Haß.
6	1371	271	„	Wie 1.
7	- - -	1387	2 0	Nachstrom-Propeller	Schrauben- und Rudersteven symmetrisch zugeschärft, normales Ruder.
8	—	1388	270	normal	Wie 7.
9	- - -	1399	270	„	Wagner-Ruder, Schraubensteven mit unsymmetrischem Ansatz nach Haß.
10		1413	271	Tragflügel-Propeller	Wie 7 und 8, jedoch abgedecktes Ruder.
11	1432	270	normal	Wie 10.

Zahlentafel 4.

Lfd. Nr. der Abb. 30	Versuchs-Nr. der H. S. V. A.	Propeller		N_0 PS	N_w PS	n/min	$\xi_0 = \frac{N_0}{N_w}$ %	ϑ %	Bemerkung
		Nr.	Art						
1	1364 Basisversuch	270	normal	702	1176	79,4	59,6	27,8	normaler Steven, ohne Leitflächen und Ausschärfungen normaler Ruder
		271	Tragfl.	702	1122	78,0	62,6	21,2	
4	1367	271	„	702	982	76,2	71,4	17,1	Leitflächen davor (in Drehrichtung) und dahinter; abgedecktes Ruder
3	1366	270	normal	702	1015	76,2	69,2	19,9	Wagner-Ruder, Schraubensteven symm. zugeschärft
10	1413	271	Tragfl.	702	976	76,3	71,9	14,5	Schrauben- und Rudersteven zugeschärft bzw. abgerundet; abgedecktes Ruder
11	1432	270	normal	702	1011	75,9	69,4	20,3	

suche, zweitens in Diagramm Abb. 30 für sämtliche Versuche die prozentualen Leistungsparsparnisse gegenüber der normalen Ausführung — normaler Propeller Nr. 270 in Verbindung mit bisher üblichem Steven und Ruder. Die laufenden Nummern der Zahlentafel 4 entsprechen denen von Abb. 30. Aus diesen Unterlagen ergeben sich zunächst die unmittelbaren Tatsachen:

1. Die normale Ausführung von Ruder und Steven, insbesondere der stumpfe Steven, ist für die Propulsionswirkung außerordentlich ungünstig. Durch eine strömungstechnischen Gesichtspunkten besser Rechnung tragende Ausbildung, bestehend in Ausschärfung des Schraubenstevens, Abrundung von Vorkante Rudersteven und leitflächenartige Verbindung von Rudersteven und Ruder

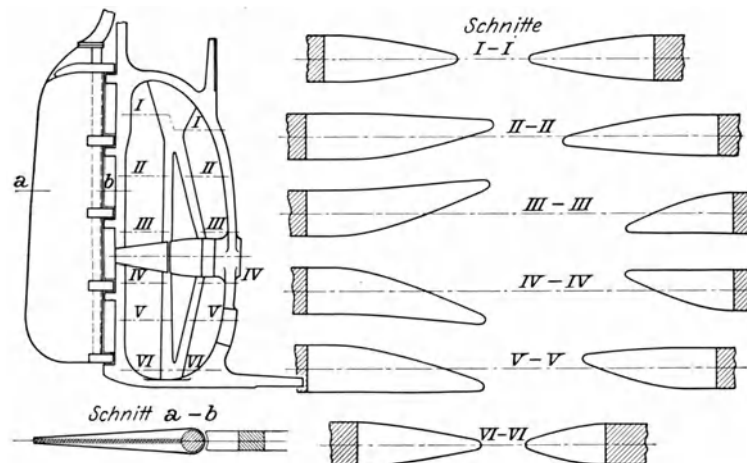


Abb. 31a.

mittels einfacher Abdeckungen, wurde bei den Modellversuchen von „Las Palmas“ eine Besserung in der Größenordnung von 14% erzielt.

2. Für den Tragflügelpropeller Nr. 271 wurde zunächst gemäß Abb. 31a eine auf Grund des schon bei S. 82—83 angedeuteten Gedankenganges im Sinne der Schraubendrehung ausgelenkte vor der Schraube gelegene Leitfläche angewendet, deren Auslenkungswinkel γ nach der auf S. 379 angegebenen Formel bemessen waren, in Verbindung mit einer hinteren in normalem Sinne gekrümmten Leitfläche, die den Drall des Schraubenstrahls beseitigen sollte und deren Auslenkungswinkel annähernd von gleicher Größe waren¹⁾. Diese Kombination von Propeller und Leitflächen hat auch in der Tat im Bereich der Konstruktionsgeschwindigkeit eine recht gute Wirkung gezeigt (Versuch Nr. 1367), jedoch kam ihr die Wirkung derjenigen Anordnung praktisch gleich, bei welcher die vordere sonst ganz gleich ausgeführte Leitfläche eine entgegengesetzte Auslenkung erhielt (Versuch Nr. 1368), ebenso auch die Anordnung von symmetrischen Flächen bzw. Abrundungen (Abb. 30, Versuch Nr. 1413).

3. Überhaupt kam gegenüber der letztgenannten symmetrischen Anordnung die Wirkung von Anordnungen mit gekrümmten Leitflächen, einschließlich Leit-

¹⁾ Praktisch waren die Auslenkungswinkel der vorderen und der hinteren Leitfläche etwas verschieden gemacht worden, und zwar der der vorderen gleich 0,8, der hinteren gleich 1,2 derjenigen Größe, die sich nach der erwähnten Formel für den theoretischen am Ort der Schraube geltenden Wert ergab.

flächenruder, jedenfalls bei der Konstruktionsgeschwindigkeit praktisch nicht zur Geltung.

4. In den unmittelbar vergleichbaren Fällen hat sich der Tragflügelpropeller dem normalen Propeller um 4,5% (bei normalen Steven und Ruder) bzw. 3% (bei symmetrischer Zuschärfung bzw. Abrundung des Stevens) in der Propulsionswirkung überlegen gezeigt.

Eine nähere Erörterung dieser Ergebnisse findet sich unter E. II., S. 421/22.

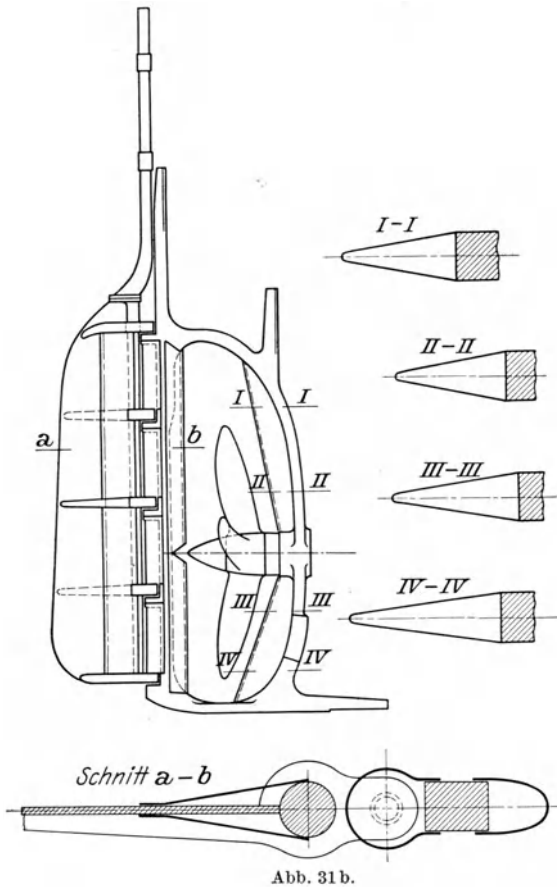
Ausgeführt worden ist das Schiff, trotz des vorstehend unter 4 genannten Ergebnisses, mit dem normalen Propeller, weil das Ergebnis des maßgebenden Versuchs mit dem Tragflügelpropeller zu spät kam und der Propeller auf Grund des bis dahin günstigsten Versuchs bereits in normaler Ausführung in Auftrag gegeben war. Steven und Ruder sind nach Abb. 31 b ausgeführt worden.

Ausgeführt worden ist das Schiff, trotz des vorstehend unter 4 genannten Ergebnisses, mit dem normalen Propeller, weil das Ergebnis des maßgebenden Versuchs mit dem Tragflügelpropeller zu spät kam und der Propeller auf Grund des bis dahin günstigsten Versuchs bereits in normaler Ausführung in Auftrag gegeben war. Steven und Ruder sind nach Abb. 31 b ausgeführt worden.

III. Versuche mit schnellläufigen Propellern.

Allgemeines. Als Kennzeichen für die Schnellläufigkeit einer Schraube ist von Foettinger¹⁾ der Begriff der dimensionslosen sogenannten reduzierten oder Einheitsdrehzahl

$$n_{\text{red}} = n \sqrt{\frac{N_w g}{v^5 \gamma}} \quad (36)$$



vorgeschlagen worden. Derselben entspricht die als „Tourenleistungsgrad“²⁾ bekannte Kennziffer

$$C_{nl} = \frac{N_w \cdot n^2}{\gamma v_p^5}, \quad (37)$$

nur daß die letztere auf die den Nachstrom berücksichtigende Fortschrittsgeschwindigkeit v_p der Schraube, erstere auf die Schiffsgeschwindigkeit bezogen ist. In unseren vorstehend unter I und II beschriebenen Beispielen hat n_{red} den numerischen Wert 3,9 bzw. 3,7, was nach den von Foettinger gegebenen Zahlen das Kennzeichen einer Drehzahl mittlerer Höhe wäre.

Es lag nun nahe, die vorliegende Schraubentheorie, die u. a. die für die Beurteilung des Nutzeffekts sehr wichtige und anschauliche Trennung der Ver-

¹⁾ „Neue Grundlagen für die Behandlung des Propellerproblems“ Jahrb. Schiffbaut. Ges. 1918, Anhang II.

²⁾ Vgl. u. a. von den Steinen „Die natürliche Berechnung der Schiffsschraube“, Werft-Reederei-Hafen 1925, Heft 9.

luste in solche der reibungslosen und der reibungsbehafteten Schraube (entsprechend der Trennung des Gesamtschraubenwirkungsgrades in den induzierten Wirkungsgrad η_i und Gütegrad ξ) enthält, zur Untersuchung der Frage zu benutzen, ob sich die nach dem Tragflügelprinzip günstigst konstruierte Schiffsschraube für eine Steigerung der Drehzahl über das bisher übliche Maß eignen würde. Es ist ja zur Genüge bekannt und braucht daher nicht noch näher dargelegt zu werden, wie stark insbesondere bei den mit geringer Geschwindigkeit laufenden Handelsschiffen die beiden Tendenzen auseinandergehen, einerseits dem Propeller zur Erzielung eines hohen Wirkungsgrades eine möglichst geringe Drehzahl zu geben, andererseits durch Schnellläufigkeit der Antriebsmaschine deren Gewicht und Kosten herunterzudrücken. Die ganze bedeutsame Frage der mechanischen, hydraulischen oder elektrischen Übersetzungsgetriebe liegt in dem Widerstreit dieser beiden Tendenzen begründet.

Aus dem Vergleich der beiden Abb. 9 und 10 erkennt man den grundsätzlich verschiedenen Einfluß, den der Fortschrittsgrad λ auf den induzierten Wirkungsgrad η_i und den Gütegrad ξ ausübt. Während der erstere unter sonst gleichen Bedingungen, d. i. beispielsweise bei gleichem Schub, gleicher Fortschrittsgeschwindigkeit und gleichem Durchmesser, mit wachsendem λ , d. i. mit Verringerung der Drehzahl, abnimmt, wächst der letztere, was ja auch schon ohne weiteres aus Gleichung (24) hervorgeht. Aus Abb. 10 könnte man nun, vorausgesetzt, daß der Zähigkeitseinfluß in diesem Diagramm annähernd richtig erfaßt ist, leicht einen Schluß ziehen, wie weit man unter sonst gleichen Umständen mit der Verminderung des Fortschrittsgrades, d. h. der Steigerung der Drehzahl gehen darf, ohne den bei der günstigsten Drehzahl vorhandenen Wirkungsgrad über gewisse Prozentsätze hinaus, die man um der anderweitigen Vorteile willen in Kauf nehmen will, zu unterschreiten. Nehmen wir beispielsweise den Fall des 3 flügeligen Propellers von S 82/83 (siehe unter I), so entspricht dessen Schubbelastungsgrad

$$\sigma = \frac{S}{\frac{\gamma}{g} \frac{v_p^2}{2} \frac{D^2 \pi}{4}} = \frac{20\,500 \times 19,62}{1025 \times 5,3^2 \times 13,53} = 1,032$$

theoretisch nach Abb. 10 ein günstigster Fortschrittsgrad $\lambda = 0,148$, also eine günstigste Drehzahl $n = \frac{5,3}{4,15 \cdot \pi \cdot 0,148} = 2,75$ in der Sekunde, gleich 165 in der Minute, die also hiernach wesentlich höher liegt als die ausgeführte Drehzahl. Wenn nun auch, wie schon früher (S. 363) angedeutet, diese Zahlen vorwiegend theoretisch sind und tatsächlich mit der Wirklichkeit nicht übereinstimmen, indem eben die Voraussetzung richtiger Erfassung der Reibungsverhältnisse noch nicht ausreichend zutrifft, so mußte doch jedenfalls ein Versuch nach dieser Richtung lohnend erscheinen.

Schnellläufiger Propeller für S 82/83. Auf Grund dieser Verhältnisse ging die Deutsche Werft aus wissenschaftlichem Interesse heraus schon sehr frühzeitig an einen Versuch der Steigerung der Drehzahl und legte diesem Versuch die oben genannten Verhältnisse von S 82/83 zugrunde. Für die Drehzahl

wurde, um schon mit Rücksicht auf die Kavitationsverhältnisse einen zu großen Sprung zu vermeiden, das Maß von 180 pro Minute gewählt. Dies entspricht einer reduzierten Drehzahl (Gleichung 36) von 5,8, die in der Tat bereits als ein Kennzeichen einer mäßigen Schnellläufigkeit bezeichnet werden kann. Nach Diagramm Abb. 10 müßte hierbei überschläglich ein Wirkungsgrad von 65—66% vorhanden sein. Der Durchmesser von 4,15 m wurde beibehalten, weil nach den damals bekannten Verhältnissen kein Grund vorlag, ihn zu verringern. Der Schubbelastungsgrad σ hatte also die oben angegebene Größe. Dagegen ergab sich im Laufe der Konstruktion eine Änderung der Flügelzahl als höchst wün-

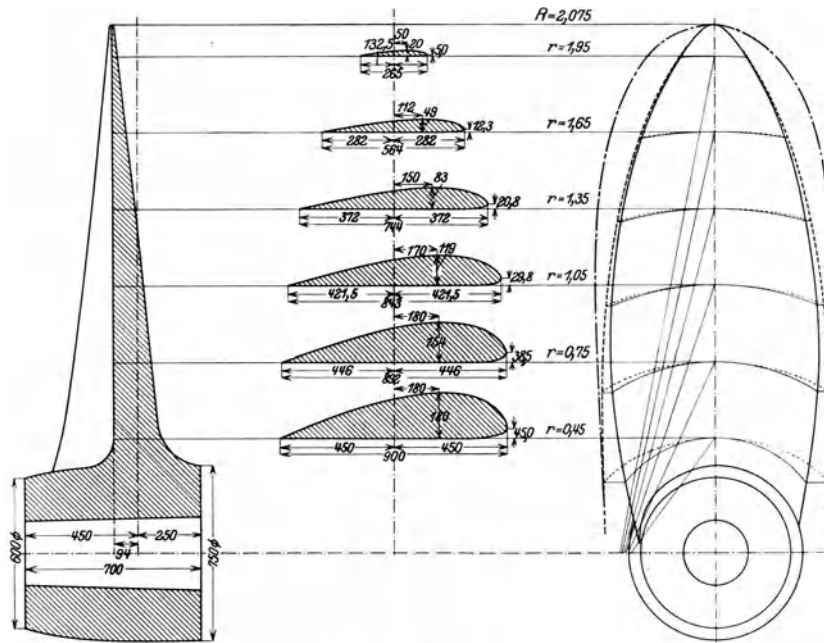


Abb. 32. Schnellläufiger Propeller Nr. 257. Hauptabmessungen siehe Abb. 33.

——— Projizierte Blattform } des im Modell geprüften Propellers.
 Abgewinkelte „ }
 - · - · „ „ } bei einer den Kavitationsverhältnissen Rechnung tragenden Verbreiterung (nicht geprüft).

schenswert, und zwar hauptsächlich mit Rücksicht auf die Festigkeitsverhältnisse. Es wurden nämlich bei der Durchrechnung gemäß dem beschriebenen Verfahren so kleine Gesamtblattbreiten ermittelt, daß es geboten erschien, diese auf nur 2 Flügel statt auf 3, wie beim 120tourigen Propeller, zu verteilen, denn sonst hätten sich mit Rücksicht auf die Festigkeit verhältnismäßig dicke schmale Flügel ergeben, die einen ungünstigen Profilwiderstand besitzen. Allerdings hätte bei diesem Propeller die Berücksichtigung der Kavitationsverhältnisse, die hier noch nicht in der im Abschnitt C angedeuteten Weise durchgeführt worden ist, zu etwas breiteren Blattbreiten¹⁾ geführt, aber auch dann wäre immer noch die Flügelzahl 2 durchaus vorteilhaft gewesen.

Die Entwurfszeichnung des aus diesen Überlegungen heraus entstandenen Propellers ist auf Abb. 32 dargestellt. Abb. 33 zeigt das aus dem Modellversuch ermittelte Freifahrtdiagramm. Auch hier ist bei der vorgelegten Drehzahl und

¹⁾ Siehe strichpunktirierte Blattform der Abb. 32.

Fortschrittsgeschwindigkeit der verlangte — bei der Berechnung wiederum um 20% erhöht angenommene — Schub ziemlich genau erreicht, der Wirkungsgrad hierbei, zugleich annähernd der Maximalwirkungsgrad, beträgt nach dem Versuch jedoch nur 53,5%, der Abfall gegenüber dem rechnerischen Wirkungsgrad (66,5%), ist also wesentlich größer als bei dem Propeller mittlerer Drehzahl. Vgl. hierzu die Bemerkungen in Abschnitt E.

Dieser schnellläufige Propeller (Nr. 257) ist auch hinter dem Schiffsmodell gefahren worden, und zwar, im Sinne meiner damaligen Anschauung, hinter der im Drehsinne des Propellers gekrümmten Wellenhose. Der Versuch ergab bei

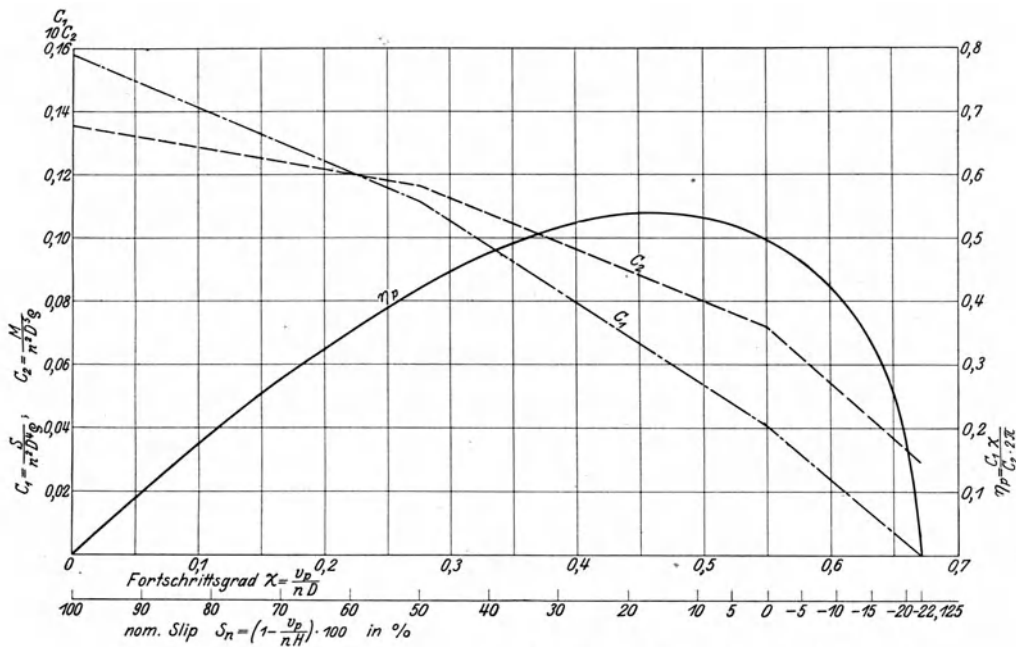


Abb. 33. Ergebnis der Freifahr-Modellversuche mit schnellläufigem Tragflügel-Propeller Nr. 257.

Hauptabmessungen:			
D = Propeller Ø	4,15 m	F = Kreisfläche	13,53 m²
H = Steigung	2,28 m ¹⁾ im Mittel	Fa = abgewinkelte Flügelfläche	2,16 m²
H/D = Steigungsverhältnis	0,549	Fa/F = Flächenverhältnis	16%
Z = Flügelzahl	2		

14,5 Knoten einen Propulsionsgütegrad $\xi_0 = 0,62$. Verglichen mit den Propulsionsverhältnissen von sonstigen Schiffen ähnlichen Typs, jedoch mit mittelschnell oder auch langsam laufenden Schrauben, erscheint dies Ergebnis bereits recht befriedigend, wenn es auch gegenüber den Versuchen mit den mitteltourigen Tragflügelpropellern Nr. 252 und 265 stark abfällt. Leider ist es nicht mehr dazu gekommen, den schnellläufigen Propeller Nr. 257 hinter einer, später als günstiger erkannten, symmetrisch zugeschärften Wellenhose zu erproben. Vermutlich hätte sich dann auch bei diesem Propeller der Propulsionsgütegrad noch entsprechend, etwa auf 0,65, gehoben.

Wie noch erwähnt sei, ist die Frage des schnellläufigen Tragflügelpropellers inzwischen nach der Richtung weiter verfolgt worden, daß der auf S. 358/359 angedeutete Einfluß der Reibung auf die günstigste Schubverteilung, der ja nach

1) Von 2,12 m an der Wurzel bis 2,40 m an der Spitze linear zunehmend.

den dortigen Ausführungen in diesem Falle eine größere Bedeutung gewinnen mußte, bei der Konstruktion der Schraube in Rechnung gestellt wurde. Und zwar wurde eine ausgesprochen schnellläufige Schraube, die die extrem hohe reduzierte Drehzahl $n_{\text{red}} = 8,3$ aufwies, für das unter II beschriebene Einschraubenfrachtschiff entworfen und im Modell geprüft, ein Versuch, der durch die Bewilligung von Mitteln seitens der Gesellschaft der Freunde und Förderer der H.S.V.A. ermöglicht wurde. Dieser Versuch, über den ich in dem dieser Gesellschaft zu erstattenden Referat später näher berichten werde, ist jedenfalls, ungeachtet eines von vornherein erwarteten ziemlich beträchtlichen Abfalls an Wirkungsgrad gegenüber der langsamlaufenden Schraube, insofern nicht ungünstig ausgefallen, als ein Gesamtpropulsionswirkungsgrad von 62% erreicht wurde, der den für die bisher als normal anzusehende Ausführung mit normaler Schraube und normalem Steven und Ruder ermittelten Wert (vgl. Abb. 30, Versuch Nr. 1364) noch übertrifft.

IV. Versuche mit Schnelldampferschrauben.

Ein, bisher nur im Freifahrzustande durchgeführter Versuch mit einer Tragflügel-schraube für einen Doppelschrauben-Schnelldampfer, ist von mir noch kürzlich in der Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau-Berlin aus dem Wunsche heraus veranlaßt worden, zu untersuchen, ob der Tragflügelpropeller in einem, dem vorstehend unter III beschriebenen entgegengesetzten Falle eines ausgesprochen langsamlaufenden Propellers Vorteile verspricht. Denn bei den dem Schnelldampferprojekt zugrunde liegenden Bedingungen:

Wellenleistung pro Welle etwa 13 500 PS,

Drehzahl pro Minute etwa 73,

Schiffsgeschwindigkeit 20 Knoten = 10,29 m/sk

berechnet sich n_{red} zu $\sim 2,4$, ein ausgesprochen niedriger Wert, der einen Langsamläufer kennzeichnet.

Die genaueren Rechnungsgrundlagen für den Entwurf eines Tragflügelpropellers waren folgende:

Schub $S = 80\,000$ kg, für Berechnung um rund 20% erhöht auf 97 500 kg¹⁾,

Fortschritts-geschwindigkeit $v_p = v(1 - \psi) = 20 \cdot 0,5144(1 - 0,25) = 7,71$ m/sk,

Drehzahl pro Sekunde $= \frac{73}{60} = 1,215$,

Durchmesser durch räumliche Verhältnisse begrenzt auf 7,2 m,

Flügelzahl $z = 3$.

Hiernach war

$$\text{der Schubbelastungsgrad } \sigma = \frac{97\,500 \times 19,62}{1025 \times 7,71^2 \times \frac{7,2^2 \pi}{4}} = 0,773$$

$$\text{und der Fortschrittsgrad } \lambda = \frac{7,71}{7,2 \cdot \pi \cdot 1,215} = 0,28.$$

¹⁾ Dies war der Wert, der sich aus der Nachrechnung nach der Abstimmung der Blattbreiten mit den Steigungen ergab.

Auf Grund der Entwurfsrechnung, bei welcher in diesem Falle nicht das Betzsche Verfahren, sondern das Annäherungsverfahren mit konstantem η_i angewandt wurde, ergab sich

- der induzierte Wirkungsgrad $\eta_i = 0,745$,
- der Gütegrad $\xi = 0,966$,
- der Propellerwirkungsgrad $\eta_p = 0,72$.

Die Ausmittlung zwischen Blattbreiten und Steigung ergab in diesem Falle als gute Annäherung eine konstante Steigung $H = 9,2$ m in Verbindung mit einem aus Abb. 34 ersichtlichen Verlauf der Blattbreiten. Man sieht hieraus also, daß der Tragflügelpropeller nicht durchaus immer eine variable Steigung aufweisen muß, sondern daß sich der Verlauf der Steigung individuell für jeden Fall aus der Rechnung ergibt. Allerdings wirkt sich nach dieser Richtung gerade der Unterschied zwischen dem Verfahren von Betz und dem Annäherungsverfahren aus, nach ersterem hätte man eine etwas nach außen hinzunehmende Steigung erhalten.

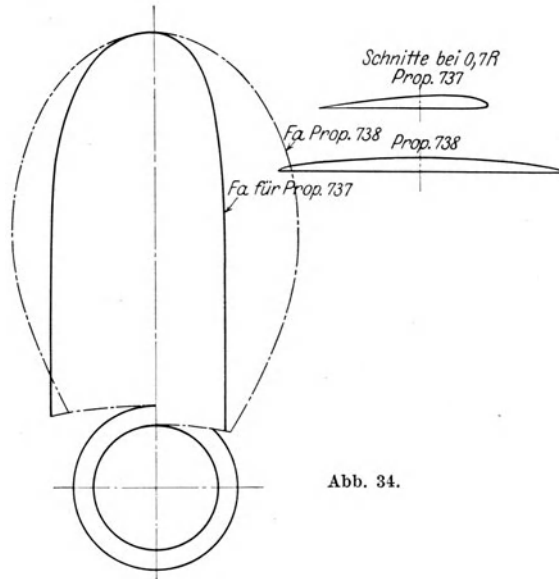


Abb. 34.

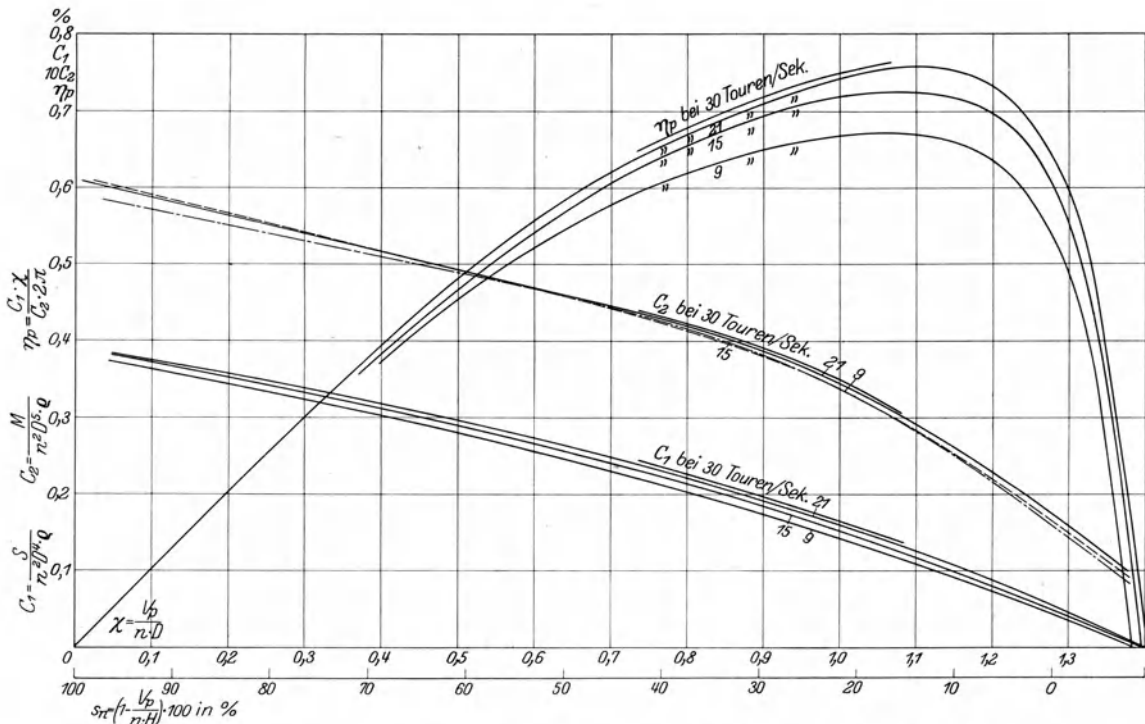


Abb. 35. Schnelldampfer-Propeller. Ergebnis des Freifahrmodellversuchs mit Propeller Nr. 737 (Tragflügelform).

Propellerdaten:			
D = Propeller \varnothing	7,20 m	F = Kreisfläche	40,715 m ²
H = Steigung	9,20 m	Fa = abgew. Fläche	11,32 m ²
H/D = Steigungsverhältnis	1,28	Fa/F = Flächenverhältnis	27,8%
Z = Flügelzahl	3	d = Naben \varnothing	1,20 m

Der im Maßstab 1 : 50 angefertigte Modellpropeller ist mit 4 verschiedenen Drehzahlen gefahren worden, und zwar

1. mit der der Betriebsdrehzahl und dem Modellmaßstab etwa entsprechenden Drehzahl $n' = 9$ pro Sekunde;
2. mit der von Schaffran für seine systematischen Propellerversuche durchweg verwendeten Normaldrehzahl $n' = 15$;

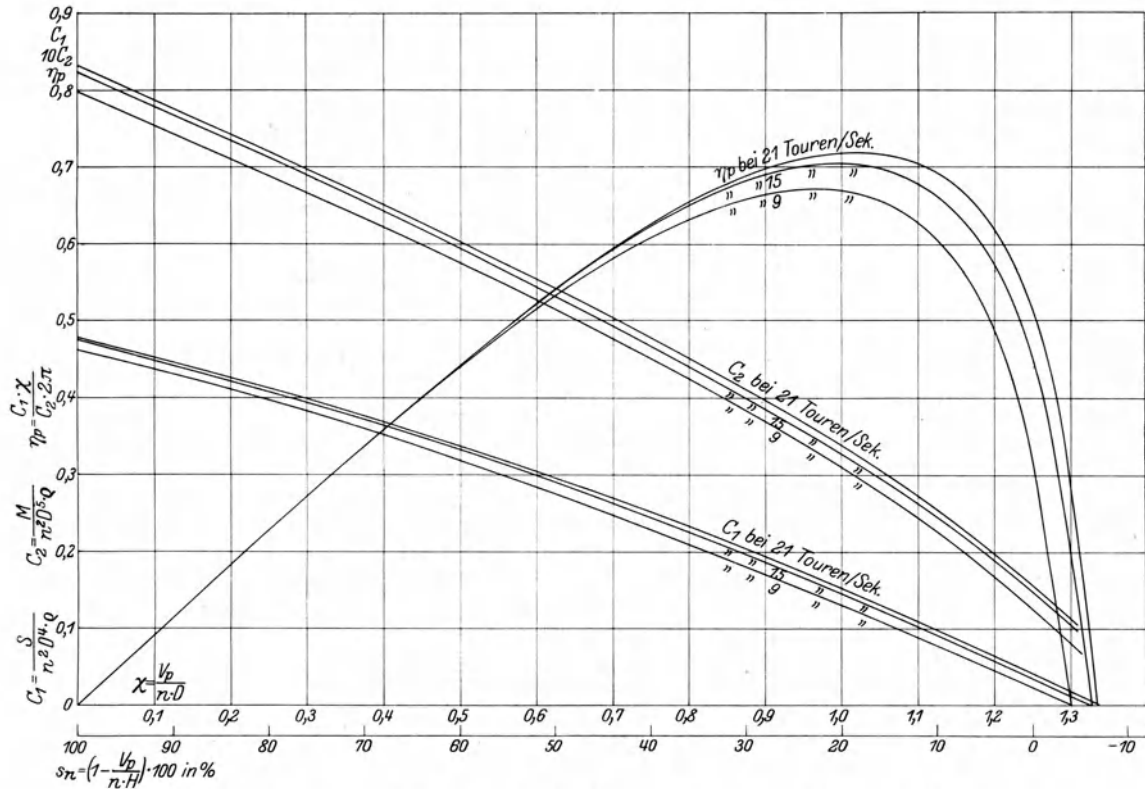


Abb. 36. Schnelldampfer-Propeller. Ergebnis des Freifahr-Modellversuchs mit Propeller Nr. 738 (normal).

Propellerdaten:			
D = Propeller \varnothing	7,20 m	F = Kreisfläche	40,115 m ²
H = Steigung	9,00 m	F_a = abgez. Fläche	16,90 m ²
H/D =	1,25	F_a/F = Flächenverhältnis	41,5%
Z = Flügelzahl	3	d = Naben \varnothing	1,20 m

3. mit einer Drehzahl $n' = 21$, bei welcher der Tragflügelpropeller im Vergleich mit einem günstigsten normalen Propeller in der wirksamsten Zone, d. i. etwa auf $0,7 R$, annähernd den gleichen Kennwert (siehe unter E) besitzt wie der normale Propeller bei $n' = 15$, die beiderseitigen Ergebnisse also am einwandfreiesten miteinander vergleichbar sind.

4. mit einer Drehzahl $n' = 30$, um einen möglichst hohen Kennwert zu erreichen.

Nach den Schaffranschen systematischen Versuchen erhält man nämlich auf Grund der oben genannten Entwurfsbedingungen für den günstigsten 3flügeligen normalen Propeller einen solchen mit einem Flächenverhältnis von etwa 42%, bei einem $H : D = 1,25$, also einer Steigung $H = 7,2 \cdot 1,25 = 9,0$ m. Ein

solcher Propeller, dessen Blattform der des Tragflügelpropellers in Abb. 34 gegenübergestellt ist, ist zwecks besseren Vergleichs ebenfalls geprüft worden, und zwar mit den Drehzahlen $n' = 9, 15$ und 21 .

Das Versuchsergebnis ist für beide Propeller in den Freifahrtdiagrammen Abb. 35 und 36 niedergelegt. Für den vorgelegten Fortschrittsgrad $\lambda = 0,28$ bzw. die entsprechende Fortschrittsziffer $\chi = \pi\lambda = 0,88$ ergeben sich hieraus die aus der Zahlentafel 5 Spalte 14 und 17 ersichtlichen Werte von Schub und Wirkungsgrad. Es zeigt sich hiernach, daß, während bei den kleineren Modell-drehzahlen der Tragflügelpropeller stark in der Wirkung zurückbleibt, er bei der großen Modelldrehzahl — also bei Kennwerten, die nach späterem für die Verhältnisse des naturgroßen Propellers am ehesten maßgebend sind — recht günstig wirkt und hierbei auch den normalen Propeller noch etwas übertrifft. Im übrigen wird das Ergebnis unter E noch näher erörtert.

Zu den Versuchen in Verbindung mit dem Schiffsmodell hat sich bisher noch keine Gelegenheit geboten, doch hoffe ich, solche bald einmal ausführen zu können.

E. Kritik der Ergebnisse und Folgerungen. Fehlerquellen.

Während im vorhergehenden Abschnitt die Versuche nach ihrer praktischen Zusammengehörigkeit bzw. Zugehörigkeit zu den verschiedenen Schiffsobjekten dargestellt worden sind, empfiehlt es sich jetzt bei der Erörterung, daß zunächst das Verhalten der Tragflügelschrauben im Freifahrzustand, alsdann im Zusammenhang mit dem Schiff behandelt wird.

I. Die Tragflügelschraube im Freifahrzustand.

Dieser Untersuchung kommt aus dem Grunde besondere Wichtigkeit zu, weil ja Entwurf und Konstruktion der Schraube nach dem vorliegenden Verfahren ausdrücklich auf günstigste Wirkung im Freifahrzustand — wenn auch natürlich unter Zugrundelegung der Sog- und Nachstromverhältnisse des Schiffes, hinter dem die Schraube arbeiten soll — abgestellt ist. Nach dieser Richtung verfährt man freilich bei den normalen Schrauben auch nicht anders. Es erscheint aber jedenfalls angezeigt, ganz besonders darauf hinzuweisen, daß dies vielleicht der von vornherein nächstliegende, aber durchaus nicht der einzig mögliche Weg zur günstigsten Konstruktion der Schiffsschraube ist. Denn es nutzt natürlich nichts, daß eine Schraube im Freifahrzustand ausgezeichnet arbeitet, wenn sie in der Wirkung am Schiff hinter einer andern, freifahrend nicht so günstigen Schraube zurückbleibt. Das Bestreben, die Schiffsschraube freifahrend so günstig wie möglich zu machen, kann daher nur als ein erster und einfachster Schritt zur Lösung der Aufgabe angesehen werden. Das vorliegende Verfahren ist also bewußt auf diesen ersten Schritt beschränkt.

a) Systematischer Vergleich der rechnerischen mit den Versuchsergebnissen bei den Tragflügelschrauben.

Bei sämtlichen in Abschnitt D beschriebenen Tragflügelschrauben trat bei den Modellversuchen ein Zurückbleiben sowohl im Schub als auch im Wirkungs-

Zahlentafel 5.

Lfd. Nr.	Schiff	Nr.	Propeller		z	Der Rechnung zugrunde gelegt				Gesemesener Schub S_v 1), kg	$\frac{S_v}{S_r}$	Wirkungsgrad η_p %		Bemerkungen	
			Versuchsanstalt	Art		D m	v_p m/sk	n	$z = \frac{v_p}{Dn}$			erhöht, S_v 1)	soll		ge-rechnet η_{p_r}
1	S 82/83	252	H.S.V.A.	Tragfl.	3	4,15	5,3	120	2	0,638	22 000	26 400	67,0	60,5	rechnerische Werte auf Grund Nachrechnung Modellprop. $n' = 6,3$ " $n' = 12,6$ " $n' = 9$ " $n' = 15$ " $n' = 21$ " $n' = 30$ " $n' = 9$ " $n' = 15$ " $n' = 21$ " $n' = 30$
2	"	265	"	"	3	4,15	5,3	120	2	0,638	22 000	26 420	66,1	60,8	
3	"	222	"	normal	3	4,15	5,43	117,1	1,951	0,67	—	29 800	63,6	57,6	
4	"	257	"	{ Tragfl. hochtour.	2	4,15	5,3	180	3	0,425	20 500	24 950	66,6	53,4	
5	S 96	271	"	Tragfl.	4	4,25	3,961	80	1,333	0,698	11 720	14 350	68,2	57,5	
6	Schnelldampfer	737	V.W.S. Berlin	"	3	7,2	7,71	73	1,215	0,88	80 000	97 500	72,0	68,7	
7	"	738	"	normal	3	7,2	7,71	73	1,215	0,88	80 000	—	—	66,0	68,5
											83 700	—	69,0	69,0	

grad hinter den rechnerischen Werten in Erscheinung. Die quantitativen Ausmaße dieser Abweichungen sind zum Teil bereits bei der Beschreibung der Versuche angegeben worden, müssen hier aber im Zusammenhang nochmals zusammengestellt werden. Hierzu dient Zahlentafel 5.

Der normale Propeller unter lfd. Nr. 3 ist aus dem Grunde mit aufgenommen worden, weil für ihn nach dem in Anhang II beschriebenen Verfahren eine Nachrechnung vorgenommen worden ist und die daraus gewonnenen rechnerischen Werte daher im vorliegenden Rahmen von Interesse sind. Für den normalen Propeller unter lfd. Nr. 7, für welchen bisher eine Nachrechnung nicht durchgeführt worden ist, sind nur die Versuchsdaten aufgenommen im Interesse eines Vergleichs mit dem auf Grund der gleichen Bedingungen entworfenen Tragflügelpropeller Nr. 6.

Aus der obigen Zahlentafel sind die zum Teil recht erheblichen Abweichungen der gemessenen von den rechnerischen Werten im Schub und Wirkungsgrad im Zusammenhang ersichtlich. Es muß dazu noch bemerkt werden, daß die gerechneten Wirkungsgrade nicht dem Sollschub, sondern dem erhöhten Schube (Spalte 13) entsprechen.

Während die Werte der Zahlentafel 5 sich sämtlich lediglich auf den den vorgelegten Bedingungen entsprechenden Zustand beziehen, auf welchen die Konstruktion der Schrauben abgestellt war, enthält das Diagramm Abb. 37 für den

¹⁾ Der Index r bedeutet hier und im folgenden: rechnerisch, v : nach Versuch.

mehrfach auch sonst genauer behandelten und für die Furness-Withy Schiffe zur Ausführung gelangten Propeller Nr. 265 neben dem Ergebnis des Freifahr-Modellversuchs das Ergebnis einer vollständigen, nach Abschnitt C II bzw. Anhang II durchgeführten Nachrechnung über den ganzen Bereich der Fortschrittsgrade von 0 bis in die Nähe desjenigen, für welchen der Schub verschwindet. Errechnet und dargestellt sind die üblichen in einem Freifahrdia-

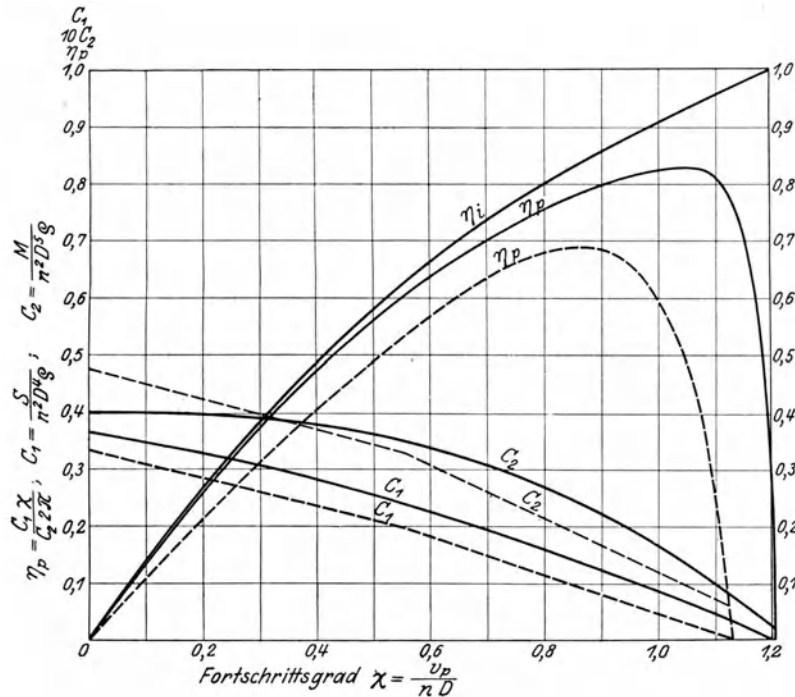


Abb. 37. Propeller Nr. 265. Vergleich der rechnerischen mit den Versuchsergebnissen. Abmessungen des Propellers siehe Abb. 17. ——— Errechnete Werte, - - - - - Versuchswerte.

gramm zur Darstellung gelangenden Größen: Schubkennziffer $c_1 = \frac{S}{\frac{\gamma}{g} n^2 D^4}$,

Drehmomentkennziffer $c_2 = \frac{M}{\frac{\gamma}{g} n^2 D^5}$ ¹⁾ und Wirkungsgrad $\eta_p = \frac{c_1}{c_2} \frac{\chi}{2\pi}$, außerdem

der induzierte Wirkungsgrad η_i . Während dem Charakter der Kurven nach die Ergebnisse von Rechnung und Versuch gut harmonieren, ist quantitativ die Abweichung noch ziemlich erheblich, insbesondere im Bereich der hohen Fortschrittsgrade, wo die für die Beschleunigung des Schraubenwassers aufzuwendende Leistung verhältnismäßig immer mehr zurücktritt hinter der zur Überwindung der Reibung erforderlichen Leistung.

1) Die Drehmomentkennziffer ist an Stelle der empfehlenswerteren Leistungskennziffer $\frac{N}{\frac{\gamma}{g} n^3 D^5}$ aus

dem Grunde hier noch beibehalten, weil sie auf den hier dargestellten Diagrammen auch verwendet worden ist. Aus demselben Grunde sind die bisherigen Bezeichnungen c_1 und c_2 an Stelle von k_s und k_m noch beibehalten.

Es soll nun in folgendem versucht werden, die hauptsächlichsten Fehlerquellen, die zu den genannten Abweichungen geführt haben können, zu untersuchen und zu erörtern. Es sind dies größtenteils Untersuchungen, die sich nicht speziell auf Tragflügelschrauben, sondern ganz allgemein auf Schiffsschrauben beziehen.

Eine erhebliche Fehlerquelle dürfte in der numerisch nicht zutreffenden Abschätzung des Zähigkeitseinflusses zu suchen sein. Allerdings wird sich, wie wir sehen werden, dieser Fehler wahrscheinlich hauptsächlich beim Vergleich der Modell-Versuchsergebnisse mit den rechnerischen Ergebnissen geltend machen und bei der naturgroßen Ausführung in geringerem Maße in Erscheinung treten, also als Fehler auch in entsprechend eingeschränktem Maße zu werten sein.

Wäre keine Zähigkeit vorhanden, so lehrt die Theorie bekanntlich, daß die oben genannten Kennziffern c_1 und c_2 und der Wirkungsgrad η_p bei ein und demselben Propeller lediglich Funktionen des Fortschrittsgrades bzw. des Slips sind. Es ist dies so lange streng richtig, als keine Oberflächenwellenbildung und keine Kavitation oder Luftansaugen stattfindet. Während Kavitation bei den vorliegenden Modellpropellern von vornherein nicht in Frage kommt, lassen sich die beiden anderen Störungsquellen bei genügend tief unter der Wasseroberfläche arbeitenden Propellern praktisch vermeiden, was auch für die vorliegenden Versuche ohne Zweifel zutrifft.

Es sollte hiernach also für die genannten Kennziffern und für den Wirkungsgrad bei fehlender Reibung nichts ausmachen, ob der Propeller mit hoher oder niedriger Drehzahl arbeitet, wenn nur das Verhältnis der Fortschrittsgeschwindigkeit zur Umfangsgeschwindigkeit, also der Fortschrittsgrad, in allen Fällen gleich bleibt. Wenn sich nun demgegenüber bei den Versuchen zeigt, daß die genannten Größen bei verschiedenen Drehzahlen, jedoch stets gleichem Fortschrittsgrad, merklich verschieden ausfallen, so wird man schließen müssen, daß diese Abweichungen jedenfalls zum wesentlichsten Teile auf den Einfluß der Zähigkeit zurückzuführen sind.

Bei den vorliegenden Versuchen ist es leider nur bei lfd. Nr. 5, 6 und 7 der Zahlentafel 5 zu Freifahrversuchen bei verschiedenen Drehzahlen gekommen. Aus den Spalten 14, 15 und 17, sowie auch unmittelbar aus den entsprechenden Diagrammen, Abb. 27, 35 und 36, ist sofort zu sehen, daß der Zähigkeitseinfluß erheblich sein muß. Und zwar zeigt sich in allen Fällen die übrigens auch sonst schon bekannte Erscheinung, daß mit wachsender Drehzahl

die Schubkennziffer c_1 wächst,

die Drehmomentkennziffer c_2 sich entweder wenig ändert oder in geringerem Maße wächst als c_2 ;

somit der Wirkungsgrad η_p ebenfalls wächst.

Aus Abb. 38 ist der Verlauf dieser drei Größen als Funktion der Freifahrdrehzahl, bei gleichem, und zwar dem Betriebszustande entsprechendem Fortschrittsgrade, für die Propeller Nr. 6 und 7 der Zahlentafel zu ersehen. Es geht daraus hervor, daß der Anstieg der Schubkennziffer und des Wirkungsgrades

besonders groß ist im Bereich der kleinen Drehzahlen und nachher immer mehr nachläßt, so daß man in gewissem absehbarem Abstand oberhalb der höchsten gefahrenen Drehzahl auf ein asymptotisches Einlaufen in einen konstanten Wert schließen darf.

Wir halten fest, daß die aus diesen Erscheinungen ersichtliche Veränderlichkeit der 3 Größen im wesentlichen durch Zähigkeitseinflüsse begründet sein muß. Dann besagen diese Erscheinungen, nach dem, was in dem Abriß der Theorie über den Zähigkeitseinfluß gesagt wurde, daß die Gleitzahl $\varepsilon = \frac{\zeta_p}{\zeta_a}$ mit abnehmender Drehzahl — dabei immer wieder gleichen Fortschrittsgrad vorausgesetzt —

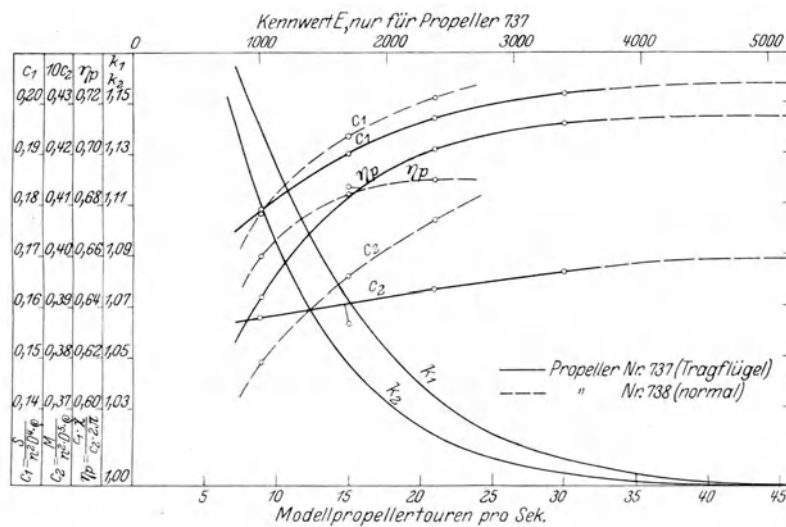


Abb. 38.

wächst, und dies kann wiederum auf folgende 3 Möglichkeiten zurückgeführt werden:

1. daß der Profilwiderstandsbeiwert ζ_p wächst,
2. oder der Auftriebsbeiwert ζ_a sinkt,
3. oder gleichzeitig sowohl ζ_w wächst und ζ_a sinkt.

Nun ist bekanntlich bei Nichtvorhandensein von Zähigkeitseinflüssen — und der anderen oben erwähnten Nebeneinflüsse — die Flüssigkeitsströmung um die Schraube ein Vorgang, der nach dem allgemeinen Newtonschen Ähnlichkeitsgesetz der einfachen Veränderlichkeit der Kräfte mit dem Quadrat der Geschwindigkeit verläuft und für den der Zeit- bzw. Geschwindigkeitsmaßstab nicht irgendwie an den Längenmaßstab gebunden ist; für die Ähnlichkeit der Strömungsvorgänge genügt es daher, wenn sämtliche entsprechenden Geschwindigkeiten in ein und demselben Verhältnis zueinander stehen, was eben wiederum auf die Gleichheit des Fortschrittsgrades, d. h. des Verhältnisses von Fortschrittgeschwindigkeit zu Umfangsgeschwindigkeit hinauskommt. Treten dagegen jetzt Zähigkeitseinflüsse hinzu, so kommt das Reynoldssche Ähnlichkeitsgesetz zur Geltung. Gleichheit der Strömungsbilder, und somit bei-

spielsweise auch Gleichheit der Auftriebs- und Widerstandsbeiwerte ζ_a und ζ_p ist somit von vorneherein nur zu erwarten bei Gleichheit der Reynoldsschen Zahlen $\Re = \frac{vl}{\nu}$, und daher ist auch zunächst ganz allgemein die festgestellte Ungleichheit der Gleitzahlen ε bei verschiedenen Drehzahlen aus der durch letztere bedingten Verschiedenheit der Reynoldsschen Zahlen erklärlich. Und wenn wir weiter festgestellt haben, daß die ε mit sinkenden Drehzahlen wachsen, so ist eine ganz analoge Erscheinung bei der Untersuchung der Tragflügelprofile beobachtet worden. Um unmittelbar auf diese Untersuchungen zurückgreifen zu können, soll im folgenden anstatt der Reynoldsschen Zahl der sog. Kennwert E , gleich dem 70. Teil der Reynoldsschen Zahl¹⁾, benutzt werden.

Die bei den vorliegenden Rechnungen bisher eingesetzten Werte von ζ_a und ζ_p , waren unmittelbar den Göttinger Polardiagrammen bzw. den aus diesen abgeleiteten Annäherungsgleichungen (31a) und (35) entnommen. Diesen Diagrammen liegt ein Kennwert $E = 6000$ zugrunde. Es sind ferner in der 1. Lieferung der Ergebnisse der Göttinger Versuchsanstalt unter IV 2 Untersuchungen über den Einfluß des Kennwerts, der zwischen 2000 und 24 000 variiert wurde, auf den Verlauf der Polarkurven einiger Tragflügelprofile veröffentlicht. Aus diesen ist im wesentlichen zu entnehmen, daß, während oberhalb $E = 6000$ im Bereich der in Frage kommenden Anstellwinkel bzw. Auftriebsbeiwerte keine erhebliche Änderung des Widerstandsbeiwerts ζ_p mehr eintritt, sich bei $E = 2000$ doch schon eine teilweise sehr erhebliche Vergrößerung von ζ_p gegenüber $E = 6000$ bemerkbar macht, die beispielsweise bei dem Profil Nr. 390, das dem auf Abb. 12 dargestellten Profil Nr. 386 ziemlich ähnlich ist, bei $\zeta_a = 0,40$ gut einer Verdoppelung gleichkommt. Sehr eingehende Untersuchungen dieser Art sind ferner unter dem Titel „Ähnlichkeitsversuche an Flügelprofilen“ in der ZFM 1919, Heft 9/10, von K umbruch veröffentlicht. Sie haben sich freilich, wie sich später herausgestellt hat, als nicht völlig einwandfrei erwiesen insofern, als bei den größten Kennwerten die Profilwiderstandszahl teilweise kleiner als die reine Reibungswiderstandszahl gemessen wurde. Trotzdem wird jedenfalls generell der dabei festgestellte Verlauf der ζ_p -Werte als Funktion des Kennwerts, der hier in den sehr weiten Grenzen zwischen 600 und 30 000 variiert wurde, als im wesentlichen zutreffend angesehen werden können. Abb. 39 zeigt den typischen Verlauf solcher Kurven für zwei daneben abgebildete Profile, die allerdings von den bei den vorliegenden Schraubenversuchen verwendeten wesentlich abweichen. Die angedeutete Unstimmigkeit wird vermutlich nur zur Folge haben, daß die Kurven gegenüber der Abszissenachse etwas gehoben werden müssen.

Es kommt nun darauf an, mit welchen Kennwerten wir es bei unseren Schraubenversuchen zu tun haben. Dies ist für sämtliche in Zahlentafel 5 aufgeführte Schrauben, und zwar Modellschrauben, aus der nachstehenden Zahlentafel 6 ersichtlich, die unmittelbar als Fortsetzung der Zahlentafel 5 angesehen werden kann und deren Spalten daher im Anschluß an die letztere numeriert sind.

¹⁾ E ist das Produkt aus Geschwindigkeit in m/sk und Flügeltiefe in mm. Bei Luft ist diese Größe gleich dem 70. Teil der Reynoldsschen Zahl.

Und zwar sind die Kennwerte auf die auf $r = 0,7 R$ vorhandene Blattbreite bezogen, weil man im Bereich des ersteren Radius annähernd die wirksamste Zone des Propellers annehmen kann. Als die für den Kennwert maßgebende Geschwindigkeit kann mit genügender Genauigkeit die Relativgeschwindigkeit w_1 (Abb. 3) zugrunde gelegt werden.

Zahlentafel 6¹⁾.

Lfd. Nr.	19	20	21	22	23	24	25	26	27
	Durchmesser der Modellpropeller D' cm	Bezugsradius für Kennwert $r' = 0,7 R'$ cm	Drehzahl n' für Modellpropeller 1/sk	Umfangsgeschwindigkeit $w' = 2\pi r'n'$ cm/sk	Fortschrittsgeschwindigkeit $v'_p = \chi D'n'$ cm/sk	Relativgeschwindigkeit $w' = \sqrt{w'^2 + v_p'^2}$ cm/sk	Blattbreite l' cm	Reynoldssche Zahl $\Re = \frac{w'l'}{\nu}$ ($\nu = 0,0115 \text{ cm}^3/\text{sk}$ bei 15° C)	Kennwert $E = \frac{\Re}{70}$
1	13,8	4,84	11,0	334	97	348	2,12	64 200	917
2	13,8	4,84	11,0	334	97	348	2,8	84 800	1210
3	13,8	4,84	11,0	334	99	348	4,2	127 000	1813
4	13,8	4,84	16,6	505	97	514	2,29	102 300	1461
5	21,25	7,4	6,3	293	93	306	2,45	65 200	932
6	14,4	7,4	12,6	586	186	612	2,45	130 400	1864
		5,05	9,0	286	114	308	2,66	71 250	1016
		5,05	15,0	477	190	513	2,66	118 800	1700
		5,05	21,0	667	266	718	2,66	166 400	2380
7	14,4	5,05	30,0	954	380	1026	2,66	237 600	3400
		5,05	9,0	286	114	308	4,50	120 000	1716
		5,05	15,0	477	190	513	4,50	200 000	2855
		5,05	21,0	667	266	718	4,50	280 000	4000

Soweit bei den untersuchten Propellern nur eine Modelldrehzahl angegeben ist, entspricht diese derjenigen Drehzahl des naturgroßen Propellers, bei welcher dieser den zu der betreffenden Geschwindigkeit gehörigen Schub erzeugt. Dasselbe ist der Fall bei der niedrigsten Modelldrehzahl derjenigen Propeller, die

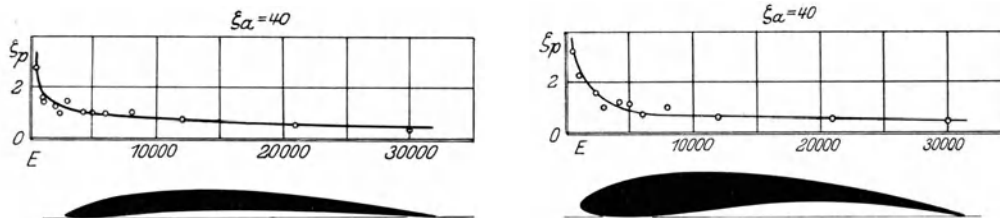


Abb. 39.

mit verschiedenen Drehzahlen freifahrend gefahren worden sind. Die Kennwerte liegen bei diesen niedrigen, den vorgelegten Schub erzeugenden Drehzahlen bei den Tragflügelpropellern mit ihren kleinen Blattbreiten in der Größenordnung von 900 bis 1200 (1460 bei dem schnellläufigen Propeller Nr. 4), bei den normalen Propellern bei 1700 bis 1800. Wenn also, wie gesagt, die der Rechnung zugrunde gelegten Größen ζ_p bzw. Gleitzahlen ε einem Kennwert $E = 6000$ entsprechen, so sieht man aus Abb. 39 ohne weiteres, daß gegenüber der Rechnung insbesondere bei den Tragflügelpropellern wegen der sehr niedrigen Kennwerte eine erhebliche Verschlechterung der Profilwiderstandsverhältnisse Platz gegriffen

¹⁾ ' bedeutet: Modellwert.

haben muß, die aber, wohlgemerkt, nur bei den Modellpropellern, nicht bei den naturgroßen Propellern in Erscheinung tritt. Mit anderen Worten, die Versuchsergebnisse der Modellpropeller müssen unbedingt ungünstiger ausfallen als die Rechnungsergebnisse, und um beide auf ein und dieselbe Stufe zu stellen und so einen ordnungsmäßigen Vergleich beider herzustellen, müßte entweder die Rechnung von einer dem niedrigeren Kennwert des Modellpropellers entsprechenden größeren Widerstandszahl ζ_p bzw. Gleitzahl ε ausgehen, oder die Versuchsergebnisse müßten auf den der Rechnung zugrunde gelegten Kennwert (6000) umgerechnet werden. Dazu kommt, wie schon bemerkt, daß nicht nur die Widerstandszahl ζ_p , sondern auch die Auftriebszahl ζ_a durch den Kennwert beeinflußt wird. Bezüglich der letzteren sind aber nach den bisherigen Messungen die Erscheinungen noch wenig einheitlich, bei einigen Profilen nimmt ζ_a — natürlich gleichen Anstellwinkel vorausgesetzt — bei sehr kleinen Kennwerten ab, bei anderen zu. Ich muß aber betonen, daß alle diese Verhältnisse gerade bei den für Schiffsschrauben in Frage kommenden Profilformen bisher erst sehr unvollkommen geklärt sind. Da ich für die ganze Beurteilung der Ergebnisse von Modellpropellern die Klärung dieser Zusammenhänge für sehr wichtig ansehe, habe ich inzwischen bereits mit systematischen Versuchen nach dieser Richtung in meinem neuen Wirkungskreis an der Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau, Berlin, begonnen und hoffe, die Ergebnisse seinerzeit bekanntgeben zu können.

Zu welchen Folgerungen führen nun diese Überlegungen? Zunächst generell. Denken wir uns in Abb. 3 a beim Modellpropeller infolge des niedrigen Kennwerts den Widerstandsbeiwert ζ_p und damit den Profilwiderstand dW_p vergrößert, so sinkt der effektive Schub dS , es wächst die Tangentialkraft dT und es sinkt der Wirkungsgrad $\eta_p = \frac{v_p dS}{r \omega dT} = \lambda \frac{dS}{dT}$. Andererseits erhöhen wir, bei gleichbleibendem Fortschrittsgrad, die Drehzahl und damit den Kennwert, so müßte die Schubkennziffer wachsen, die Drehmomentkennziffer sinken, der Wirkungsgrad wachsen, und zwar in noch höherem Maße als die Schubkennziffer. Sehen wir uns daraufhin nochmals Abb. 38 an, so finden wir das Wachsen der Schubkennziffer und des Wirkungsgrades bestätigt, während die Drehmomentenkennziffer sich diesem Schema nicht einordnen will, sondern eher die Tendenz hat, ebenfalls zu wachsen, statt zu sinken. Man müßte daraus entweder schließen, daß mit wachsendem Kennwert auch der Auftriebsbeiwert ζ_a wächst oder daß außer der Zähigkeit noch andere Einflüsse am Werke sind, um trotz gleichen Fortschrittsgrades das Strömungsbild zu ändern. Ersteres, das Wachsen von ζ_a mit dem Kennwert, ist zwar nicht ausgeschlossen und würde auch zur teilweisen Erklärung des Zurückbleibens des gemessenen Schubes hinter dem rechnerischen beitragen, aber nach dieser Richtung sind, wie schon erwähnt, die Ergebnisse der Ähnlichkeitsversuche bisher zu wenig eindeutig, um hierüber etwas einigermaßen Sicheres sagen zu können. Die zweite Möglichkeit, die Änderung des Strömungsbildes bei gleichem Fortschrittsgrad durch andere Einflüsse als die der Zähigkeit, scheint bisher ebenfalls noch recht dunkel.

Es wird nun, um die Differenzen zwischen Rechnung und Versuch einwandfreier, als sie in Zahlentafel 5 in Erscheinung treten, vergleichen und beurteilen zu können, angebracht sein, die darin enthaltenen Werte wenigstens annähernd nach der Richtung zu korrigieren, daß wir sie auf den der Rechnung zugrunde liegenden Kennwert umrechnen. Und zwar wollen wir dabei nicht auf die Göttinger Versuche zurückgreifen, die, wie erwähnt, für die Profile von Schiffsschrauben nicht recht verwendbar sind, sondern wir wollen unmittelbar diejenigen der vorliegenden Versuche als Ähnlichkeitsversuche benutzen, die mit mehreren Freifahrdrehzahlen ausgeführt worden sind, und dabei von der Annahme ausgehen, daß die Änderung der Schub- und Momentenkennziffern bzw. des Wirkungsgrades durch Änderung der Freifahrdrehzahl bei gleichem Fortschrittsgrad völlig auf Zähigkeitseinflüsse, d. h. also auf den Kennwerteinfluß zurückzuführen ist. Als den maßgebenden Kennwert nehmen wir denjenigen, der auf $0,7 R$ vorhanden und in Zahlentafel 6 ja bereits aufgeführt ist. Dies setzt allerdings voraus, daß der Charakter der Blattform der Schrauben, deren Ergebnisse wir auf eine solche gemeinsame Kennwertbasis umrechnen, ein ähnlicher ist, was man aber für die Gruppe der vorliegenden Tragflügelschrauben einerseits, für die der normalen Schrauben andererseits als ausreichend zutreffend ansehen kann. Dagegen sind die beiden verschiedenen Gruppen miteinander nicht unmittelbar vergleichbar, weil die Verteilung der Kennwerte der einzelnen Blattelemente über den Radius in beiden Fällen stark verschieden ist. Wir beschränken die diesbezügliche Untersuchung auf die Tragflügelschrauben und entnehmen die Abhängigkeit der c_1 - und η_p -Werte unmittelbar dem Diagramm Abb. 38, das sich ja auf den ausführlichsten nach der hier gesuchten Richtung durchgeführten Versuch bezieht. Es ist also zunächst auf Grund der Beziehung der für $0,7 R$ angegebenen Kennwerte zu der Freifahrdrehzahl für die Schraube Nr. 6 in Zahlentafel 6 auf der oberen Standlinie des Diagramms eine neue Abszissen-einteilung nach der Kennwertgröße vorgenommen, die aber wohlgemerkt nur für die zur Tragflügelschraube Nr. 737 gehörigen Kurven des Diagramms gilt. Im einzelnen nehmen wir nunmehr diese Korrektur der Versuchswerte folgendermaßen vor. Die korrigierten Werte sind in Zahlentafel 7 eingetragen.

1. Wir verändern — und zwar kommt diese Änderung auf eine Vergrößerung heraus — den gemessenen Schub (Spalte 14, Zahlentafel 5), im Verhältnis der c_1 -Werte, die dem Versuchskennwert und dem Kennwert 6000 entsprechen. Nach dem gemessenen Verlauf der c_1 konnte man bei $E = 6000$ schon etwa asymptotisches Einlaufen annehmen¹⁾. Um diese Umrechnung zu erleichtern, ist in Diagramm Abb. 38 gleich noch die hiernach abgeleitete Kurve des Schub-erhöhungsfaktors k_1 eingetragen. Die korrigierten Schubwerte S'_e sind — mit einer weiteren nachstehend unter 2. beschriebenen kleineren Korrektur versehen — in Spalte 31 angegeben; der Vollständigkeit halber sind in Spalte 32 die rechnerischen Schübe S_r (Spalte 13, Zahlentafel 5) danebengestellt und in Spalte 33 das Verhältnis $\frac{S'_e}{S_r}$ angegeben.

¹⁾ In Abb. 38 findet dieses schon bei $E \approx 5000$ statt.

Zahlentafel 7.

Lfd. Nr.	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41
	Gemessener Schub S_v (Spalte 14)	Maßgebender Kennwert E auf $0,7 R$ (Spalte 27)	Schub-erhöhungsfaktor k_1 nach Diagr. Abb. 38	Korrigierter gemessener Schub $S'_v = 1,02 \cdot k_1 \cdot S_v$	Rechn.-Schub S_r (Spalte 13)	$\frac{S'_v}{S_r}$	Gemessener Wirkungsgrad η_{pv} (Spalte 17)	Wirkungsgrad-erhöhungsfaktor k_2 nach Diagr. Abb. 38	Korrigierter gemessener Wirkungsgrad $\eta_{pv} = k_2 \cdot \eta_{pv}$	Rechnerischer Wirkungsgrad η_i	Aufkorrig. Schub umgerechnet η'_i	Rechn. Gütegrad ξ	Korrigierter rechnerischer Wirkungsgrad $\eta_{pr} = \eta'_i \cdot \xi$	$\frac{\eta_{pv}}{\eta_{pr}}$
1	22 480	917	1,15	26 400	26 400	1,0	60,5	1,123	68,0	69,8	69,8	0,96	67,0	1,015
2	21 900	1210	1,118	25 000	26 420	0,947	60,8	1,088	66,2	69,4	70,7	0,952	67,3	0,984
4	21 360	1460	1,093	23 850	24 950	0,955	53,4	1,064	56,9	72,9	73,6	0,913	67,3	0,845
5	12 550	932	1,148	14 700	14 350	1,023	57,5	1,128	64,9	71,2	70,8	0,958	67,8	0,957
	13 800	1864	1,061	14 950		1,040	59,0	1,038	61,3		70,5		67,5	0,908
	74 500	1016	1,139	86 600			64,4	1,110	71,5					
	79 100	1700	1,073	86 600	97 500	0,888	68,7	1,047	71,9	74,1	76,5	0,966	74,0	0,972
6	82 000	2380	1,035	86 600			70,2	1,019	71,5					0,966
	83 900	3400	1,010	86 600			71,2	1,005	71,5					0,966

Bemerkenswert ist übrigens, daß sich die mit dem Propeller lfd. Nr. 5 in der Hamburger Versuchsanstalt vorgenommenen Versuche mit 2 verschiedenen Drehzahlen bezüglich der Schuberrhöhung recht gut in den von Propeller Nr. 6 abgeleiteten Verlauf einordnen, indem der korrigierte Schub bei beiden Drehzahlen annähernd den gleichen Wert besitzt.

2. Bei der bereits unter 1. angedeuteten weiteren kleineren Korrektur handelt es sich um eine überschlägliche Berücksichtigung des Einflusses der Nabe. Diese hat zwar mit dem Kennwerteinfluß nichts zu tun, trägt aber ebenfalls zur besseren Vergleichsmöglichkeit der rechnerischen mit den Versuchsergebnissen bei. Wir vergrößern nämlich den nach 1. korrigierten Schub um einen in der Rechnung nicht berücksichtigten, aber im Versuch in Erscheinung tretenden Betrag, der auf den Einfluß der Nabe zurückzuführen ist. Zwar ist die Höhe des Schubverlustes durch die Nabe selbst wieder unsicher und erforderte für sich eine eingehendere Untersuchung, auf Grund deren den jeweils vorliegenden Verhältnissen individuell nachzugehen sich wohl lohnen würde — ist es doch beispielsweise bekannt, wie außerordentlich schädlich dicke Naben wirken, wie sie durch aufgesetzte Flügel bedingt werden. Da wir es jedoch bei allen vorliegenden Beispielen mit normalen, mit den Flügeln aus einem Stück bestehenden Naben zu tun haben, so werden wir keinen zu großen Fehler begehen, wenn wir den Nabenverlust in überall gleichartiger Weise in Form eines konstanten Prozentsatzes des Schubes in Rechnung stellen. Es ist jedenfalls

richtiger, eine solche verhältnismäßig kleine Nebenwirkung durch einen, wenn auch ziemlich rohen Überschlag, als überhaupt nicht, zu berücksichtigen. Und zwar veranschlagen wir den Nabenwiderstand auf rund 2% des Schubes. Demgemäß ist in Spalte 31 der Schub außer mit dem Erhöhungsfaktor k_1 noch mit dem Faktor 1,02 multipliziert.

3. Die Versuchswirkungsgrade η_{pv} (Spalte 17) werden nach dem Verlauf der η_p -Kurve des Diagramms Abb. 38 in derselben Weise, wie die Schübe auf Grund der c_1 -Kurve, auf die dem Kennwert $E = 6000$ entsprechende Größe umgerechnet und eine hieraus abgeleitete Kurve des Wirkungsgraderhöhungsfaktors k_2 eingezeichnet. Die in diesem Sinne korrigierten Werte des gemessenen Wirkungsgrades sind in Spalte 36 eingetragen.

Hier zeigt sich nun eine erhebliche Abweichung der beiden umgerechneten Werte der Wirkungsgrade des Propellers Nr. 5, während, wie schon bemerkt, bei der Umrechnung des Schubes eine gute Übereinstimmung vorhanden gewesen war. In der Tat erschien von vornherein schon die geringe Steigerung des Wirkungsgrades bei Verdoppelung der ersten recht niedrig gelegenen und daher auch einen recht niedrigen Kennwert bedingenden Freifahrdrehzahl auffallend. Es muß aber wiederholt werden, daß zur abschließenden Beurteilung dieser Verhältnisse die bisher vorgenommenen Versuche mit Tragflügelpropellern zu wenig zahlreich sind. Die Kurven des Diagramms 38 und die daraus abgeleiteten Werte der Zahlentafel 7 werden daher zwar zweifellos in großen Zügen zutreffen, aber quantitativ noch verbesserungsbedürftig sein.

4. Um den Vergleich zwischen Rechnung und Versuch zu vervollständigen, müssen aber nicht nur in der umstehend beschriebenen Weise die Versuchswerte umgerechnet werden, sondern dasselbe muß auch mit dem rechnerischen Wirkungsgrade geschehen. Die rechnerischen Werte des induzierten Wirkungsgrades η_i entsprechen nämlich dem etwas willkürlich erhöhten Schub. Nachdem der tatsächlich maßgebende Schub jetzt wesentlich einwandfreier feststeht (S'_o , Spalte 31), ist es, um einen Vergleich mit dem Versuch zu ermöglichen, erforderlich, die η_i -Werte auf die der Größe S'_o entsprechende Belastung umzurechnen, was an Hand des Diagramms Abb. 9 ohne Schwierigkeit möglich ist. Spalte 38 enthält die so umgerechneten Werte η'_i . Den maßgebenden rechnerischen Wirkungsgrad erhält man dann annähernd durch Multiplikation des korrigierten η_i -Wertes mit dem rechnerischen Gütegrad ξ . Freilich nimmt man dabei bewußt einen gewissen Fehler in Kauf, weil mit verändertem η_i auch eine etwas andere Anströmung der Profile verbunden ist und damit auch eine etwas andere Gleitzahl ε und Gütegrad ξ . Doch ersieht man aus Abb. 13, daß diese Änderung wohl kaum wesentlich ins Gewicht fallen wird.

Spalte 40 gibt die so errechneten korrigierten rechnerischen Wirkungsgrade an, Spalte 41 das Verhältnis $\frac{\eta'_o}{\eta'_r}$ der korrigierten gemessenen und rechnerischen Wirkungsgrade.

Die Spalten 33 und 41 der Verhältnisse $\frac{S'_o}{S'_r}$ und $\frac{\eta'_o}{\eta'_r}$ sind nun für die Beurteilung der Übereinstimmung zwischen Rechnung und Versuch so weit maß-

gebend, als dies nach dem bisher zur Verfügung stehenden, für die Ableitung zuverlässiger theoretischer Folgerungen noch zu wenig zahlreichen und eindeutigen Versuchsmaterial möglich ist. Mit dieser Reserve wird man in großen Zügen aus diesen Ergebnissen etwa folgende Schlüsse ziehen dürfen, bei denen ich mich aber aus ebendenselben Grunde hier vorläufig im wesentlichen auf die generelle Seite beschränken möchte:

a) Wenn wir zunächst von dem Propeller Nr. 5 absehen, dessen Ergebnisse teilweise, nämlich bei der größeren Modelldrehzahl, ziemlich stark aus dem sonstigen Rahmen herausfallen und der daher unter γ) noch besonders behandelt wird, so finden wir fast durchweg auch nach den korrigierten Versuchswerten einen mehr oder weniger großen Abfall sowohl an Schub wie an Wirkungsgrad gegenüber der Rechnung. Ich möchte es jedenfalls als wahrscheinlich annehmen, daß an dem durchschnittlichen Zutreffen dieser Tatsache auch das Ergebnis des Versuchs mit dem Propeller Nr. 1 nichts ändert, bei dem Rechnung und Versuch nach beiden Richtungen fast völlig übereinstimmen, bei dem aber wohl eine gewisse Streuung nach der günstigen Seite vorzuliegen scheint. Wir wollen aus diesem Grunde das Ergebnis des sonst ganz ähnlichen Propellers Nr. 2 weiterhin als maßgebender ansehen. Dann dürfte der sonst durchweg zu beobachtende Abfall sowohl an Schub wie an Wirkungsgrad, da Zähigkeitseinflüsse ja nach der vorgenommenen Umrechnung keine Rolle mehr spielen sollten, darauf hindeuten, daß die Blattprofile unter kleinerem Winkel angeströmt werden, als die Rechnung auf Grund der beschriebenen Theorie ergibt. Denn durch eine solche flachere Anströmung wird beides, sowohl die Abnahme an Schub wie an Wirkungsgrad, erklärt. Denken wir uns in Abb. 3 zu der bisher angenommenen Anblaserichtung w ein Profil angestellt und nun dieses Profil bei festgehaltener Lage unter flacherem Winkel angeströmt, so bedeutet das eine steilere Lage der Linie AH . Das heißt, da die Strecke BH gleich $\frac{v}{\eta_i}$ ist, daß erstens der induzierte Wirkungsgrad η_i kleiner ist, zweitens wegen des kleineren Anstellwinkels der Auftriebsbeiwert ζ_a und damit der Schub kleiner ist und daß drittens außerdem, wenn wir durch den kleineren Anstellwinkel bereits in den Bereich der zunehmenden Gleitzahlen ε geraten, auch der Gütegrad ξ schlechter werden kann. Das Auftreten der erstgenannten beiden Erscheinungen erscheint ja nun zunächst als ein Widerspruch in sich, denn wir wissen aus den theoretischen Überlegungen, daß grundsätzlich ein kleinerer induzierter Wirkungsgrad mit einem höheren Schube verknüpft ist und umgekehrt. Tatsächlich könnte auch das gleichzeitige Sinken des induzierten Wirkungsgrades und des Schubes bei einer unendlich-flügeligen Schraube nicht eintreten. Wenn es trotzdem festgestellt wird, so weist dies darauf hin, daß diese Erscheinung mit der endlichen Flügelzahl zu tun hat, mit anderen Worten, daß die unter Bb wiedergegebene Theorie, welche durch ein Annäherungsverfahren die Verhältnisse der endlich-flügeligen auf die der unendlich-flügeligen Schraube zurückführt, den tatsächlichen Verhältnissen noch nicht völlig gerecht wird. Der Zirkulationsabfall infolge Umströmens der Flügelenden wird offenbar größer, als durch die Gleichung (17) bzw. durch die Kurve

des Zirkulationsverminderungsfaktors κ nach Abb. 7 dargestellt. Da der Schub, wie beispielsweise aus Abb. 22 (Kurve $\sigma_r \cdot r$ proportional $\frac{dS}{dr}$) zu ersehen, stark auf die äußere Flügelzone konzentriert ist, ist es ja auch begreiflich, daß eine Änderung der Verhältnisse in dieser durch die Umströmung und den Zirkulationsabfall am meisten betroffenen Zone auf die Gesamtwirkung der Schraube fühlbar rückwirken muß.

β) Wenn auch, mit der bereits genannten teilweisen Ausnahme, die erwähnte Abweichung zwischen der Rechnung auf der bisherigen theoretischen Grundlage und dem Versuch grundsätzlich bei allen Propellern auftritt, ist doch die quantitative Auswirkung bei den verschiedenen Propellern verschieden, und zwar scheint dabei von wesentlichem Einfluß die Höhe der Einheitsdrehzahl zu sein. Bei den Propellern von mittlerer Einheitsdrehzahl, als deren Vertreter die Propeller Nr. 1, 2 und 5 betrachtet werden können, kann überhaupt — bei Nr. 5 mit der unter γ) angegebenen Einschränkung — von einer ziemlich befriedigenden Übereinstimmung zwischen Rechnung und Versuch sowohl beim Schub wie beim Wirkungsgrad gesprochen werden. Dagegen sind sowohl bei dem spezifisch langsamlaufenden Propeller Nr. 6 als auch bei dem schnellläufigen Propeller Nr. 4 größere Abweichungen zu beobachten, die jedoch verschiedene Tendenz aufweisen. Bei ersterem ist die Übereinstimmung im Wirkungsgrad verhältnismäßig gut, im Schub mangelhaft, bei letzterem umgekehrt, der Abfall im Wirkungsgrad gegenüber der Rechnung ist hier sogar recht beträchtlich.

Die letztere Tatsache ist verhältnismäßig einfach zu erklären. Mit der flacheren Anströmung des Profils muß im Bereich der in diesem Falle an und für sich schon recht kleinen Anstellwinkel α_i eine nicht unbeträchtliche Erhöhung der Gleitzahl ε verbunden sein und nach Gleichung (24) führt dies bei dem kleinen bei der schnellläufigen Schraube vorliegenden Fortschrittsgrad λ zu einer erheblichen Erhöhung des Nenners und damit Verschlechterung des Gütegrades ξ , eine Erscheinung, die sich bei dem hohen Fortschrittsgrad des langsamlaufenden Propellers in viel geringerem Maße bemerkbar macht.

Weniger auf der Hand liegt es, weshalb sich bei dem langsamlaufenden Propeller Nr. 6 die angedeutete Änderung der Zuströmung in der äußeren Flügelzone gegenüber der bisher zugrunde gelegten Theorie in höherem Maße in einer Verminderung des Schubes auswirkt als bei den mittel- und hochtourigen Propellern. Ich hatte zunächst an die Möglichkeit gedacht, daß die Erklärung vielleicht auf ganz anderem Gebiete liegen könnte, nämlich, daß der langsamlaufende Propeller Nr. 6, im Gegensatz zu den anderen nach dem Betzchen Verfahren der günstigsten Schraubenwirkung entworfenen Schrauben, nach dem Annäherungsverfahren des konstanten η_i ausgebildet worden ist und sich die rechnerisch wenig bedeutende Abweichung zwischen den aus den beiden Verfahren erhaltenen Blattformen immerhin noch am meisten in der äußeren Blattzone geltend macht, die nun wiederum von der Unstimmigkeit der Theorie am meisten betroffen wird. Jedoch hat sich bei einem weiteren, nach dem Betzchen Verfahren konstruierten Tragflügelpropeller — über den ich im übrigen hier noch nicht berichten kann —

der ein noch ausgesprochenerer Langsamläufer ist als der vorliegende Schnell-dampferpropeller, im Vergleich zu letzterem der Schubabfall bei dem Versuch in noch stärkerem Maße gezeigt, so daß anscheinend diese Erscheinung tatsächlich irgendwie in der Tatsache der spezifisch geringen Drehzahl begründet liegt.

Ohne weiteres erklärlich ist, sobald man überhaupt eine Vergrößerung des hydrodynamischen Steigungswinkels gegenüber der Rechnung als zutreffend annimmt, ein Wachsen des prozentualen Schubabfalls in dem Maße, als man sich dem Fortschrittsgrade λ_0 nähert, für welchen der Schub verschwindet. Denn die Rechnung ergibt da noch einen Schub, wo dieser beim Versuch infolge der flacheren Anströmung des Profils schon Null ist. Man kann berechtigterweise daraus die Folgerung ziehen, daß der prozentuale Schubabfall um so größer sein wird, je größer das Verhältnis $\frac{\lambda}{\lambda_0}$ ist. Da dieses Verhältnis jedoch bei den hier verglichenen Propellern, dem Langsamläufer Nr. 6 und dem Schnelläufer Nr. 4, wie aus den betr. Freifahrdigrammen zu ersehen, nahezu gleich ist, so trägt diese Überlegung im vorliegenden Falle nichts zur Erklärung der Verschiedenheit des Schubabfalls bei.

Schließlich könnte auch der Umstand von Einfluß gewesen sein, daß diese beiden Propeller in verschiedenen Versuchsanstalten hergestellt und geprüft worden sind. Um etwaige Unstimmigkeiten dieser Art aufzuklären und möglichst zu beseitigen, haben Herr Dr. Kempf und ich bereits die Vornahme systematischer Vergleichsversuche in den beiden Anstalten in Angriff genommen.

γ) Das Ergebnis des Versuchs mit dem 4flügeligen Propeller unter Nr. 5 läßt sich verhältnismäßig gut in die anderen Ergebnisse einordnen, sofern wir den Versuch mit der kleineren Freifahrdrehzahl ins Auge fassen und diesen in der beschriebenen Weise auf Grund des Diagramms Abb. 38, auf den Kennwert 6000 umrechnen. Dann ist die Übereinstimmung mit der Rechnung sowohl im Schub wie im Wirkungsgrad befriedigend, wenn es auch auffällt, daß im Gegensatz zu fast allen anderen Versuchen hier der Versuch einen merklich höheren Schub ergibt als die Rechnung. Dagegen fällt das — relativ ungünstigere — Ergebnis des Versuchs mit der größeren Freifahrdrehzahl hinsichtlich des Wirkungsgrades aus bisher nicht geklärten Gründen ziemlich stark aus dem Rahmen heraus. Für eine gewisse Wahrscheinlichkeit, daß dieser Propeller, trotz seines nach dem unkorrigierten Versuchsergebnis zunächst ziemlich ungünstigen Verhaltens im Freifahrzustande, doch im Grunde günstig arbeitet, spricht der Umstand, daß er sich hinter dem Schiff unter sonst gleichen Bedingungen dem normalen Propeller um mehrere Prozent überlegen gezeigt hat (s. Abb. 30).

δ) In Ansehung all dieser Verhältnisse wird man somit das Endergebnis der Freifahrversuche mit Tragflügelpropellern folgendermaßen ausdrücken können:

1. Die Ergebnisse der Modellversuche dürfen nicht unmittelbar zum Vergleich mit der Rechnung herangezogen, sondern müssen auf den der Rechnung

zugrunde gelegten Kennwert (hier 6000) bezüglich Schub und Wirkungsgrad umgerechnet werden. Es empfiehlt sich außerdem, eine Korrektur für den Einfluß der Nabe einzuführen.

2. Es bleibt alsdann noch eine sowohl den Schub wie den Wirkungsgrad beeinflussende Fehlerquelle übrig, die nicht auf Zähigkeitseinflüsse, sondern vermutlich auf eine gewisse Unvollkommenheit der Theorie zurückzuführen ist, welche durch eine Annäherung die Strömungsverhältnisse der endlich-flügeligen Schraube aus denen der unendlich-flügeligen abzuleiten sucht. Die Abweichung besteht anscheinend in einer stärkeren Umströmung der Blattenden und einem entsprechend größeren Zirkulationsabfall, wodurch wiederum größere Zusatzgeschwindigkeiten und entsprechend kleinere induzierte Wirkungsgrade im Bereich der äußeren Blattzone bedingt werden und eine nach der bisherigen Theorie vorgenommene Anstellung der Blattprofile dadurch ungünstiger wird.

3. Quantitativ ist diese Abweichung verhältnismäßig geringfügig bei Schrauben mittlerer Einheitsdrehzahl. Bei solchen Schrauben wird überhaupt auch fernerhin das vorliegende Verfahren ziemlich unverändert anwendbar sein und es kommen, weil die noch verbleibenden Fehler keine wesentliche Rolle spielen, daher auch die Vorteile des Verfahrens am meisten zur Geltung. Auch bei Schrauben kleiner Einheitsdrehzahl ist die Abweichung im wesentlichsten Punkte, nämlich im Wirkungsgrad, nicht bedeutend, während aus bisher noch nicht geklärten Gründen ein stärkerer Schubabfall zu beobachten ist. Am schwerwiegendsten wirkt sich die Abweichung bei den Schrauben hoher Einheitsdrehzahl aus, indem sie den Wirkungsgrad stark herabdrückt. Hier könnte eine Vervollkommnung der Theorie oder auch, solange eine solche noch nicht erreicht wird, eine empirische Korrektur des Zirkulationsminderungsbeiwerts voraussichtlich sehr wertvolle und praktisch verwertbare Dienste leisten und es ermöglichen, daß sich hohe Drehzahlen wesentlich günstiger erweisen als bisher. Im übrigen ist das Sonderproblem des schnellläufigen Propellers weiter unten unter c) noch etwas näher behandelt.

4. Eine Schuberhöhung, wie sie bei der Konstruktion der beschriebenen Schrauben für die Rechnung zugrunde gelegt wurde, hat sich jedenfalls in dem angewandten Ausmaße als nicht berechtigt herausgestellt. Solange die Verhältnisse noch nicht weiter geklärt sind, wird man eine Schuberhöhung etwa in der Höhe von 10% bei Schrauben von niedriger Einheitsdrehzahl, sonst etwa in der Höhe von 5% beibehalten können.

Die vorstehenden Ausführungen sind absichtlich ziemlich ausführlich gehalten, nicht weil die daraus abgeleiteten numerischen Werte bereits den Anspruch auf Allgemeingültigkeit erheben könnten, sondern weil sie mir erstens von grundsätzlichem Interesse für die Beurteilung der Schrauben-Modellversuche zu sein scheinen und weil zweitens die Weiterverfolgung auf diesem Wege für die praktische Vervollkommnung des Verfahrens, insbesondere bei schnellläufigen Schrauben, aussichtsvoll zu sein scheint.

Selbstverständlich können diese Untersuchungen auch auf Schrauben normaler Konstruktion ausgedehnt werden. Der Unterschied dürfte im wesent-

lichen quantitativ sein. Wir ersehen beispielsweise aus Abb. 38, daß die c_1 -Kurven mit wachsender Drehzahl, also wachsendem Kennwert, sehr viel stärker ansteigen, daß dies aber in noch relativ stärkerem Grade bei den c_2 -Kurven der Fall ist, mit der Wirkung, daß dem Ansteigen der Kurve der Wirkungsgrade früher eine Grenze gesetzt ist, und daß der prozentuale Überschuß des Wirkungsgrades bei dem Kennwert, bei dem er praktisch sein Maximum erreicht, über denjenigen, der für die der Betriebsdrehzahl entsprechende Modellpropellerdrehzahl zutrifft, geringer ist als bei den Tragflügelpropellern. Dieser Gesichtspunkt wird, während ich im übrigen im vorliegenden Rahmen darauf verzichten muß, näher auf diese Verhältnisse bei den normalen Schrauben einzugehen, bei dem nun folgenden

b) Vergleich der Ergebnisse der Tragflügelschrauben mit denen
normaler Schrauben

von Bedeutung sein. Dieser Vergleich wird am besten der Reihe nach unmittelbar an den einzelnen Objekten durchzuführen sein.

1. Propeller für S 82/83. Der für dieses Schiff bestimmte normale 3flügelige Propeller Nr. 222 war ursprünglich unter etwas anderen Voraussetzungen bezüglich Schub, Fortschrittsgeschwindigkeit und Drehzahl entworfen worden, als sie nachher für das dem ausgeführten Schiff entsprechende Schiffsmodell zutrafen. Jedoch zeigt eine nähere Untersuchung auf Grund der systematischen Propellerversuche von Schaffran, daß, wenn die endgültigen und auch für die Konstruktion der Tragflügelpropeller 252 und 265 zugrunde gelegten Bedingungen ($S = 22\ 000$ kg, $D = 4,15$ m, $v_p = 5,3$ m/sk, $n = 120$ pro Minute) berücksichtigt werden, der diesen entsprechende, nach den Schaffranschen Versuchen günstigste Propeller nur unwesentlich im Wirkungsgrad besser ist als der Propeller Nr. 222. Wir können letzteren daher als praktisch günstigsten normalen Propeller ansehen. Es ist auch nicht anzunehmen, daß die Richtigkeit dieses Schlusses merklich durch die von der der Schaffranschen Propeller abweichende Profilform (vgl. Abb. 18) beeinträchtigt wird. Unter diesen Umständen sind die Tragflügelpropeller Nr. 252 und 265 mit dem normalen Propeller 222 unmittelbar vergleichbar. Wird dieser Vergleich auf der Grundlage gleichen Schubes und gleicher Fortschrittsgeschwindigkeit gemacht, wobei dann allerdings der Propeller Nr. 222 bei etwas anderem Fortschrittsgrad ($\chi = 0,655$) arbeitet als der Tragflügelpropeller ($\chi = 0,642$ bzw. $0,638$), so ergibt sich eine Überlegenheit des Tragflügelpropellers von rund 7%. Da laut Zahlentafel 6 (Spalte 28) der maßgebende Kennwert bei dem letzteren wesentlich kleiner ist als bei 222, so wird sich in der naturgroßen Ausführung diese Überlegenheit noch um einige Prozent erhöhen (vgl. auch II c, S. 417).

Auffallen muß es nun freilich, daß der bei dem genannten Fortschrittsgrad bzw. Slip gemessene Wirkungsgrad¹⁾ von 56,8% sehr viel niedriger ist als der aus den systematischen Versuchen von Schaffran zu entnehmende Wert von etwa 62%. Auch wenn in Betracht gezogen wird, daß der letztere einer Frei-

¹⁾ des Propellers Nr. 222.

fahrdrehzahl $n' = 15$, der erstere einer solchen von 11 entspricht, wird diese Differenz dadurch nur zum Teil aufgeklärt. Für die Beurteilung des Vergleichs der Tragflügelpropeller mit dem normalen Propeller spielt diese Differenz jedoch keine Rolle, da sie auf das relative Versuchsergebnis der in ein und derselben Anstalt und unter auch sonst durchaus gleichen Bedingungen geprüften Propeller nicht von Einfluß sein kann.

2. Propeller für S 96. Die beiden Propeller Nr. 270 (normal) und Nr. 271 (Tragflügelform) sind auf Grund übereinstimmender Bedingungen (vgl. *D II*. S. 44) entworfen und liefern auch laut Freifahrtdiagramm Abb. 27 für den zugrunde gelegten Fortschrittsgrad ($\chi \approx 0,7$) praktisch den gleichen Schub, wenn die niedrige Freifahrdrehzahl $n' = 6,3/\text{sk}$ zugrunde gelegt wird. Nun sind aber nach früherem die Propeller regelrecht nur bei gleichen Kennwerten vergleichbar, was hier von besonderer Bedeutung ist, weil die Blattbreiten des normalen Propellers außerordentlich viel breiter sind als die des Tragflügelpropellers (vgl. Abb. 29). Auf $0,7 R$ ist das Verhältnis der Blattbreiten $2,3 : 1$. Die Verdoppelung der Drehzahl des Propellers Nr. 271 reicht also eigentlich noch nicht aus, um vergleichbare Verhältnisse zu schaffen. Nehmen wir solchen Vergleich trotzdem als annähernd zutreffend an, so liefert der Propeller 271 den gleichen Schub bei gleicher Fortschrittsgeschwindigkeit wie Propeller 270 bei einem etwas anderen Fortschrittsgrad ($\chi = 0,712$), dem ein $\eta_p = 59,6$ entspricht, das mit dem des normalen Propellers $\eta_p = 61,2$ bei $\chi = 0,7$ zu vergleichen ist. Danach wäre in diesem Fall der letztere dem ersteren um etwa 2,5% unterlegen. Es war schon hervorgehoben worden, daß der sehr geringe Anstieg des Wirkungsgrades des Tragflügelpropellers bei Verdoppelung der Drehzahl, zumal zu der niedrigen Drehzahl ein recht kleiner Kennwert gehörte, auffällig ist und nicht mit den Ähnlichkeitsversuchen mit Propeller Nr. 737 (Abb. 38) in Einklang steht. Aber selbst wenn eine gewisse Unterlegenheit des Tragflügelpropellers Nr. 271 gegenüber dem normalen Propeller Nr. 270 verbliebe, so wird dies wohl hauptsächlich auf die bei ersterem unabsichtlich merklich größer als bei letzterem ausgefallene Nabe zurückzuführen sein (0,79 m Durchmesser gegen 0,73 m). Insofern ist leider ein Vergleich dieser beiden Propeller miteinander nicht recht einwandfrei.

3. Schnelldampferpropeller. Hier ist der Vergleich verhältnismäßig einwandfrei, weil die Freifahrversuche mit mehreren Drehzahlen gefahren worden sind und der Kennwerteinfluß daher genauer berücksichtigt werden kann. Wenn wir beispielsweise die beiden Schrauben bei der Drehzahl $n' = 30$ beim Tragflügelpropeller und 21 beim normalen Propeller vergleichen, wobei beide bei dem vorgelegten Fortschrittsgrad annähernd die gleiche Schubkennziffer c_1 aufweisen, so wird dieser Vergleich für den Tragflügelpropeller eher noch zu ungunstig sein, weil der Kennwert E auf $0,7 R$ mit 3400 noch erheblich unter dem des normalen Propellers liegt (4000). Es zeigt sich hier eine Überlegenheit des Tragflügelpropellers um 3% im Wirkungsgrad; etwa dasselbe Maß ist auch festzustellen bei den sonst vergleichbaren Drehzahlen (15 mit 9, 21 mit 15).

c) Der schnellläufige Tragflügelpropeller.

Zur Beurteilung der Aussichten des schnellläufigen Tragflügelpropellers sei ein Vergleich der Ergebnisse des Propellers Nr. 257 (s. *DIII* und lfd. Nr. 4 der Zahlentafel 5—7) mit einem schnellläufigen Propeller normaler Konstruktion vorangestellt. Da ein Propeller letzteren Typs im vorliegenden Rahmen nicht geprüft worden ist, so empfiehlt es sich, zum Vergleich die systematischen Propellerversuche von Schaffran heranzuziehen. Alsdann ergibt sich folgendes:

1. Werden genau die gleichen Arbeitsbedingungen ($S = 20\,500$ kg, $v_p = 5,3$ m/sk, $n = 180$ min) und der gleiche Durchmesser von 4,15 m zugrunde gelegt, so entspricht diesen Bedingungen nach Serie B 5 der systematischen Versuche ein 2flügler Propeller mit dem Steigungsverhältnis $H/D = 0,57$ bei einem günstigsten Flächenverhältnis von etwa 28%. Hierbei ist $\eta_p = 58\%$.

2. Wird der Durchmesser nicht als gegeben betrachtet, sondern für die genannten Werte von S , v_p und n der günstigste Durchmesser festgestellt, so ergibt sich dieser bei Wahl der Flügelzahl 2 zu $D = 3,8$ m bei einem $H/D = 0,7$ und einem günstigsten Flächenverhältnis von wiederum 28%. Der Wirkungsgrad beträgt hierbei 60,2%.

Hierzu ist folgendes zu bemerken:

Ein unmittelbarer Vergleich ist sehr erschwert, weil nach den unter b 1 beim Vergleich der Propeller von S 82/83 gemachten Feststellungen auch hier mit einer Reduktion der Schaffranschen Werte dann zu rechnen sein wird, wenn sie mit einem in der Hamburger Anstalt geprüften Propeller verglichen werden sollen. Nimmt man beispielsweise dieselbe prozentuale Abweichung an, wie zwischen dem in Hamburg geprüften normalen Propeller Nr. 222 und dem entsprechenden günstigsten Propeller der Schaffranschen Serie, so kommt man im Falle 1 auf denselben Wirkungsgrad von 53,5% herunter, der bei dem schnellläufigen Tragflügelpropeller Nr. 257 gemessen worden ist. Zieht man dann in Betracht, daß der letztere bei seiner dem kleineren Flächenverhältnis (16 gegen 28%) entsprechenden geringeren Blattbreite trotz seiner etwas größeren Freifahrdrehzahl (16,6 gegen 15) noch einen kleineren Kennwert besitzt, so mag an und für sich das Ergebnis für den Tragflügelpropeller nicht ungünstig sein. Doch kann wegen der vorläufigen Unsicherheit dieses Vergleichs zunächst noch nichts Abschließendes hierüber gesagt werden. Weitere Versuche mit schnellläufigen Tragflügelpropellern, die ich in absehbarer Zeit vorzunehmen beabsichtige, werden vor allem erweisen müssen, ob sich die anscheinend noch in der Theorie enthaltenen Fehlerquellen, die vorher unter a) angedeutet worden sind und gerade die Wirkung des schnellläufigen Tragflügelpropellers besonders stark beeinträchtigt zu haben scheinen, in ausreichendem Maße werden beseitigen lassen. Die Aussichten hierfür scheinen mir jedenfalls nicht ganz ungünstig zu sein, gerade weil der mit diesen Fehlern behaftete erste Propeller dieser Art doch bereits ein Ergebnis gezeitigt hat, das den besten Ergebnissen der systematischen Versuchsserien normaler Propeller gleich- oder nahekommt.

Aus der Gegenüberstellung der obengenannten, aus den systematischen Serien entnommenen Fälle 1 und 2 ergibt sich für Propeller normalen Typs

bei den vorgelegten Bedingungen bereits eine Verringerung des Durchmessers gegenüber der beim Tragflügelpropeller Nr. 257 ausgeführten Größe als günstig. Es ist nicht gesagt, daß dies auch bei einem Tragflügelpropeller verbesserter Konstruktion der Fall sein muß, denn bei besserer Beherrschung der Strömungs- und Reibungsverhältnisse an der äußeren Blattzone kann es vielleicht gelingen, mit dem Durchmesser mehr an die Grenze zu gehen, für welche das Diagramm, Abb. 11, einen bisher nur rein theoretischen Anhalt gibt. Dieses Diagramm, wie auch das der Abb. 10, aus welchem die günstigste Drehzahl bei vorgelegtem Durchmesser zu entnehmen ist, sollte eigentlich aus dem Grunde nicht ganz utopisch sein, weil die ihnen zugrunde gelegte Gleitzahl $\varepsilon = 0,025$ durchaus nicht übertrieben günstig angenommen ist. Beispielsweise hält sich die rechnerische Gleitzahl bei dem Propeller Nr. 257 gerade im wirksamsten Bereich noch eher unterhalb dieses Wertes und sobald es gelingt, die Anströmung in der äußeren Zone richtiger als bisher zu erfassen, ist kein Grund einzusehen, weshalb sich die Versuchsergebnisse den rechnerischen nicht ebenso nähern sollten, wie dies gemäß Zahlentafel 7 bereits bei den Propellern mittlerer Drehzahl (lfd. Nr. 1 und 2) der Fall ist.

Untrennbar mit der Frage des schnellläufigen Propellers verknüpft ist die der Kavitation. Bei dem Propeller Nr. 257 war dieser noch nicht in ausreichendem Maße Rechnung getragen worden. Geschähe dies, so würden die Blattbreiten etwa gemäß der auf Abb. 33 strichpunktiert eingetragenen Umrißlinie vergrößert werden müssen; eine fühlbare Verschlechterung der Wirkung wäre damit noch nicht verknüpft. Nun besitzt allerdings dieser Propeller nur erst eine mäßige Schnellläufigkeit. Der Wunsch nach Erreichung einer wesentlich höheren und dabei doch noch wirtschaftlichen Schnellläufigkeit wird weiter rege bleiben bzw. sich eher noch verstärken. Da wird es von Wichtigkeit sein, systematisch zu untersuchen, ob sich nicht andere Formen der Blattprofile als die bei den vorliegenden Versuchen verwendeten besser für schnellläufige Propeller eignen. Es wäre beispielsweise denkbar, daß sich die bei den bisherigen Profilen gemäß Abb. 14 in der Verteilungskurve des Unterdrucks auf der Saugseite in Erscheinung tretende Dreieckspitze durch günstigere Ausgestaltung der Profilform mehr in eine flache Kappe umwandeln ließe, etwa durch hohle Ausbildung der Druckseite, durch Milderung der bisher verhältnismäßig dicken Kopfform od. dgl. Ich möchte derartigen systematischen Untersuchungen eine sehr erhebliche, wissenschaftliche und praktische, Bedeutung beimessen und habe infolgedessen entsprechende Versuche, die also die Messung der Druckverteilung bei verschiedenen für Schiffsschrauben in Frage kommenden Profilen zum Ziele haben, in der Berliner Versuchsanstalt eingeleitet. —

Ferner kommt möglicherweise für die Weiterentwicklung der schnellläufigen Propeller die Anwendung des in Anhang I skizzierten Verfahrens in Frage, welches dem Einfluß der Reibung auf die günstigste Schubverteilung Rechnung trägt. Ein nach diesem Gesichtspunkt konstruierter Propeller ist auf meine Anregung bereits von der Deutschen Werft entworfen und geprüft worden, ein Versuch, der mit den Mitteln der Freunde und Förderer der Hamburgischen Schiffbau-Ver-

suchsanstalt in dieser Anstalt ausgeführt worden ist. Dem Entwurf waren zugrunde gelegt die Verhältnisse des unter *D II* beschriebenen Einschraubenschiffes „Las Palmas“ und die Drehzahl des Propellers war auf den für dieses langsame Schiff schon ziemlich extrem hohen Wert von 180/min gesteigert worden. Dieser Versuch, über den ich in einem vorläufigen Referat Ende September d. Js. bei der Jahresversammlung der genannten Gesellschaft in Düsseldorf bereits ganz kurz berichtet habe, hat anscheinend eine günstige Wirkung des abgeänderten Verfahrens erkennen lassen, andererseits ist aber auch dabei wieder zutage getreten, daß die vermutlich noch nicht ausreichende Erfassung der Anströmungsverhältnisse in der äußeren Blattzone die Wirkung des schnellläufigen Tragflügelpropellers bisher noch beeinträchtigt. —

Es gibt also auf diesem Sondergebiet des schnellläufigen Propellers noch viele Aufgaben zu lösen; es scheint mir dafür aber auch ein Gebiet, das die Mühe lohnt.

II. Die Tragflügelschraube im Zusammenarbeiten mit dem Schiffskörper.

Die Wirkung der Schrauben in Verbindung mit dem Schiffskörper ist letzten Endes entscheidend für die Güte der gewählten Schrauben. Es nutzt nichts, eine freifahrend noch so hochwertige Schraube zu konstruieren, wenn sie im Zusammenarbeiten mit dem Schiffskörper zu wünschen übrigläßt. Obgleich dieses Kapitel also eigentlich das wichtigste und entscheidendste für die Beurteilung des Wertes der neuartigen Schrauben sein sollte, werde ich mich doch gerade hier sehr kurz fassen. Denn während es bei den Freifahrversuchen trotz mancher Schwierigkeiten und verbliebener Unklarheiten doch immerhin möglich war, eine Art von systematischer Kritik daran zu knüpfen, rührt die Erörterung der Versuche Schiffsmodell mit Schrauben an ein weitaus schwierigeres Problem, das zu erfassen bisher nur in sehr unvollkommenem Maße gelungen ist. Dieses Haupt- und Kernproblem, auf dessen Bedeutung ja schon seit langem von vielen Seiten hingewiesen worden ist und das in einer systematischen, wissenschaftlich zuverlässigen und praktisch wirksamen Anpassungsmöglichkeit des Propellers an das Schiff besteht, derart, daß die Gesamtwirkung des Systems Schiff-Propeller zu einem Optimum wird, wird auch durch die vorliegenden Versuche seiner Lösung nicht näher gebracht. Nur die negative Tatsache scheint mir durch diese Versuche bestätigt zu werden, daß es mit dem bisherigen Verfahren der Anpassung der Schraube an das Schiff, nämlich auf Grund der geschätzten oder durch einen Vorversuch gemessenen mittleren Sog- und Nachstromwerte gewissermaßen einen ideellen Freifahrzustand abzuleiten und auf diesen hin die Schraube günstigst zu konstruieren, allein nicht getan ist. Daß dies nicht genügt, folgt schon allein aus der zuweilen und auch bei den vorliegenden Versuchen beobachteten Tatsache, daß bei 2 Propellern verschiedener Konstruktion, aber unter sonst ganz gleichen äußeren Bedingungen bezüglich Größe und Lage zum Schiff, merklich voneinander abweichende Nachstromwerte gemessen werden. Daß man mit diesem Verfahren in einzelnen Fällen den wechselseitigen Beziehungen zwischen Schiff und Propeller offenbar durchaus noch nicht voll gerecht wird, ist ferner daraus zu schließen, daß man trotz hochwertigster

Einzel Ausbildung beider Teile und Anpassung des Propellers an das Schiff in dem genannten Sinne nicht zu dem Optimum der Wirkung des Gesamtsystems gelangt, indem das Zusammenarbeiten beider Teile durch anderweitige, bisher nicht erfaßte Einflüsse beeinträchtigt wird. Wegen der bezüglich dieser grundlegenden Frage noch weitgehend ungeklärten Verhältnisse beschränke ich mich, unter Ausschaltung dieser Frage, bei der Erörterung der Versuche Schiff mit Propeller auf die nachfolgenden, teilweise nur die schon berichteten Tatsachen zusammenfassenden und nur bei der Behandlung des Leitflächeneinflusses (d) etwas eingehenderen Bemerkungen:

a) Eine Gewähr, daß der Tragflügelpropeller seine im Freifahrzustande erwiesene Überlegenheit hinter dem Schiff aufrechterhalten vermag, ist bisher nicht gegeben. Die Zahl der hier erwähnten Fälle, bei denen er diese Überlegenheit hinter dem Schiff mehr oder weniger einbüßt, wird durch einige weitere Fälle, die hier noch nicht besprochen werden können, vermehrt. Hierbei handelt es sich durchweg um Zweischraubenschiffe. Infolge des Kennwerteinflusses [siehe unter c)] wird im allgemeinen beim Übergang vom Modell zum naturgroßen Schiff trotzdem eine noch recht ansehnliche Überlegenheit übrigbleiben. Bei dem einzigen bisher in Verbindung mit einem Tragflügelpropeller untersuchten Einschraubenschiffe trat bereits im Modellversuch eine Besserung gegenüber dem Freifahrzustande im Vergleich zu dem normalen Propeller ein.

b) Soweit eine Einbuße gegenüber dem Freifahrzustand im Vergleich zum normalen Propeller zu beobachten war, war die äußere Ursache dafür ein Sinken der Nachstromziffer und infolgedessen, da in den Sogziffern meist kein wesentlicher Unterschied war, auch ein Sinken des Schiffsgütegrades ξ_s . Der Propellerwirkungsgrad η_p zeigte hinter dem Schiff gewisse, ziemlich willkürliche Abweichungen, teils nach oben, teils nach unten, gegenüber dem bei gleichem Slip gemessenen Wert im Freifahrzustande; sie fielen bei den hier berichteten Versuchen jedoch nicht erheblich ins Gewicht.

c) Mit Rücksicht auf den Kennwerteinfluß (siehe unter I) wird sich der Propellerwirkungsgrad und damit auch der gesamte Propulsionsgütegrad bei der naturgroßen Ausführung gegenüber dem Modellversuch vergrößern, und zwar beim Tragflügelpropeller verhältnismäßig mehr als beim normalen Propeller. Eine sehr gute Bestätigung dieser theoretischen Aussage liefert der Vergleich der Fahrtergebnisse der fünf, teils mit normalen, teils mit Tragflügelpropellern versehenen Furness-Withy-Schiffe laut Diagramm (Abb. 15 a) mit den Modellversuchen. Auf Grund von Abb. 38 beträgt der Wirkungsgraderhöhungsfaktor zwischen Modell und naturgroßer Ausführung beim Propeller Nr. 265 laut Zahlentafel 7: $k_2 = 1,088$, für Propeller Nr. 222 gemäß seinem Modellkennwert ($E = 1813$): $k_2 = 1,041$. Die relative Besserung des ersteren gegenüber dem letzteren beim Übergang vom Modell zur großen Ausführung beträgt demnach $8,8 - 4,1 = 4,7\%$. Die im Modell bereits vorhandene Überlegenheit des Tragflügelpropellers im gesamten Propulsionsgütegrad in Höhe von $3,5\%$ müßte sich hiernach theoretisch auf $3,5 + 4,7 = 8,2\%$ erhöhen. Tatsächlich ist unter den entsprechenden Verhältnissen — vollbeladenes Schiff, 14,5 Knoten Geschwindigkeit — gemäß Abb. 15 a

aus einer großen Zahl von Fahrten eine durchschnittliche Leistungsersparnis von rund 8% der vier mit Tragflügelpropellern gegenüber dem mit normalen Propellern ausgerüsteten Schiff festgestellt worden. Diese Rückwirkung des Kennwerteeinflusses ist also sehr bedeutend und darf bei Beurteilung der Modellversuchsergebnisse nicht übersehen werden.

d) Die Tragflügelschraube in Verbindung mit Leitflächen. Die Verbindung einer Tragflügelschraube derjenigen Art, wie sie hier einzig und allein behandelt und bei den Versuchen verwendet worden ist, mit einer Leitfläche erscheint zunächst als ein Unding. Denn der Entwurf dieser Schrauben ist ja ausdrücklich darauf abgestellt, für sich allein mit einem geringsten Energieverlust zu arbeiten. Es wird also, um bei der weitaus größten Verlustquelle, den Beschleunigungsverlusten, zu bleiben, der Verlust durch achsiale gegen den durch tangential Beschleunigung so abgewogen, daß der Gesamtverlust ein Minimum wird. Das Kennzeichen hierfür war, wie wir gesehen haben, annähernd ein konstanter induzierter Wirkungsgrad. Diese ganze Bilanz wird gestört, sobald ein neues Element dazu kommt, das, wie die bekannten vor oder hinter der Schraube gelegenen Gegenpropeller, die Sonderaufgabe der Beseitigung des Drallverlustes hat. Wenn man sich eines solchen außerhalb der Schraube liegenden Elements bedienen will und kann, so hätte es im Grunde keinen Zweck, diesen Drallverlust in die innere Bilanz der Schraubenverluste noch einzuführen, sondern es wäre dann das gegebene, die Konstruktion der Schraube lediglich auf ein Minimum der Achsialverluste abzustellen — dies käme bekanntlich auf einen über die ganze Schraubenfläche konstanten Schubbelastungsgrad σ , heraus — und die Beseitigung der Drallverluste ganz dem Gegenpropeller zu überlassen. Es ist dies in der Tat ein Weg, der grundsätzlich viel für sich hat und wohl auch noch einmal praktische Bedeutung annehmen wird. Man muß sich freilich darüber klar sein, daß man dann die Konstruktion der Schrauben auf einer anderen Basis aufbauen muß als bisher: nicht auf der des günstigsten Verhaltens im Freifahrzustande, sondern von vornherein auf der der günstigsten Zusammenarbeit von Propeller und Gegenpropeller, was nach dem Gesagten mit ersterer Basis in der Regel nicht zusammenfallen wird.

Nun vermag man, wenn auch die Wirksamkeit eines Gegenpropellers theoretisch einwandfrei begründet ist und auch praktisch bereits vielfache große Erfolge mit ihm erzielt worden sind, doch die wirksamste Form desselben, nämlich die des hinter der Schraube gelegenen, bisher mit Vorteil nur bei Mittelschrauben anzuwenden, und die Wirksamkeit der anderen, für Seitenschrauben geeigneten Form, des vor der Schraube gelegenen Gegenpropellers von Haß, ist bisher anscheinend noch durch anderweitige Gegeneinflüsse etwas beeinträchtigt, so daß der Erfolg zuweilen unsicher ist¹⁾. Unter diesen Umständen ist es begründet, zum mindesten für Schiffe mit Seitenschrauben, die bisherige Basis der Konstruktion der Schrauben, nämlich die der günstigsten Alleinwirkung, bis auf weiteres aufrechtzuerhalten, wie dies bei allen hier behandelten Schrauben

¹⁾ Vgl. Dr.-Ing. Commentz, „Die internationale Einführung und Entwicklung der Propeller-Leitvorrichtungen“, Werft — Reederei — Hafen, Heft 22.

geschehen ist und ebenso auch wohl meist bei allen normalen Schrauben geschieht. Nur muß man sich darüber klar sein, daß dieser Weg nicht der einzig mögliche ist, ja, daß er sogar mit einer offenbaren Einseitigkeit behaftet ist. —

Wenn trotz der bewußten Abstellung der Tragflügelpropellerkonstruktion auf Alleinwirkung doch schon sehr frühzeitig der Versuch der Verbindung eines solchen Propellers mit einer Leitfläche gemacht wurde, so wurde dabei doch der Grundgedanke der Alleinwirkung der Schraube zunächst durchaus beibehalten. Denn diese erste „Leitfläche“ war, wie schon auf S. 38/39 ausgeführt, eben gar nicht als solche gedacht, sie sollte nicht die natürlichen Zuströmungsverhältnisse beeinflussen oder ändern, sondern im Gegenteil die Zuströmungsverhältnisse hinter dem Schiff denen des Freifahrzustandes besser annähern, indem sie die Ausbildung einer Tangentialkomponente der Zusatzgeschwindigkeit ermöglichte, wie sie zur Bildung der im Freifahrzustande vorhandenen Anströmungsrichtung erforderlich ist.

In beiden Fällen, in denen eine nach diesem Gesichtspunkt ausgebildete, also im Sinne der Schraubendrehrichtung abgekrümmte Leitfläche angewandt wurde, nämlich bei S 82/83 (siehe Abb. 23, Versuch Nr. 1235 und 1342) und bei S 96 (Abb. 30, Versuch Nr. 1367) ist die Wirkung im Vergleich zu dem Ausgangszustand recht günstig gewesen; aber, wie sich später herausstellte, doch nicht die absolut günstigste. Vielmehr wurde sie in beiden Fällen durch eine symmetrische Anordnung übertroffen bzw. erreicht, die nicht mehr als Leitfläche im landläufigen Sinne angesprochen werden kann, sondern nur vermöge ihres schlanken Verlaufs eine geordnete, wirbelfreiere Zuströmung zur Schraube herbeizuführen vermag. Vervollständigt wird dieses Bild dadurch, daß bei beiden Schiffen eine regelrechte, d. h. im Sinne eines Haßschen Gegenpropellers gekrümmte Leitfläche praktisch die gleichen Ergebnisse zeitigte, wie die erste, entgegengesetzt gekrümmte Fläche (Versuch 1229, Abb. 23 und Versuch 1368, Abb. 30).

Einen Versuch zur generellen Beurteilung dieser Erscheinungen, die übrigens durch mehr systematische, im Rahmen der mit den Mitteln der Gesellschaft der Freunde und Förderer der H. S. V. A. ausgeführten Versuche mit einem Tragflügelpropeller hinter einem torpedoähnlichen Rotationskörper bestätigt werden, mögen folgende Überlegungen bringen:

Eine Wirksamkeit der erstgenannten, also entgegengesetzt einer normalen Gegenpropellerkrümmung ausgelenkten Leitfläche braucht durch die genannten, zunächst anscheinend so günstigen Versuche noch nicht durchaus erwiesen zu sein. Denn der günstige Ausfall gegenüber der Ausgangsanordnung ließe sich auch möglicherweise lediglich auf den sehr viel geordneteren und wirbelfreieren Zustand des der Schraube zuströmenden Wassers zurückführen. Auch theoretisch steht die Wirkung einer solchen Leitfläche nicht einwandfrei fest. Bei einer Schraube mit unendlich vielen Flügeln bildet die Schraubenebene eine Unstetigkeitsfläche, innerhalb deren ein sprunghaftes Anwachsen der Tangentialgeschwindigkeit des Schraubenstrahls von 0 auf den vollen Wert c_u vor sich geht. Bei der endlich-flügligen Schraube findet dieser Übergang nicht sprunghaft, sondern allmählich statt; wie weit nach vorn sich aber die Bildung einer Tangentialkompo-

nente bemerkbar macht, ist unsicher; es ist jedenfalls nicht ausgeschlossen, daß der vorhandene Spielraum zwischen eintretender Schraubenkante und Hinterkante des davor liegenden Schiffsteils, Wellenhose oder Steven, dafür schon ausreicht.

Auf der anderen Seite ist die Wirksamkeit einer im Sinne eines normalen Gegenpropellers ausgebildeten Leitfläche grundsätzlich begründet. Wenn dabei also, bei richtig bemessenen Auslenkungswinkeln, nicht ein Maximum der Wirkung gegenüber anderen Leitflächenanordnungen (symmetrisch oder entgegengesetzt gekrümmt) in Erscheinung tritt, so muß ihre Wirkung durch eine solche entgegengesetzter Tendenz überdeckt sein. Als solche stellt sich unschwer die Störung der natürlichen Zuströmungsverhältnisse dar, auf welche hin der Propeller als günstigster ausgebildet worden ist.

Unter diesen Umständen und in Verbindung mit der weiteren, bei all diesen Versuchen mit Tragflügelpropellern festgestellten Tatsache, daß zwischen den beiden durch entgegengesetzte Krümmungen gekennzeichneten Anordnungen, also anscheinend bei oder in der Nähe der symmetrischen Anordnung, das Maximum der Wirkung liegt, liegt es nun nahe, sich die Gesamtwirkung aus 2 Einzelwirkungen von entgegengesetzter Tendenz bestehend vorzustellen, deren eine ihr Maximum bei der normalen Gegenpropelleranordnung, die andere bei derjenigen Anordnung besitzt, bei der die natürliche Freifahrströmung am wenigsten beeinträchtigt ist. Nach den erwähnten systematischen Versuchen mit dem Rotationskörper müssen die beiden entgegengesetzten Einzelwirkungen annähernd gleich stark und die zu den Höchstwerten der Einzelwirkungen gehörigen entgegengesetzten Krümmungen annähernd symmetrisch zur neutralen Mittel-lage sein. Hieraus würde sich indirekt bestätigen, daß die Wirksamkeit des Prinzips der geringsten Störung der Freifahrströmung, verkörpert in einer Auslenkung des vor der Schraube gelegenen Schiffsteils im Sinne der Schraubendrehung, tatsächlich vorhanden ist.

Alles dieses bezieht sich zunächst nur auf Tragflügelschrauben. Für diese liegen, einschließlich des Versuchs mit dem Rotationskörper, 3 Versuche vor, die alle nach der gleichen Richtung weisen — zu wenig, um zuverlässige Schlüsse zu gestatten, aber als Anregung für Weiterverfolgung dieser Zusammenhänge doch wohl erwünscht. Auf normale Schrauben bezieht sich nach dieser Richtung lediglich die eine Versuchsreihe Versuch Nr. 1268, 1396, 1397 für die Doppelschraubenschiffe S 82/83 (Abb. 23). Auch hier liegt der gemessene Höchstwert bei der symmetrischen Anordnung, jedoch scheint das tatsächliche Maximum nach der Seite der Gegenpropellerkrümmung verschoben. Selbstverständlich läßt diese eine Versuchsreihe keine weitergehenden Schlüsse zu. Es wäre aber zu erwägen, die angedeuteten Versuche mit den Rotationskörpern, bei denen die Wirksamkeit von Leitflächen verschiedener Ausbildung am reinsten in Erscheinung tritt, auch auf normale Schrauben auszudehnen.

Bei dem Einschraubenschiff S 96 wurde nun die in der beschriebenen Weise ausgebildete Leitfläche vor dem Propeller mit einer solchen hinter dem Propeller kombiniert (Abb. 31a; Versuch 1367, Abb. 30). Die letztere dient in normaler Weise dazu, die in den Tangentialgeschwindigkeiten des austretenden

Strahls steckende Energie zurückzugewinnen. Es ist zur Beurteilung des Tragflügelpropellers von Interesse, diesen Wert auch quantitativ festzustellen. Er besitzt die Größe $\int_{r_0}^R dM \frac{\omega'}{2}$, läßt sich im Zusammenhang mit dem beschriebenen Verfahren ohne Schwierigkeit ermitteln und ergibt sich im vorliegenden Fall des Tragflügelpropellers Nr. 271 für S 96 zu 3720 mkg/sk \approx 50 PS. Es sind dies rund 5% der im ganzen aufgewendeten Leistung. Dieser Betrag ist klein im Vergleich zu denen, die bei normalen Propellern in Frage kommen; dies liegt auch in der Natur der Sache, denn hierin kommt ja gerade die grundsätzliche Verschiedenheit der beiden Propellertypen zum Ausdruck. Dementsprechend ist auch die Abkrümmung der Leitfläche, deren Auslenkungswinkel auf jedem Radius dem — der Zunahme der Absolutgeschwindigkeit im Schraubenstrahl von Mitte Schraube bis Vorkante Leitfläche gemäß schätzungsweise etwas vergrößerten — Winkel γ der Abb. 40 entsprach, recht gering. Es sind keine Versuche gemacht worden, um durch Veränderung dieses Winkels die etwaige Verschiebung des Maximums der Wirkung gegenüber dem vorstehend gekennzeichneten Zustand des stoßfreien Eintritts in die Leitfläche festzustellen. — Übrigens gibt Abb. 40 die rechnerischen, auf $\frac{1}{3} R$ herrschenden Geschwindigkeitsverhältnisse des Tragflügelpropellers Nr. 271 etwa in richtigem Verhältnis wieder.

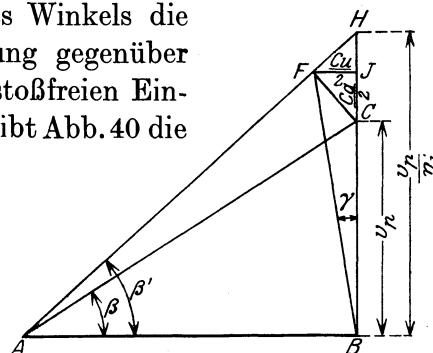


Abb. 40.

Die Kombination der so ausgebildeten hinteren Leitfläche mit der im Schraubendreh Sinn — um einen Winkel etwas $< \gamma$ — ausgelenkten vorderen stellt also den Versuch dar, in den natürlichen, dem Freifahrzustand der Schraube entsprechenden Strömungsverlauf, welcher zu der alleinwirkend günstigsten Schraube gehörte, ein der Rückgewinnung der Drallenergie dienendes Element einzuschalten. Das Ergebnis des Versuchs Nr. 1367 beweist, daß das hiernach ausgebildete System Schraube-Leitfläche tatsächlich ein hochwertiges ist. Jedoch ist praktisch das gleiche Ergebnis gemäß Versuch Nr. 1413 lediglich mit einer symmetrischen Ausschärfung des Schraubenstevens, einer symmetrischen Abrundung von Vorderkante Ruderstevens und einer Verbindung von Ruder und Steven zu einem zusammenhängenden Profil mittels einfacher Abdeckungen erzielt worden. Hierzu zum Schluß noch folgende kurze Überlegungen:

1. Die Hinterkante des zur Ausschärfung an den Schraubenstevens angesetzten Teils hat im vorliegenden Falle von der eintretenden Kante der Schraubenflügel noch einen so großen Abstand, daß sich aller Wahrscheinlichkeit nach der Bereich der Bildung einer Tangentialkomponente der Strahlgeschwindigkeit nicht mehr bis zu dieser Kante nach vorn erstreckt. Es wird dann also ein solches symmetrisches Ansatzstück den Zweck der Erzeugung eines möglichst geregelten und wirbelfreien Abstroms vom Schiffskörper zur Schraube erfüllen, ohne in den natürlichen Strömungsverlauf des vor der Schraube gelegenen Teils des Schraubenstrahls störend einzugreifen. Ein solches Element dürfte also trotz seiner Einfachheit als ausreichend für den erstrebten Zweck erscheinen.

2. Bei der Kleinheit des Winkels γ (vgl. Abb. 40), wie er den Verhältnissen des Tragflügelpropellers entspricht, mag es verständlich sein, daß schon eine — theoretisch natürlich unvollkommene — gut gerundete symmetrische Ausbildung von Vorkante Rudersteven die Teilung der auftreffenden Strahlelemente ohne praktisch größere Störung und Verluste zu bewerkstelligen vermag. Ferner muß offenbar auch schon ein symmetrisches, aus Steven und Ruder gebildetes System wesentlich zur Unterdrückung des Dralls im austretenden Strahl und dadurch zur Rückgewinnung der Drallenergie beitragen. Denn ein solches „Profil“ hat bei der üblichen normalen Ruderbreite immerhin schon eine so beträchtliche Flügeltiefe, daß man sich eigentlich nicht recht vorstellen kann, wie hinter dem Ruder noch eine ins Gewicht fallende Tangentialkomponente im Schraubenstrahl bestehen bleiben kann. Es wirkt also auch ein symmetrisches System Ruder-Steven als „Gegenpropeller“ und beim Tragflügelpropeller dürfte auch die Unvollkommenheit dieses Systems hinsichtlich der Ausbildung der Vorkante bei der Kleinheit der Winkel γ praktisch kaum ins Gewicht fallen. In der vorliegenden Versuchsreihe ist nach Maßgabe der Versuche Nr. 1366 und 1432 allerdings auch beim normalen Propeller eine praktische Gleichwertigkeit der einfachen symmetrischen Anordnung mit einer ausgesprochenen Gegenpropelleranordnung (Wagner-Ruder) in Erscheinung getreten. Es wird von Interesse sein, diese Verhältnisse unter Heranziehung von ausreichendem Versuchs- und Erfahrungsmaterial näher zu untersuchen und zu klären.

3. Da die Versuche mit S. 96 bezüglich der Ausbildung von Ruder und Steven — die mit dem Tragflügelpropeller an sich nichts zu tun haben, sondern deren Ergebnis nur gelegentlich der mit dem Tragflügelpropeller vorgenommenen Versuche herausgekommen sind — durch die Erfahrungen mit Einschraubenschiffen, die eine in dem dargelegten Sinne sachgemäße Ausbildung von Ruder und Steven bereits besitzen, meines Wissens durchaus bestätigt werden, scheint es angebracht, schon jetzt zum Ausdruck zu bringen, daß eine derart rohe, plumpe Ausbildung von Steven und Ruder, wie sie auf der überwiegenden Mehrzahl aller Einschraubenschiffe noch immer vorhanden ist, nämlich eine lediglich die Klassifikationsvorschriften berücksichtigende und auf einfachste billigste Herstellung abgestellte rechteckige Querschnittsform der Steven in Verbindung mit der bekannten Ausführung des Einplattenruders, für die Propulsionsverhältnisse äußerst schädlich und daher gar nicht scharf genug zu verurteilen ist. Wenn auch von Rechts wegen der Grundsatz herrschen sollte, daß alle im Schraubenstrom gelegenen Schiffsteile strömungstechnisch so hochwertig wie nur möglich ausgebildet werden, so wird doch schon eine mit einfachsten Mitteln, auch durch nachträgliche Änderung an fertigen Schiffen, zu verwirklichende Ausgestaltung in Form einer Ausschärfung des Schraubenstevens und insbesondere einer guten Abrundung von Vorkante Rudersteven eine wesentliche Besserung von einer Größenordnung bringen, die sich in den Betriebsergebnissen der Schiffe schon sichtlich fühlbar machen dürfte. Wieweit eine Verkleidung der Zwischenräume zwischen Ruderschaft und Steven sowie eine Abdeckung der Hinterseite des Ruderschaftes zu der Gesamtbesserung beiträgt, dafür geben die vorliegenden

Versuche noch keinen unmittelbaren Anhalt. Am besten ist selbstverständlich eine Ausbildung von Ruderstegen und Ruder derart, daß sie ein gemeinsames, einheitliches Strömungsprofil bilden. Bei allen hochwertigen Einschraubenschiffen sollte man die verhältnismäßig immer noch sehr geringen Kosten einer solchen Verbesserung nicht scheuen.

F. Zusammenfassung und Ausblick.

Einer der Hauptzwecke meines Vortrages war, so objektiv wie möglich die Ergebnisse zu prüfen, die aus den bisherigen Versuchen mit Tragflügelschrauben herausgekommen waren. Gerade weil gleich der Erstentwurf, die Schrauben für S 82/83, bemerkenswert günstig ausfielen, mußte man mit Vorsicht und Zurückhaltung zu Werke gehen und sich vor übereilter Verallgemeinerung hüten. Tatsächlich ist dann auch bei den späteren Versuchen, sowohl freifahrend wie insbesondere in Verbindung mit dem Schiffskörper, nicht mehr das Maß des Vorteils erreicht worden wie bei dem Erstversuch. Man muß dabei aber folgendes bedenken: Durchschlagende Erfolge sind, darüber werden sich wohl alle Propeller-Fachleute einig sein, von der Seite der Vervollkommnung der freifahrenden Schraube nur noch sehr schwer zu erreichen. Denn wenn auch die theoretischen Grundlagen für die Konstruktion der Schrauben bis in die jüngste Zeit hinein vielfach unklar und unvollkommen waren, so ist doch durch eine jahrzehntelange, unermüdliche, von mehreren Stellen ausgehende systematische Versuchstechnik ein so weites Feld bearbeitet und das Auswahlprodukt, das hieraus gewonnen werden kann, so hochgezüchtet worden, daß jedem Schraubenkonstrukteur — auch demjenigen, der über tiefere theoretische Kenntnisse nicht verfügt — für jeden praktisch vorkommenden Fall hinreichendes Material für die Konstruktion einer sehr hochwertigen Schraube zur Verfügung steht. Man versteht, was unter diesen Umständen auch nur einige wenige Prozente an Gewinn besagen wollen. Man soll aber diese wenigen Gewinnprozente auch nach ihrer absoluten Bedeutung nicht unterschätzen. Ein Gewinn, der am Propeller oder richtiger an der Propulsion erzielt werden kann, wirkt sich unmittelbar in der Ökonomie des Schiffes aus, er ist der billigste Gewinn, der sich denken läßt. Man vergleiche damit die Schwierigkeit, beispielsweise durch Vervollkommnung der Maschinenanlage die Wirtschaftlichkeit des Schiffsbetriebes zu verbessern. Wie groß ist denn der Prozentsatz, um welchen der Dieselmotorantrieb dem jeweils günstigsten normalen Dampftrieb in der Gesamtwirtschaftlichkeit des Schiffes, d. h. die Anlagekosten, deren Verzinsung und Amortisation in Rechnung gezogen, überlegen ist? Es sind auch im allgemeinen nur wenige Prozente, und doch haben in erster Linie diese dem Dieselmotor zu der gewaltigen Entwicklung der letzten Jahre verholfen. Hiernach scheint es sicherlich nicht unfruchtbar, auch jetzt noch jeden Weg, der einige Aussicht auf weitere Verbesserung des Schraubenpropellers bietet, gewissenhaft zu verfolgen, und daß zu diesen Wegen auch die Weiterentwicklung dessen gehört, was ich hier Tragflügelpropeller genannt habe, scheint mir nach den vorliegenden Ergebnissen gerechtfertigt. Um so mehr, als — wie ich ja mehrfach hervorgehoben habe — die Aussichten einer Weiterentwicklung nach der ganz besonders aktuellen Seite

einer Steigerung der Schnellläufigkeit aus dem Grunde nicht ungünstig erscheinen, weil die schnellläufigen Tragflügelschrauben offenbar bisher am meisten noch unter einer Unvollkommenheit der theoretischen Grundlagen und des daraus abgeleiteten Konstruktionsverfahrens zu leiden haben und eine Beseitigung dieser Mängel daher besonders den schnellläufigen Schrauben zugute zu kommen verspricht.

Der praktische Erfolg ist aber nur die eine Seite. Mindestens ebenso wichtig erscheint mir die andere, daß die Treffsicherheit, mit der es im allgemeinen bisher stets gelungen ist, aus rein theoretischer Grundlage heraus Schrauben zu erhalten, die den sehr hochwertigen Schrauben der systematischen Serien mindestens ebenbürtig, meist überlegen sind, unverkennbar dafür spricht, daß eben diese theoretischen Grundlagen, wenn auch in Einzelheiten verbesserungsfähig, so doch jedenfalls im Kern zutreffend und brauchbar sind. Dies wird auch dadurch bestätigt, daß, wie insbesondere aus Zahlentafel 7 hervorgeht, die Analyse der Schraubenversuche im allgemeinen — wiederum mit der Ausnahme der schnellläufigen Schrauben — zu einer sehr bemerkenswerten Annäherung, zum Teil sogar fast zur Übereinstimmung zwischen rechnerischen und Meßwerten geführt hat. Ganz unabhängig von der praktischen Brauchbarkeit der Tragflügelschrauben scheint mir dies Ergebnis von grundsätzlicher Bedeutung und würde, wenn es durch weitere Versuche bekräftigt und durch Beseitigung der noch vorhandenen Fehlerquellen vielleicht noch verbessert wird, für das ganze Propellerproblem einen Schritt vorwärts bedeuten.

Selbst wenn aber eine solche Lösung — d. i. also eine mit den tatsächlichen Verhältnissen in praktisch ausreichender Übereinstimmung stehende und daher als Grundlage für die Propellerkonstruktion brauchbare theoretische und rechnerische Erfassung der Strömungsvorgänge im Bereich des freifahrenden Propellers — wirklich gefunden wird, so muß hier am Schluß nochmals ganz besonders betont werden, daß dies zwar eine als Ausgangsbasis unbedingt wichtige und notwendige, aber für das Gesamtsystem Schiff-Propeller doch nur eine einseitige und unvollkommene Lösung bedeutete. Es ist möglich, ja wahrscheinlich, daß eine Lösung, die der gegenseitigen Beeinflussung von Schiff und Propeller Rechnung zu tragen sucht, mit ganz anderen Bedingungen rechnen muß als denen, die die günstigste Schraube im Freifahrzustand kennzeichnen. Trotzdem aber werden die hier wiedergegebenen theoretischen Grundlagen ihren Wert behalten können, weil sie sich, ebenso wie bisher auf den Freifahrzustand, so auch auf gewisse andere gegebene äußere Bedingungen anwenden lassen. Nach dieser Richtung zeigt sich ein weiteres und wichtiges Feld für die Weiterentwicklung des Tragflügelpropellers. Ich deutete schon kurz das Problem des organischen Zusammenarbeitens von Propeller und Leitflächen an, derart, daß durch dieses Zusammenwirken ein Optimumzustand zustande kommt. Ferner fällt hierunter der Fall des über den Schraubenradius veränderlichen Nachstroms. In beiden Fällen wird der Optimumzustand nicht mit dem des Freifahrzustandes übereinstimmen. Derartige Untersuchungen, sowohl theoretischer wie versuchs-technischer Art, werden vermutlich zunehmend an Bedeutung gewinnen und ein weites und hoffentlich fruchtbares Feld der Betätigung bieten.

Anhang.

I. Entwurfverfahren für eine Tragflügelschraube bei Berücksichtigung des Einflusses der Reibung auf die günstigste Schubverteilung¹⁾.

Bei Vernachlässigung der Reibung hatte sich die günstigste Schubverteilung annähernd bei konstantem η_i ergeben, oder, um dies für den vorliegenden Zweck in etwas anderer Weise auszudrücken, dann, wenn in der Gleichung (9) für die axiale Zusatzgeschwindigkeit

$$c_a = \Theta \cdot v \cos^2 \beta' = \frac{\Theta v}{1 + \lambda_r'^2}$$

die Größe Θ konstant und durch Gleichung (16) quantitativ bestimmt war. Stellen wir nun die Bedingung, daß die Summe der Verluste einschließlich der Reibungsverluste ein Minimum werden soll, so tritt an Stelle der obigen Gleichung die folgende

$$c_a = \frac{\Theta v - \varepsilon r \omega}{1 + \lambda_r'^2}. \quad (\text{I})$$

Hierin ist bei günstigster Schubverteilung die Größe Θ wiederum konstant und aus folgender Überlegung heraus zu ermitteln:

Nach Gleichung (I) würde für einen Wert

$$\Theta = \frac{\varepsilon r \omega}{v} = \frac{\varepsilon}{\lambda_r}$$

c_a gleich 0 werden, also der Schub verschwinden. Bei größerem Radius würde der Schub negativ werden, hierdurch ist der größte theoretisch in Frage kommende Außenradius R_{id} bzw. der entsprechende Fortschrittsgrad λ_{id} begrenzt, und es ist somit die Größe Θ bestimmt durch

$$\Theta = \frac{\varepsilon}{\lambda_{id}}. \quad (\text{II})$$

Dies in Gleichung (I) eingesetzt, ergibt

$$c_a = v \frac{\varepsilon}{\lambda_{id}} \cdot \frac{1 - \frac{r}{R_{id}}}{1 + \lambda_r'^2}. \quad (\text{III})$$

Andererseits gilt für c_a aber nach wie vor die ursprüngliche Gleichung (9)

$$c_a = 2v \frac{1 - \eta_i}{\eta_i} \cdot \frac{1}{1 + \lambda_r'^2}.$$

Hieraus folgt

$$\eta_i = \frac{1}{1 + \frac{\varepsilon}{2\lambda_{id}} \left(1 - \frac{r}{R_{id}}\right)}. \quad (\text{IV})$$

Man kann hieraus durch ein — übrigens von Biene n nicht angegebenes — Annäherungsverfahren die Größe von R_{id} berechnen, indem man erstens von der

¹⁾ Im wesentlichen nach Th. Biene n, „Weiterer Beitrag zur Theorie der Luftschrauben“, Z. V. d. I. 25 vom 20. Juni 1925.

vielfach bestätigten Tatsache Gebrauch macht, daß bei Veränderlichkeit von η_i das mittlere $\eta_{i \text{ mittel}}$ hinreichend genau mit demjenigen übereinstimmt, welches auf dem Radius $r_s = 0,7 R$ vorhanden ist, und indem man zweitens nach dem ursprünglichen, den Einfluß der Reibung auf die Schubverteilung nicht berücksichtigenden Verfahren, beispielsweise aus Diagramm Abb. 9, $\eta_{i \text{ mittel}}$ aus den vorgelegten Bedingungen ermittelt. Dann ist

$$R_{id} = 0,7 R + \frac{2}{\varepsilon} \cdot \frac{v}{\omega} \cdot \frac{1 - \eta_{i \text{ mittel}}}{\eta_{i \text{ mittel}}}.$$

Mit diesem Wert ergibt sich aus Gleichung (IV) das auf den verschiedenen Radien r vorhandene η_i und weiter aus Gleichung (III) mit $\lambda'_r = \frac{\lambda_r}{\eta_i}$ das für den Belastungsgrad des einzelnen Schraubenelements maßgebende c_a . Das weitere Verfahren entwickelt sich, da durch die η_i -Werte die Anströmungsrichtung für jedes Blattelement festgelegt ist, alsdann ganz sinngemäß dem früheren.

II. Graphische Bestimmung der η_i -Werte der einzelnen Schraubenelemente im Nachrechnungsverfahren.

Außer den bisher bekannten Bezeichnungen werden zur Vereinfachung und Abkürzung noch die folgenden Bezeichnungen eingeführt:

$$1. \quad x = \frac{r \omega}{v_p} \quad (I)$$

= reziproker Wert des Fortschrittsgrades λ_r .

Es ist dann u. a. $\operatorname{tg} \beta' = \frac{1}{x \cdot \eta_i}$;

$$x_a = \frac{R \omega}{v_p} \quad (Ia)$$

= Wert von x für Außenradius R .

$$2. \quad x' = \frac{R - r}{2 R} \frac{z}{\sin \beta'} \quad (II)$$

= $\frac{1}{\pi} \times$ Exponent des Schubverminderungsbeiwerts κ (Abb. 7),

$$x'_0 = \frac{z}{2 \sin \beta'} \quad (IIa)$$

= fingierter Wert von x' für $r = 0$.

$$3. \quad \varphi = \frac{1 - \eta_i}{\eta_i} \cos^2 \beta'. \quad (III)$$

Demnach der Schubbelastungsgrad des Schraubenelements (Gl. 10b)

$$\sigma_r = 4(1 + \kappa \varphi) \kappa \varphi. \quad (IV)$$

4. Die Blattbreitenformel (27) schreiben wir in der Form

$$C_1 = \frac{v_p}{\omega z} \sigma_r 2\pi x \frac{\sin^2 \beta}{\cos \beta' \cos^2(\beta' - \beta)} = \frac{v_p}{\omega z} \sigma_r Z = C_2, \quad (V)$$

worin $C_1 = \zeta_a l,$ (VI)

$$Z = 2 \pi x \frac{\sin^2 \beta}{\cos \beta' \cos^2(\beta' - \beta)} = \frac{2 \pi}{\eta_i} \frac{(x^2 \eta_i^2 + 1)^{\frac{3}{2}}}{(x^2 \eta_i + 1)^2},$$
 (VII)

$$C_2 = \frac{v_p}{\omega z} \sigma_r Z.$$
 (VIII)

Alsdann gestaltet sich das Nachrechnungsverfahren folgendermaßen mit Hilfe der Diagramme Abb. I—III:

An den Anfang gestellt werden muß die Untersuchung eines in der äußeren Blattzone gelegenen Blattschnittes. Es ist nämlich bei dem Schubverminderungsbeiwert κ die in dem Exponenten vorkommende Größe

$$\sin \beta' = \frac{1}{x_a \sqrt{\eta_i^2 + \frac{1}{x_a^2}}}$$

der Entstehung dieses Beiwertes gemäß von einem für die äußere Blattzone geltenden η_i abhängig. Da man nun ja bei Nachrechnungen nicht ein konstantes η_i voraussetzen kann, so bestimmt man dasselbe zunächst für die äußere Blattzone, etwa für einen auf $0,8 R$ gelegenen Querschnitt und legt dieses dann der Berechnung der κ -Werte für die anderen Querschnitte zugrunde. Diese Rechnung wird durch das Diagramm Abb. I erleichtert.

Es ist gemäß Gleichung (II a)

$$\frac{x'_0}{z} = \frac{1}{2 \sin \beta'} = \frac{1}{2} x_a \sqrt{\eta_i^2 + \frac{1}{x_a^2}},$$
 (IX)

andererseits ist

$$\frac{x'}{x'_0} = \frac{R - r}{R} = \frac{x_a - x}{x_a}.$$
 (X)

Auf Grund der Gleichung (IX) läßt sich das Diagramm Abb. I aufsetzen, in dem über vorgelegten η_i als Abszissen die Größen $\frac{x'_0}{z}$ für eine Reihe von konstanten x_a aufgetragen sind. Nachdem für ein angenommenes η_i der zugehörige Wert $\frac{x'_0}{z}$ hieraus abgegriffen ist, gehen wir mit dem aus Gleichung (X) erhaltenen Wert

$$x' = x'_0 \frac{x_a - x}{x_a}$$
 (X a)

in das Diagramm Abb. 7 hinein und bekommen den zugehörigen Wert von κ . Ist die Rechnung nun erst einmal auf dieser Grundlage mit Hilfe der weiteren Diagramme Abb. II—III und der zugehörigen numerischen Rechnungen für den

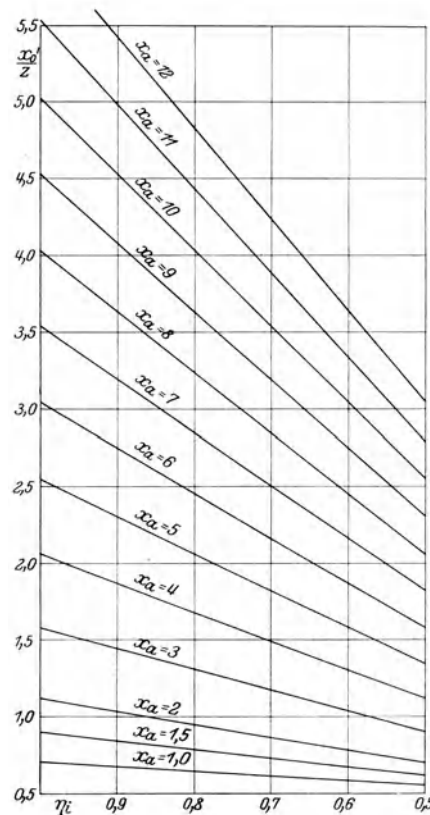


Abb. I.

Radius $r = 0,8 R$ zu Ende geführt und das für diesen Radius zutreffende η_i bestimmt, so kann man alsdann die hieraus gemäß Diagramm Abb. I resultierende Größe x'_0 für die Berechnung der x -Werte für die anderen Radien — mit Hilfe von Gleichung (Xa) — unverändert beibehalten.

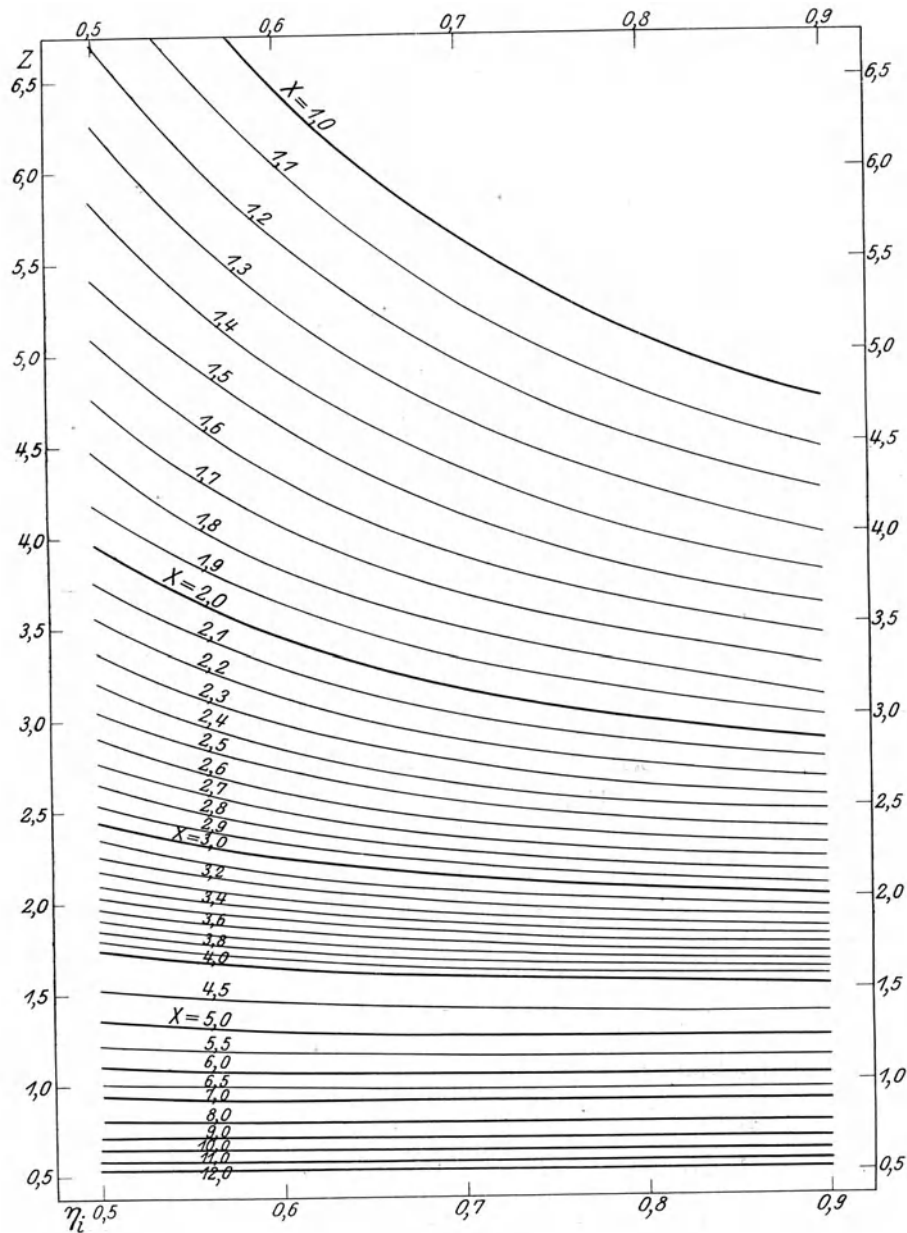


Abb. II.

Die weiteren für die Nachrechnung erforderlichen Diagramme und Rechnungen sind nun die folgenden:

1. Das Diagramm Abb. II, in dem auf Grund von Gleichung (VII) die Größen Z als Funktion von η_i für eine Reihe konstanter Werte von x aufgetragen sind;

2. das Diagramm Abb. III, in dem auf Grund der Beziehung

$$\varphi = \frac{1 - \eta_i}{\eta_i} \cos^2 \beta' = \frac{\eta_i(1 - \eta_i)}{\eta_i^2 + \frac{1}{x^2}} \quad (\text{III a})$$

die Werte φ als Funktion von x für eine Reihe konstanter Werte η_i aufgetragen sind;

3. mit Hilfe des aus Abb. I und 7 ermittelten α -Wertes werden die Größen σ_r (Gleichung IV) rechnerisch ermittelt.

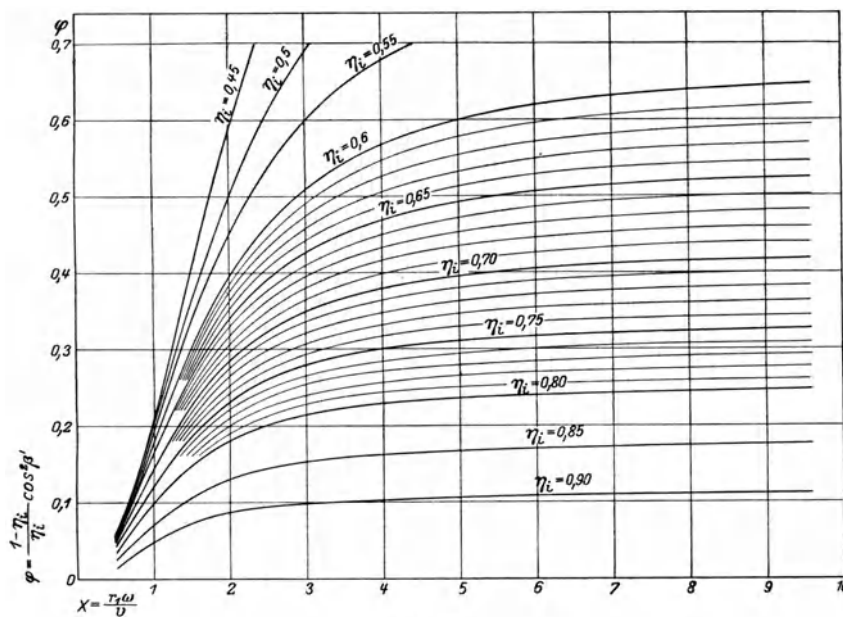


Abb. III.

Hiermit ist die Berechnung von $C_2 = \frac{v_p}{\omega z} \cdot \sigma_r Z$ beendet, und es werden für verschiedene angenommene Werte η_i die entsprechenden Werte C_2 in einer Kurve aufgetragen.

Zur Berechnung des Ausdrucks $C_1 = \zeta_a l$ ermitteln wir für angenommene η

4. $\text{tg} \beta' = \frac{1}{x \eta_i}$ und $\beta' = \text{arc tg} \frac{1}{x \eta_i}$ rechnerisch;

5. den Anstellwinkel $\alpha_i = \text{arc tg} \frac{H}{2 \pi r} - \beta'$ ebenfalls rechnerisch;

6. die Größe ζ_a aus der Gleichung (31 a)

$$\zeta_a = 5,17 \alpha_i + 0,14 + 3,4 \frac{s}{l}.$$

Damit sind für angenommene Werte von η_i die zugehörigen Punkte der Kurve C_1 gefunden, und dem Schnittpunkt der Kurven C_1 und C_2 entspricht der für den betreffenden Radius zutreffende Wert von η_i .

Literaturverzeichnis.

- Bader: Trag- und Schraubenflügel. Werft, Reederei, Hafen 1923, H. 12.
 Betz: Schraubenpropeller mit geringstem Energieverlust, mit einem Zusatz von Prandtl. Nachr. v. d. Ges. d. Wiss., Göttingen. Mathem.-phys. Kl. 1919, S. 193ff.
 — Eine Erweiterung der Schraubenstrahltheorie. Zeitschr. f. Flugtechnik u. Motorluftschiffahrt Bd. 11, S. 105ff. 1920.
 Bienen u. von Karman: Zur Theorie der Luftschrauben. Z. V. d. I. 1924, Nr. 48 u. 51.
 Bienen: Weiterer Beitrag zur Theorie der Luftschrauben. Z. V. d. I. 1925, Nr. 25.
 Ergebnisse der Aerodynamischen Versuchsanstalt zu Göttingen, I. u. II. Lieferung. München u. Berlin: R. Oldenbourg 1923.
 Föttinger: Neue Grundlagen für die theoretische und experimentelle Behandlung des Propellerproblems. Jahrb. d. Schiffbau. Ges. 1918.
 — Kavitation und Korrosion, unter „Hydraulische Probleme“ veröffentlicht vom V. d. I.-Verlag 1926.
 Helmbold: Zur Areodynamik der Treibschraube. Zeitschr. f. Flugtechnik u. Motorluftschiffahrt 1924, H. 13/14 u. 15/16.
 Kuchareki: Wirkungsweise und Theorie der Propellerleitapparate. Werft, Reederei, Hafen 1925, H. 17ff.
 Lanchester: Aerodynamik. Übersetzt von C. u. A. Runge. Leipzig u. Berlin: Teubner 1909.
 Moeller: Im offenen Flüssigkeitsstrom arbeitende Flügelräder. Z. V. d. I. 1924, Nr. 26.
 Pistolesi: Neue Ansätze und Ausführungen zur Theorie der Luftschrauben. Vorträge aus dem Gebiete der Hydro- und Aerodynamik (Innsbruck 1922). Herausgegeben von Th. v. Karman u. T. Levi-Civita.
 Prandtl: Tragflügeltheorie I. Nachr. v. d. Ges. d. Wiss., Göttingen. Mathem.-phys. Kl. 1918, S. 451.
 Pröll: Kritische Betrachtungen zu den Theorien des Schraubenpropellers. Jahrb. d. Schiffbautechn. Ges. 1923.

Erörterung.

Herr Professor Dr.-Ing. Föttinger, Berlin:

Meine Herren! Vom Standpunkt des deutschen Schiffbaus ist es außerordentlich dankbar zu begrüßen, daß Herr Kollege Dr. Horn eine führende Werft veranlaßt hat, mit Theorien, die auf andern Gebieten, Elektrodynamik, Flugzeugwesen und Turbinenlehre, schon sehr gute Früchte getragen haben, einmal praktische Versuche anzustellen, und zwar mit Wasserpropellern, wo schwierigste Verhältnisse vorliegen.

Zunächst eine kleine Rechtfertigung für das zuvörderst stark vereinfachte und idealisierte Wirbelstrahlbild, das ich 1911 bei Gründung der Wissenschaftlichen Gesellschaft für Luftfahrt in Göttingen¹⁾ angedeutet und ausführlich, an Hand von Modellen, 1917 hier vorgeführt habe! Schon der geniale Ingenieur und Aerodynamiker F. W. Lanchester hatte in seinem grundlegenden Werk²⁾ (übersetzt von Runge, Göttingen) die Strömungsform und das Wirbelgebilde beschrieben, welche ein Tragflügel hinter sich zurückläßt. Er gab in der vorliegenden Abb. 1 nicht nur in großen Zügen das Gesamtbewegungsbild der abwärts geschleuderten Luftmassen, sondern das fertig integrierte Stromlinienbild, das nahe hinter dem Flügel, vom festen Raum aus gesehen, entsteht. Es ist identisch mit dem Strombild der senkrecht zur Bildebene unendlich langen starren Platte, die nach abwärts gestoßen wird und die Luft von unten um ihre Ränder herum nach oben treibt. Herr Munk hat 1919 bewiesen, daß derartige Strömungen den kleinsten Verlust an kinetischer Energie ergeben³⁾. Diese Strömung entspricht einer in der Plattenebene liegenden Wirbelschicht veränderlicher Stärke, mit teils links-, teils rechtsumlaufenden Wirbelfäden, entsprechend dem jeweiligen Knick der Stromlinien.

In der unteren Hälfte desselben Bildes zeigt Lanchester aber auch, wie die genannte Wirbelschicht sich infolge ihrer Labilität sehr bald in diskrete Einzelwirbel auflöst, die dann gemäß Abb. 2 (dortselbst Abb. 86) sich zopfartig aus mehreren Strängen zu je einem links- und rechtsdrehenden Randwirbel zusammenrollen.

Ein ganz ähnlicher Vorgang liegt der Erzeugung der von mir 1911 beschriebenen Spitzen- und Nabenwirbel am Propeller zugrunde, die sich in kurzem Abstände hinter dem Flügel gleichfalls zu je einem zopfartigen Wirbelkern zusammenrollen. Schon dort und erst recht im fertigen Wirbelstrahl ist es daher zulässig, mit dem konzentrierten Spitzen- bzw. Nabenwirbel die Strahlgeschwindigkeiten zu rechnen. Nach bekannten Wirbelsätzen folgten daraus unmittelbar (durch Halbierung) die entsprechenden Störungsgeschwindigkeiten am Ort der Flügel selbst. Der Leitgedanke war dabei der, daß eine Verfeinerung durch Rechnung mit dem Wirbelbände beim Wasserpropeller, dessen Flügeltiefe von gleicher Größenordnung, ja oft größer als die Flügellänge ist, nur dann wirklich berechtigt ist, wenn gleichzeitig auch der Flügel selbst, entsprechend Fig. 30b, S. 431 Jahrbuch 1918, in „ein System geeignet in seinem Querschnitt verteilter, erstarrt zu denkender Wirbel“ aufgelöst wird. Auch die stärkeren Radialgeschwindigkeiten (stärkere Kontraktion) führen beim Schiffspropeller zu dieser Näherung, für die ich dann ein bequemes vektorieil-graphisches Verfahren anzugeben versuchte. Die Verfeinerung war dabei durch Superposition beliebig vieler Einzelwirbel gedacht.

¹⁾ Föttinger, Über die physikalischen Grundlagen der Turbinen und Propellerwirkung. Verhandlungen der Versammlung von Vertretern der Flugwissenschaft 1911. (Oldenbourg.) Abb. 10.

²⁾ „Aerodynamics“, Engl. Ausgabe 1907, Deutsche Ausgabe 1909 (Teubner.). Abb. 83, 86.

³⁾ M. Munk, Isoperimetrische Aufgaben aus der Theorie des Fluges. Dissertation. Göttingen 1919.

Erfreulich für die Klärung der tatsächlichen Verhältnisse ist auch, daß Herr Dr. Horn, wie auch v. Karman, Bienen, Helmbold und ich selbst, betont hat, daß es hydrodynamisch nicht zulässig ist, als „Schrauben geringsten Energieverlustes“ solche zu bezeichnen, welche für kleinsten Verlust an kinetischer Energie im Reaktionstrahl, also kleinsten „Austrittsverlust“ in der Sprache des Turbinenbauers, kleinsten „Slipverlust“ in der Sprache des Schiffbauers, entworfen sind, dagegen die Reibung vollständig unberücksichtigt zu lassen. Diese Sonderforderung würde ja dahin führen, daß solche Schrauben geringsten Energieverlustes beliebig große Durchmesser, also beliebige Reibung erhalten müßten!

Genau wie bei den Turbinen und gewissen älteren Propellertheorien lautet vielmehr die richtige Problemstellung: „Die Gesamtverluste aus Reibung (einschließlich Rückenwirbelbildung) und kinetischer Austrittsenergie sind zu einem Minimum zu machen.“

Im Zeitalter der Turbinen und Ölmaschinen, wo alles auf stärkste Steigerung der Drehzahlen und Schnellläufigkeiten hindrängt, wird umgekehrt die Propellergröße überwiegend durch Gesichtspunkte der Reibung und Kavitation bestimmt; mancher wissenschaftlich denkende Schraubenkonstrukteur ist daher durch die genannte Unstimmigkeit zu einer starken Zurückhaltung gegenüber den üblichen Darstellungen dieser Seite der sonst so wertvollen Tragflügel- und Propellertheorien von Prandtl-Betz geführt worden.

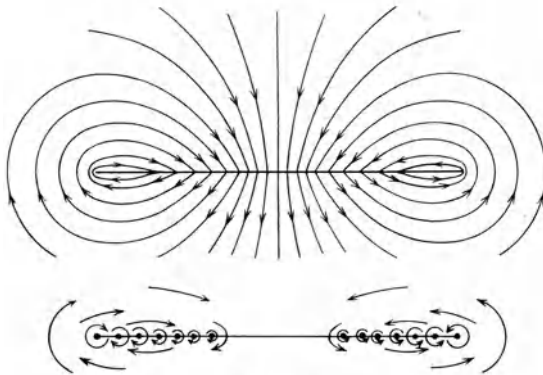


Abb. 1.

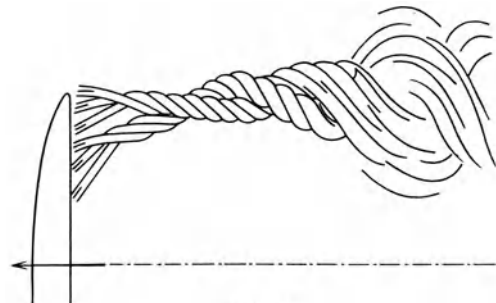


Abb. 2.

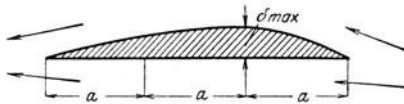


Abb. 3.

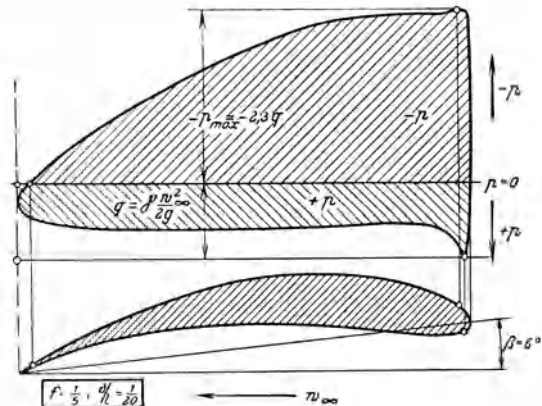


Abb. 4.

Zur Theorie und Praxis der Kavitationsvorgänge, die bei Tragflügelprofilen stark in den Gefahrenbereich gerückt werden, habe ich auf der kleinen Hydrauliktagung in Göttingen 1925 einige Beiträge geliefert und dabei die parallelen Vorgänge bei schnellläufigen Turbinen und Turbopumpen zu berücksichtigen versucht¹⁾. Dort ist z. B. vorausgesagt, daß die schönen Joukowsky-Profile der Luftfahrt bei Wasserpropellern höherer Geschwindigkeit (namentlich in den äußeren Flügelteilen) völlig unbrauchbar sind. Als Beleg sei hier nur eine Erfahrung mit Torpedojägerschrauben wiedergegeben, die mir der befreundete Oberingenieur einer der berühmtesten englischen Werften vor dem Kriege mitteilte. An einem ausländischen Torpedojäger, der mit gewöhnlichen Schrauben 32 Sm ausgezeichnet lief, wurden auf Anregung des Leiters einer der bedeutendsten Schleppanstalten Versuche mit Profilen nach Abb. 3 angestellt, deren größte Stärke nach einem Drittel der Profiltiefe verschoben war. Auf meine Vermutung:

¹⁾ Föttinger, Untersuchungen über Kavitation und Korrosion bei Turbinen, Turbopumpen und Propellern S. 14—64, insbesondere S. 32, 45—62, in dem Buch *Hydraulische Probleme*, VDI-Verlag 1926.— Vgl. auch: Föttinger, Fortschritte der Strömungslehre im Maschinenbau und Schiffbau (Berliner Antrittsvorlesung), Jahrbuch der Schiffbautechn. Ges. 1924, S. 318—324.

„Wie arg sind Sie infolge Kavitation damit hereingefallen?“ ward mir die Antwort, daß 2—3 Sm Geschwindigkeit, entsprechend 20—25% Maschinenleistung, verloren gingen.

Die genannte Erwartung war also richtig. Ich ließ daher von 1914 an in Danzig und später in Berlin theoretische und experimentelle Untersuchungen über den Einfluß der Profilkrümmung auf die Kavitationsgefahr anstellen, die auszugsweise in den „Hydraulischen Problemen“, S. 34—39¹⁾ wiedergegeben sind. Besonders instruktiv ist etwa die dortige Abb. 26, hier Abb. 4, von Blumenthal herrührend, welche deutlich zeigt, wie weit die Saugwirkung der stärker gekrümmten Vorderseite (der Unterdruck $-p$) die Druckwirkung der Hinterseite (den Überdruck $+p$) überwiegt.

Auch sei an die Erfahrung bei Turbinenpropellern erinnert, die häufig nur dadurch zu erträglichen Resultaten gebracht werden konnten, daß die Profildicken (d. h. die Krümmungen) durch alleräußerste Materialbeanspruchung auf ein Minimum vermindert wurden.

Da die Kavitation zweifellos beim Propeller allmählich, mit zunehmender Geschwindigkeit bei richtiger Formgebung zunächst an den äußeren Flügelteilen, einsetzt, dürfte es geraten sein, mit Flügelprofilen der vorgeschlagenen Art bei schnellaufenden Schrauben besonders vorsichtig zu sein.

Zum Schluß noch die Kardinalfrage: Wird die „Tragflügelschraube“ die Wirkungsgrade der Propulsion gegenüber den bisherigen Höchstwerten verbessern? Ein maßgebendes Urteil kann natürlich nur der Durchschnitt genügend vieler Großausführungen liefern. Die heutigen Resultate scheinen die in meinem Vortrag über Wirbeltheorie der Propeller 1917 vorgebrachte Auffassung zu bestärken, daß die bisherige Optima auch durch die Wirbeltheorie wohl kaum nennenswert gesteigert werden können²⁾, daß aber ein erheblicher Fortschritt schon in der Steigerung der Treffsicherheit liegen könnte. Immer mehr ringt sich die damals ausgesprochene zusammenfassende Erkenntnis durch, daß die eigentliche Schwierigkeit des Schraubenproblems nicht in Formeln für die Berechnung der Dimensionen und der sonstigen Gestaltung der Schraube selbst, sondern in der gegenseitigen Rückwirkung von Schraube und Schiff beruht.

Die richtige Problemstellung lautet eben auch hier: den Gesamtwirkungsgrad der Propulsion (mit Berücksichtigung von Sog und Nachstrom) zu einem Optimum zu machen. Erfreulich ist, daß gerade auf diesem Forschungsgebiet im in- und ausländischen Schiffbau in neuerer Zeit Erhebliches geleistet worden ist, sowohl experimentell — ich erinnere nur an die wertvollen Arbeiten Dr. Kempfs von der Hamburger Versuchsanstalt — wie auch auf theoretischem Gebiet.

Wenn sonach durch die neueren Berechnungsvorschriften für die Schraube selbst im ganzen auch keine sprungweisen Verbesserungen — wie sie etwa durch neue Konstruktionsgedanken geschaffen werden — zu erhoffen sind, so ist doch die tatfrohe Leistung von Professor Horn im Interesse des Fortschritts der Strömungslehre und der Schiffbauwissenschaft und -praxis als außerordentlich verdienstlich hervorzuheben! (Lebhafter Beifall.)

Herr Dr.-Ing. Achenbach, Berlin:

Meine sehr geehrten Herren! Ich will bei der Kürze der Zeit nur einen Punkt aus dem Vortrag herausgreifen, der, obwohl er mir sehr wichtig scheint, nicht berührt worden ist, nämlich den Einfluß der Deformation des Flügelblattes unter der Last auf die Wirksamkeit der Schraube. Ich gründe meine Beobachtung auf die vielfache Erfahrung mit Luftschauben, die schwach ausgeführt, bei genau gleicher Steigung und gleichem Durchmesser eine bedeutend schlechtere Wirkung ergaben als stark ausgeführte. Die schwachen Schrauben geben gewöhnlich bedeutend schlechtere Starteigenschaften und schlechtere Steigzeiten als die stark ausgeführten Schrauben. Ich habe oft hierüber nachgedacht, weil ja die Verstärkung der Schrauben mit Gewichtsaufwand verbunden ist und beim Flugzeug die Gewichtsfrage eine viel ausschlaggebendere Bedeutung hat wie auf einem Schiff. Ich bin aber schließlich zu der Überzeugung gekommen, daß Luftschauben nicht zu schwach ausgeführt werden dürfen, jedenfalls nicht so schwach, daß sie sich verdrehen können und hierdurch die Steigung wesentlich verändert wird.

Das starke Hervorspringen der Gegensätzlichkeit der starken und schwachen Schrauben im Luftverkehr gibt mir die Vermutung, daß auch bei Schiffsschrauben ähnliche Grundsätze bei der Konstruktion maßgebend sein müssen, denn Schiffsschrauben werden mit einer Spannung von ungefähr 1000 kg/cm² berechnet und bieten in ihrer ganzen Form und in ihrem Aufbau sehr ungünstige Voraussetzungen für die Aufnahme der Kräfte. Die Zentrifugalkraft wird unter Bildung eines großen Biegemomentes aufgenommen; auch der Schub ergibt ein großes Biegemoment. Aber beide Momente, welche sich summieren, sind nicht das Schlimmste, sondern das Schlimmste ist die Verdrehung des Flügelblattes, der man, soviel ich weiß, bis jetzt noch wenig Beachtung geschenkt hat. Ich möchte auf Grund der Abbildung 14 (Seite 366) die Entstehung des Torsionsmomentes ableiten.

Bezeichnet a den Schwerpunkt der Saugverteilung, b den Schwerpunkt der Druckverteilung, so sind a' und b' die entsprechenden heruntergeloteten Punkte der Profilkontur. Der Gesamtschwerpunkt c der Auftriebsverteilung liegt dann auf der Verbindungsgeraden ab , diese im umgekehrten Verhältnis der Druck- und Saugfläche teilend. Der Angriffspunkt c' des Auftriebes am Profil findet sich durch Herunterloten von c auf die Verbindungsgerade $a'b'$. Trägt man nun auf dem Lot cc' die Summe der Kräfte von Druck- und Saugwirkung auf (nämlich den Auftrieb), fügt den Profilwiderstand w im Punkte c' horizontal an, so gibt die Strecke R als Diagonale die resultierende Kraft aus Auftrieb und Widerstand nach Größe, Richtung und Angriffspunkt in dem betreffenden Profilelement von der Erstreckung dr wieder (s. Abb. 1).

¹⁾ Siehe Fußnote auf S. 431.

²⁾ Ich denke hier an Wirkungsgradsprünge von solcher Größenordnung, wie sie etwa der Konstruktionsgedanke der Propellerleitapparate, ja selbst der neueren Steven- und Ruderanordnungen tatsächlich geschaffen hat.

Fügt man weiter im Flächenschwerpunkt S des Profils parallel zu R zwei Kräfte $R'R''$, jede gleich R , entgegengesetzt aneinander, so bilden die Kräfte R und R' ein rechtsdrehendes Kräftepaar mit dem Hebelarm des Abstandes S von R , während die Kraft R'' als Schubkraft wirkt. Das Moment des Kräftepaars $R R'$ ist das Torsionsmoment, welches den Anstellwinkel des Schraubenelementes dr zu verändern, gewöhn-

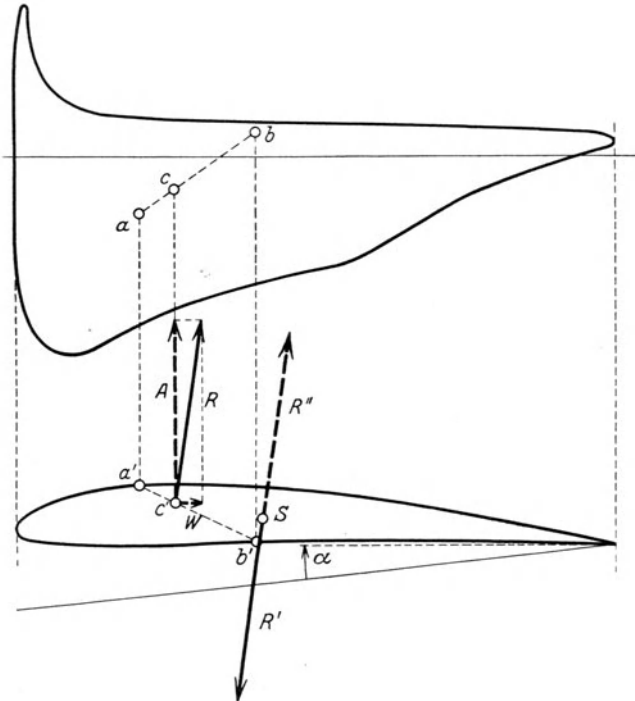


Abb. 1.

lich zu vergrößern, strebt. Durch ein Summationsverfahren kann man die Gesamtverdrehung des Flügelblattes unter dem Einfluß des Schubes berechnen.

Es sei hier bemerkt, daß auch die Zentrifugalkraft Torsionsspannungen in den Flügelquerschnitten hervorruft, die wegen der Größe der Zentrifugalkraft volle Beachtung verdienen. Alle Kräfte und Momente zusammen wirken auf eine Verwindung des Flügelblattes hin, die den Anstellwinkel bei laufender Schraube vergrößert. Im Flugbetrieb muß diese Vergrößerung, wie bereits ausgeführt, beachtet werden, und es liegt daher der Schluß nahe, daß sie auch bei Schiffspropellern eine Größenordnung erreicht, die vielleicht die Ursache ist für die Abweichungen zwischen Rechnung und Erprobung, die Herr Professor Horn noch nicht ergründen konnte. (Lebhafter Beifall.)

Herr Professor Betz, Göttingen:

Meine Herren! Es wird Sie vielleicht interessieren, daß der unmittelbare Anlaß zu der Aufstellung dieser Theorie ein schiffbaulicher war. Während des Krieges trat an uns die Aufgabe heran, die Geräusche von U-Boot-Schrauben zu studieren. Herr Professor Prandtl konnte einwandfrei feststellen, daß diese Geräusche auf lokale Kavitationserscheinungen zurückzuführen waren. Mir wurde damals die Aufgabe zuteil, auf Grund von Tragflügeluntersuchungen Schrauben zu entwerfen, bei denen diese Erscheinungen auf eine möglichst hohe Drehzahl hinausgeschoben wurden. Dabei ergab sich die Schwierigkeit, daß ich mir kein hinreichend zuverlässiges Bild machen konnte, wie das Wasser relativ zum Schraubenflügel strömt. Daher sah ich mich veranlaßt, mir diese Vorgänge zunächst in ganz rohen Zügen zu überlegen. Später ist daraus das entstanden, was ich in der Zeitschrift für Flugtechnik und Motorluftschiffahrt veröffentlicht habe, und weiterhin das, was in den Nachrichten der Göttinger Gesellschaft der Wissenschaften steht (vgl. Literaturverzeichnis). Aus dieser Entstehungsgeschichte wird wohl auch klar, warum ich den Einfluß der Reibung zunächst ganz vernachlässigt hatte, worauf Herr Professor Föttinger vorhin hinwies. Es handelte sich ja zunächst darum, ein möglichst einfaches Verfahren zu haben, um den Strömungsverlauf zu übersehen, und dazu wird die Reibung verhältnismäßig wenig beitragen. Die Reibung ist wohl für den Wirkungsgrad von wesentlichem Einfluß, für den gesamten Strömungsverlauf kann man sie aber zunächst einigermaßen vernachlässigen. Ich sehe auch jetzt noch die Hauptaufgabe der Theorie weniger darin, den absolut höchsten Wirkungsgrad zu erzielen, als darin, die Strömung richtig beurteilen und dem Propeller dementsprechend richtig formen zu können.

Der Hauptmangel, der nach meiner Meinung der Theorie in ihrer jetzigen Form noch anhaftet, ist der, daß sie auf schwach belastete Schrauben beschränkt ist. Im Schiffbau hat man fast immer so stark belastete Schrauben, daß die Vernachlässigung der dadurch bedingten besonderen Verhältnisse nicht mehr recht zulässig ist. Ich habe mich in der Zwischenzeit auch mehrfach bemüht, die Theorie in der Richtung

der stark belasteten Schraube auszubauen. Es sind auch schon einige Ansätze und Teilergebnisse erzielt, die die Hoffnung berechtigt erscheinen lassen, daß man in absehbarer Zeit zu einem brauchbaren Ergebnis kommt. Es fehlt eigentlich in der Hauptsache nur jemand, ein Doktorand z. B., der die Rechnungen ausführt; ich selber habe leider zu wenig Zeit dazu.

Nach den jetzigen Ergebnissen scheint der Hauptunterschied zwischen stark belasteten und schwach belasteten Schrauben für die theoretische Behandlung darin zu liegen, daß die Geschwindigkeiten in der Schraubenebene nicht genau das arithmetische Mittel von der Geschwindigkeit vor und hinter der Schraube sind, wie es in der einfachen Theorie angenommen wird, und zwar werden sie wahrscheinlich größer sein. Die Einflüsse kommen daher, daß wegen der Strahldrehung einerseits im Innern des Strahles durch die Zentrifugalkräfte ein Unterdruck herrscht, der die Flüssigkeit gleichsam durch die Schraube noch hindurchsaugt; andererseits hängen sie mit der Strahlkontraktion zusammen, indem ein rotierender Körper, wenn er sich kontrahiert, an Drehenergie zunimmt. Diese Zunahme geht auf Kosten der axialen Energie; dadurch wird aber die Kontraktion schwächer, d. h. ein drehender Schraubenstrahl kontrahiert sich nicht so stark, als wenn keine Drehung vorhanden wäre. Beides scheint in dem Sinne zu wirken, daß die Durchfließgeschwindigkeit größer ist, als wenn man darauf keine Rücksicht nimmt. Soviel ich weiß, hat Herr Helmbold einige Untersuchungen und Rechnungen ausgeführt, die er nachher noch vortragen wird und aus denen hervorzugehen scheint, daß die Differenzen, die man bekommt, durchaus von der Größenordnung sind, daß sie die Differenzen zwischen Theorie und Versuch, die Herr Prof. Horn in einigen Fällen festgestellt hat, vielleicht aufklären können.

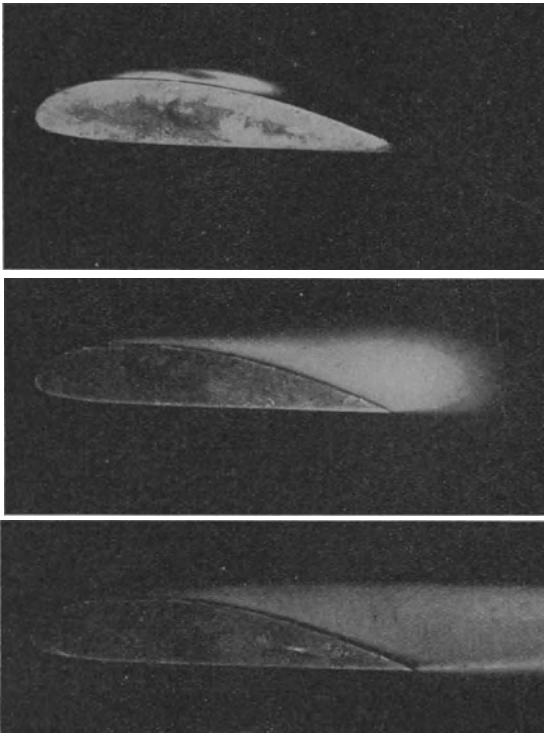


Abb. 1.

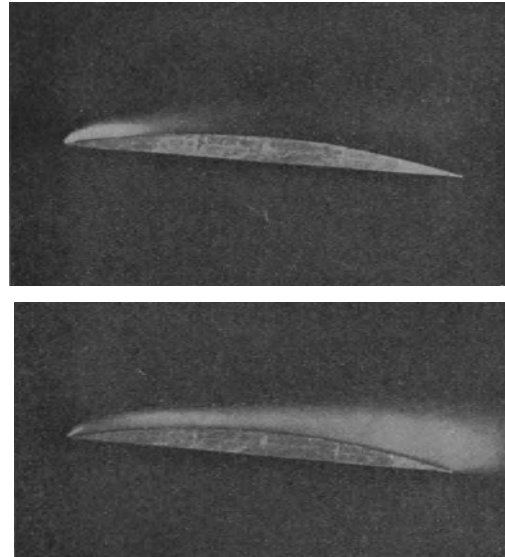


Abb. 2.

Weiterhin wollte ich noch auf die Kavitation zu sprechen kommen und zunächst unterstreichen, was Herr Prof. Föttinger bereits gesagt hat: Daß man nämlich mit Rücksicht auf die Kavitation in vielen Fällen verhindert ist, jene Profile zu verwenden, die sich als Tragflügel besonders gut erwiesen haben. Man ist auf möglichst dünne Profile beschränkt, d. h. auf solche, die bei möglichst kleiner Auftriebsziffer noch eine gute Gleitzahl haben. Das sind flache Profile mit annähernd ebener Druckseite und schwach gewölbter Saugseite, wie sie bei Schiffspropellern im allgemeinen bevorzugt werden. Wahrscheinlich haben die Erfahrungen im praktischen Betrieb, wo vielfach Kavitationen vorkamen, dazu geführt, daß man diese Profile als besonders geeignet erkannt hat. Es hat aber keinen Sinn, die reinen Kavitationsprofile auf solche Fälle anzuwenden, wo keine Kavitation zu erwarten ist. Wenn man langsam laufende Schrauben hat, bei denen keine Kavitationsgefahr besteht, kann man eben die günstigeren Profile anwenden, und die Erfahrungen von Herrn Prof. Horn haben auch bestätigt, daß man damit auch erhebliche Erfolge erzielt. Im Kaiser-Wilhelm-Institut für Strömungsforschung in Göttingen hat sich Herr Ackeret in letzter Zeit sehr eingehend mit den Erscheinungen der Kavitation befaßt und auch recht bemerkenswerte Ergebnisse erzielt, die wohl zur Klärung der Kavitationsfragen wesentlich beitragen werden. Die Untersuchungen sind jetzt zu einem gewissen Abschluß gekommen und werden wohl in nicht allzu ferner Zeit im Zusammenhang veröffentlicht werden. Ich wollte hier nur einige Bilder aus diesen Versuchen zeigen. Die Versuchsanordnung ist so, daß ein Flügelprofil in einem allseitig geschlossenen Kanal angebracht ist, durch den Wasser mit verhältnismäßig großer Geschwindigkeit hindurchgedrückt wird. Die Vorderwand des Kanals ist von Glas, so daß man die Strömung beobachten kann. Man kann die Kavitationserscheinungen entweder durch Erhöhung der Geschwindigkeit oder auch durch Erniedrigung des Druckes erreichen. Wir wollen uns hier der Einfachheit halber vorstellen, daß alle Erscheinungen

nur durch Geschwindigkeitsänderungen hervorgerufen sind. Sie sehen (Abb. 1) ein Tragflügelprofil. Das Wasser strömt von links nach rechts. Im obersten Bild ist die Kavitationsgrenze soeben überschritten. Auf der Saugseite scheiden sich an der Stelle tiefsten Druckes Blasen mit Luft und Wasserdampf aus. Sie erscheinen infolge der raschen Bewegung als einheitlicher weißer Schaum. Wenn dann gegen das hintere Ende des Flügels hin der Druck wieder ansteigt, fallen diese Blasen plötzlich wieder zusammen und die Kavitation verschwindet. Diese geringe Kavitation kann unter Umständen Anlaß zu Anfressungen (Korrosion) sein, für den Wirkungsgrad ist sie aber wahrscheinlich noch nicht schädlich. Bei Wasserturbinen hat man sogar die Erfahrung gemacht, daß manchmal kurz vor der starken Kavitation eine ganz kleine Wirkungsgradsteigerung in einer Größenordnung von etwa 1% eintritt¹⁾. Man kann sich das etwa so erklären, daß die Kavitationsflüssigkeit, ein Gemisch von Wasserdampf und Wasser, eine geringere Oberflächenreibung als das Wasser gibt, so daß dabei ein kleiner Gewinn herauskommt.

Das mittlere Bild zeigt denselben Flügel bei größerer Geschwindigkeit. Hier fällt die Kavitation erst hinter dem Flügel zusammen. Auf dem unteren Bilde ist die Geschwindigkeit noch größer.

Dieses Bild (Abb. 2) zeigt einen dünneren Flügel oben mit beginnender und unten mit ausgebildeter Kavitation. Der Anstellwinkel ist hierbei etwas reichlich groß. Die Kavitation geht dabei von der verhältnismäßig scharfen Vorderkante aus. Bei kleineren Anstellwinkeln ist der Eintritt „stoßfreier“ und die Verhältnisse sind noch wesentlich günstiger. — Ich hoffe, daß diese Versuche auch für den Schiffsbau, wo die Kavitationsfrage eine so wichtige Rolle spielt, mit der Zeit von Nutzen sein werden. (Beifall.)

Herr Helmbold, Hamburg:

Meine Herren! Ich möchte Ihnen heute einige Versuchsergebnisse zeigen, die durchaus in der Wegrichtung des Vortrages von Herrn Professor Horn liegen und inhaltlich eine Ergänzung und Fortsetzung seiner Arbeiten darstellen. — Vor etwa 2 Jahren habe ich in meiner Tätigkeit als Flugzeugbauer bei Modellluftschrauben, die nach der Theorie der schwach belasteten Schraube entworfen waren, feststellen können, daß der Schub, den man mißt, an kleinen Schrauben ungefähr 30% kleiner sein kann als der Rechnungsschub. Das war katastrophal, und so falsch konnte die Theorie gar nicht sein. Ich mußte also der Frage

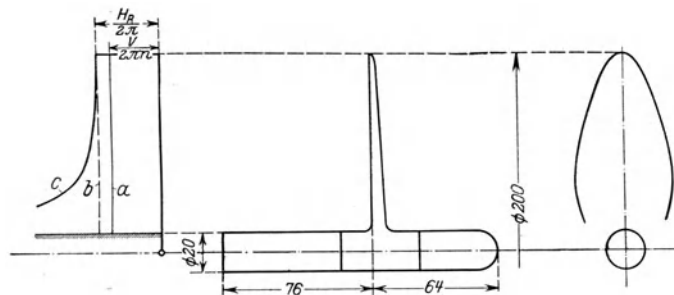


Abb. 1.

nachgehen, wo liegen die Fehlerquellen? Ich wurde zuerst durch die Göttinger Herren, die die Versuche ausgeführt hatten, darauf aufmerksam gemacht, daß bei den kleinen Schraubenmodellen nicht nur der Widerstand der Profile zunimmt, sondern daß auch der Auftrieb der Profile abnehmen kann. Das ist ein Einfluß, der sich in der Modelltechnik auf folgende Weise ausschalten läßt: Ich lasse jetzt die Profile, die ich benutze, um die Modellpropeller zu konstruieren, vorher in Göttingen untersuchen, und zwar bis zu denjenigen kleinen Reynoldsschen Zahlen hinab, bei denen im Modellversuch gemessen wird. Daraus ergibt sich dann, daß Modellschraube und Schiffsschraube nicht mehr einander geometrisch ähnlich sein dürfen, damit sie dynamisch ähnlich sind. Auf dieser Grundlage habe ich weitergearbeitet. Ich habe auch noch ganz zuletzt einen Kontrollversuch für die Übertragbarkeit der Göttinger Messungen gemacht. Ich war nicht ganz sicher, ob es dasselbe ist, wenn ich das Tragflügelprofil gradlinig bewege oder wenn das Profil im Verbands eines Schraubenflügels steht und dabei die Grenzschicht, die am Flügel anhaftet, Fliehkräfte erfährt. Es hat sich auch herausgestellt, daß die Profilleitzahl etwa 25% größer als in der Tragflügelmessung war. Das braucht aber nicht allein durch Fliehkraft hervorgerufen zu sein, es kann auch von der größeren relativen Rauigkeit des Modells herrühren. Ich habe nämlich eine „Leerlaufschraube“ untersucht, bei der alle Profile in diejenige Anblasrichtung gedreht waren, in der sie keinen Auftrieb mehr geben; dann braucht die Schraube bei demjenigen Fortschrittsgrad, wo ihre Flügel keine Antriebskräfte mehr liefern noch Antriebsleistung und nimmt eine Widerstandsleistung auf, woraus man die Gleitzahl nachträglich errechnen kann. Auch mit dieser Fehlerquelle muß jedenfalls gerechnet werden.

Sie sehen hier die Skizze einer Freifahrtschraube, die also nicht hinter dem Schiffsmodell gefahren werden sollte, sondern allein. Ich habe diese Schraube entwickelt auf Grund von Überlegungen, die Herr Professor Betz eben angedeutet hat, daß nämlich bei der stark belasteten Schraube ein Unterdruck im Strahl herrscht, der mehr Flüssigkeit durch den Schraubenkreis hindurchsaugt, als die Theorie der schwach belasteten Schraube angibt. Die Theorie der schwach belasteten Schraube ergab ungefähr konstante Steigungen. Ich habe sie hier eingezeichnet. Dagegen verlangt die stark belastete Schraube eine nach der Nabe hin zunehmende Steigung. (Abb. 1.)

¹⁾ D. Thoma, Die Kavitation bei Wasserturbinen. Wasserkraft-Jahrbuch 1924, S. 409. Rich. Pfau, München. — Schilhansl, Kavitation und Korrosion. Die Wasserkraft 1925, S. 55.

(Ich habe diese Theorie in einer Arbeit, die im Dezember in WRH. erscheint, entwickelt.) — Ich versuche hier den Nabeneinfluß dadurch auszuschalten, daß ich die Stelle der Störungen möglichst weit vor die Schraube bringe. Das ist genau dasselbe Prinzip wie beim Prandtl'schen Staurohr. (Abb. 2.)

Sie sehen hier einen Ausschnitt aus Versuchen, die in letzter Zeit mit dieser Schraube gemacht worden sind. Ich habe sie vorsichtshalber gleich in zwei Exemplaren herstellen lassen, von denen das zweite sehr gut war. Wir haben es sehr sorgfältig aufgemessen; die Zahlen machen Anspruch auf große Genauigkeit. Ich habe zunächst auf Grund der Göttinger Versuchsergebnisse eine Gleitzahl von 0,020 angenommen und damit den Solls Schub berechnet. Sie sehen den Verlauf der Schubziffer über der Fortschrittsziffer hier aufgetragen. Das ist der Entwurfsbetriebszustand der Schraube.

Die Differenz zwischen Meßschub und Solls Schub beträgt plus 11%. Wenn ich die Schraube nach der Theorie der schwach belasteten Schraube entworfen hätte, würde ich ungefähr 15% zu wenig Schub haben. Jetzt bin ich nach der anderen Seite über das Ziel hinausgeschossen. Die Wirklichkeit ist zwischen zwei theoretisch bekannten Grenzen eingeschlossen.

Das gleiche gilt für die Wirkungsgrade. Der obere Wert ist ausgehend vom Meßschub gerechnet nach der Theorie der schwach belasteten Schrauben, der untere nach dem Versuch, die Theorie etwas genauer auszugestalten. Beide Werte schließen zwischen sich den wirklich gemessenen Wirkungsgrad ein. Ich möchte dabei unterstreichen, was besonders die Luftfahrttechniker interessiert, daß die Spanne hier ungewöhnlich groß ist; denn ich habe hier einen hohen Steigungsgrad. Die Flugtechniker können in allen praktischen Fällen mit der Theorie arbeiten. (Abb. 3.)

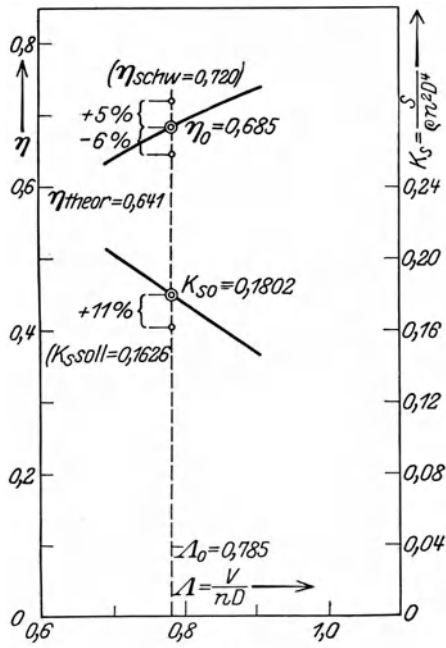


Abb. 2.

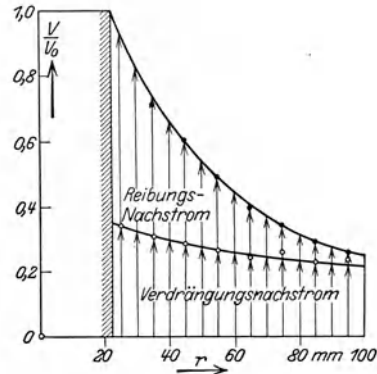


Abb. 3.

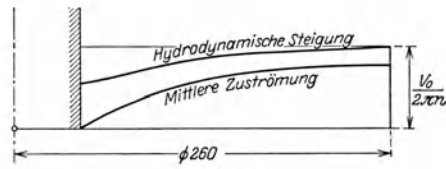


Abb. 4.

Herr Professor Horn hat schon hervorgehoben, daß diese Studien an der freifahrenden Schraube zunächst rein wissenschaftliches Interesse haben. Die Praxis verlangt aber etwas Realeres; sie verlangt auch Anweisungen, wie man im gegebenen Fall, wenn man eine Schraube hinter dem Schiff anbringt, arbeiten soll. Ich will gleich sagen, daß die Freifahrtschrauben als Seitenschrauben sicher sehr gut sind und daß man die Einflüsse des Reibungsnachstromes nur sehr wenig zu berücksichtigen braucht. Man muß aber dann immer noch fragen, ob nicht bei Seitenschrauben andere Einflüsse wie etwa Eintrittsdrall vorhanden sind. — Die Ideen für das Problem der Mittelschraube sind sämtlich schon bekannt, so vor allem die Kempfsche Idee der Nachstromschraube (HSVA Sonderbericht 1923), wonach man den Flügel an jeder Stelle den vorliegenden Strömungsverhältnissen anpaßt, ferner eine Überlegung, die von Fresenius (Schiffbau 1921) angestellt ist und die sich auch bei Thoma in einem Aufsatz über Strahltheorie (ZFM 1925) findet, nämlich daß sich der gesamte Nachstrom aus einem Reibungsnachstrom und einem Verdrängungsnachstrom zusammensetzt, und daß weiter der Verdrängungsnachstrom dem Sog wesentlich proportional ist. Sie wissen, daß der Reibungsnachstrom ausgenutzt werden kann, während der Verdrängungsnachstrom schädlich ist. Ganz exakt ist die Methode nicht, nach der ich die Trennung der Nachstromanteile vorgenommen habe, aber sie gibt praktisch ausreichende Anhaltspunkte. Ich habe zunächst das Schiff vorwärtsfahren lassen und den Nachstrom gemessen. (Die oberen schwarzen Punkte.) Dann habe ich das Schiff rückwärtsfahren lassen und den Vorstrom an derselben Stelle gemessen: er ist vollkommen frei von Reibungseinflüssen, also reiner Verdrängungsnachstrom mit umgekehrtem Vorzeichen. Das Zusammenwirken der vorgenannten Gesichtspunkte im Hinblick auf den Vortriebsgütegrad der Gesamtanordnung „Schiff plus Schraube“ drückt sich mathematisch in Form einer Optimumbedingung aus, deren Ergebnis Sie im nächsten Bilde sehen. (Abb. 4.)

Sie sehen eine Abnahme der hydrodynamischen Steigung nach der Nabe zu. Der Charakter der Freifahrtschraube und der Nachstromschraube ist also vollkommen verschieden.

Nachstromschraube HSVA-Hbd. [(Prop. 376), für Einschrauber Mod. Nr. 356].

$$A_0 = \frac{v_0}{nD} = 0,679, \quad A_m = \frac{v_m}{nD} = 0,448. \quad n = 7,6, \quad D = 0,260, \quad \varepsilon_m = 0,0375, \quad z = 4.$$

	Messung	Rechnung	Fehler in Proz.
Leistungsziffer $K_i = \frac{N}{\rho n^3 D^5} \dots\dots$	0,0709	0,0720	+2
Schubziffer $K_s = \frac{S}{\rho n^2 D^4} \dots\dots$	0,0970	0,1031	+6
Soggrad $\varrho_0 = \frac{W_0}{W} \dots\dots$	0,780	0,788	+1
Schraubenwirkungsgrad $\eta = \frac{S v_m}{N} \dots$	0,613	0,641	+5
Vortriebsgütegrad $\varrho_{ges} = \frac{W_0 v_0}{N} \dots\dots$	0,724	0,765	+6

Abb. 5.

Ich habe einen ganz konkreten Fall genommen. Ich habe ein außerordentlich großes Einschraubermodell gehabt, Schraubendurchmesser 260 mm. Bei einem Vergleich mit einer normalen Schraube, die sich in den Flügeln etwas breiter ergibt, erscheint meine Schraube allerdings immer noch etwas benachteiligt, weil die Reynoldsen Zahlen im Modellversuch klein waren. Ich zeige Ihnen hier eine Zusammenstellung der vorausgerechneten mit den gemessenen Werten.

Ich habe alles etwas überschätzt. Das ist kein Wunder; denn ich habe nicht ein achsensymmetrisches Problem vor mir, sondern eine ganz ungleichförmige Zuströmung und daher auch Ungleichförmigkeitsverluste. Betrachten Sie bitte die einzelnen Komponenten, die für den Vortriebsgütegrad maßgeblich sind — der Soggrad, für dessen Abschätzung Thoma verantwortlich ist, stimmt bis auf 1%, und der Schraubenwirkungsgrad, für den ich verantwortlich bin, ist bloß um 5% ungenau. Der Praktiker wird sagen: was nützt das mir? denn der Vortriebsgütegrad ist noch mit 6% überschätzt. Zum Trost möchte ich aber sagen: wir haben eine Schraube zum selben Modell in Auftrag gehabt, die allerdings keinen ganz exakten Vergleich ermöglicht; sie war nicht vom Konstrukteur als Vergleichsschraube gedacht. Gegenüber dieser Schraube konnte ich einen Vortriebswirkungsgrad feststellen, der noch 7 Relativprozent höher ist. Also ist eine Spanne von 13 Relativprozent zwischen der bisherigen normalen und der idealen Schraube vorhanden. Hier ist demnach noch allerhand zu holen.

Nun zur Frage des Schnellläufers: soll man wirklich in der Minimumbedingung die Summe aller Verluste berücksichtigen? Nach meiner Meinung ist das praktisch niemals nötig, selbst bei einem Schnellläufer nicht; denn die Ungenauigkeit, die man begeht, wenn man den Weg Bienens verfolgt, ist so groß, daß bei der Nachrechnung die Schrauben nach der Betzschen Minimumberechnung besser erscheinen können als nach der Bienenschen Berechnung.

Zur Frage der Kavitation möchte ich an das zweite Bild, das Herr Professor Betz zeigte, erinnern. Sie sahen daran, daß an der Spitze des dünnen Flügels bei großem Anstellwinkel der Kavitationsraum nach vorn über die Eintrittskante hinausreicht und einen kleinen Krümmungsradius aufweist. Ebenso muß dann aber auch das richtige Kavitationsprofil aussehen.

Sie sehen hier die ideale Form der Eintrittskante. Ich würde vorschlagen, wenn Sie ein Kavitationsprofil entwerfen müssen, darauf Wert zu legen, daß die Mittellinie kreisbogenförmig ist, und an den üblichen Profilen nur die Eintrittskante durch schwache Abrundung so zu ändern, wie es Ihnen das erwähnte Lichtbild der Kavitationserscheinung zeigte. (Lebhafter Beifall.)

Herr W. Helling, Mitinhaber der Fa. Theodor Zeise, Altona-Ottensen:

Meine Herren! Als Herr Prof. Föttinger vor 8 Jahren an dieser Stelle seinen bedeutenden Vortrag über Propeller hielt, wirkten seine Erklärungen wie eine Offenbarung. Endlich einmal wurde ein Versuch einer dreidimensionalen Theorie mit endlicher Flügelzahl gewagt, die einen hohen Grad von Anschauung hatte. — Welch Schauspiel! Aber ach, ein Schauspiel nur! Denn sofort erhob sich die Frage, wie soll es möglich sein, diese komplizierten Vorgänge in eine rechnerische Form zu bringen, die dem Konstrukteur Nutzen bringt?

Da kam uns in unserer Verlegenheit die Aerodynamik zu Hilfe, die mit Hilfe der Göttinger Profilversuche eine rechnerische Durchbildung der Theorie möglich erscheinen ließ. Der Durchführung dieser wissenschaftlich unbedingt notwendigen Aufgabe hat sich Herr Dr. Horn unterzogen und das Resultat seiner umfangreichen Arbeit uns heute unterbreitet. Ich bin erfreut, daß diese Aufgabe Herrn Dr. Horn zugefallen ist; denn aus dem ganzen Vortrage spricht jener streng wissenschaftliche Geist, der eine Kritik von anderer Seite fast überflüssig macht. Dieser sachliche kritische Geist ist ein Vorzug des Redners, aber seine strengen, sachlichen Darlegungen haben zugleich auch den Beweis erbracht, daß auch diese Theorie sich von der Wirklichkeit entfernt. Besonders die vielen, tatsächlich nicht zutreffenden Voraussetzungen, die nötig sind, um überhaupt Grund und Boden zu fassen, habe ich hier im Auge. Sie sind

nicht ein besonderer Mangel dieser Theorie, sondern ein allgemeiner Mangel jeder Propellertheorie, da am Propeller selbst exakte Beobachtungen und Messungen von Einzelheiten fast ausgeschlossen sind. Die meisten der sogenannten Theorien sind daher in Wirklichkeit gar keine Propellertheorien, sondern im besten Falle Analogien, welche unsere Vorstellung von den Vorgängen im Propeller zwar klären, die aber als Unterlage für exakte Berechnung nicht dienen können.

Von diesem Gesichtspunkte aus ist meiner Ansicht nach auch der Einfluß der Aerodynamik auf die Propellertechnik zu bewerten. Es ist unumwunden zuzugeben, daß die Erkenntnisse dieser neuen Wissenschaft und insbesondere die Göttinger Forschungsergebnisse unsere Anschauungen vom Wesen der Wasserbewegung im Propeller wesentlich befruchtet und vertieft haben. Es besteht aber immer die Gefahr, daß man in der Freude über eine Bereicherung des Wissens das Neue überschätzt und ältere Erkenntnisse vernachlässigt, und aus diesem Grunde möchte ich hier eindringlich darauf hinweisen, daß auch die Tragflügeltheorie nur eine Analogie ist, und daß ein Tragflügel und ein Propellerflügel trotz mancher Ähnlichkeiten zwei recht verschiedene Dinge sind.

Der Propeller ist für die Theoretiker ein unbequemes Objekt. Für die eine Anschauungsweise hat er zuviel und für die andere zu wenig Flügel. Bei der Tragflügelanalogie muß man eigentlich von der Annahme eines einzigen Flügels ausgehen und die Annahme unendlich vieler Flügel mit Zirkulation um jeden einzelnen, ohne Radialströmungen, die Herr Dr. Horn machen muß, ist eine derartige mathematische Abstraktion, daß ein physisches, konkretes Vorstellungsbild, wie es Herr Dr. Föttinger anstrebte, völlig fehlt. Interessant ist auch ein Vergleich mit dem Turbinenbau, und ich glaube, daß diese theoretische Unbequemlichkeit die Entwicklung der Kaplan-Turbine um viele Jahre verzögert hat. Erst die Kenntnis des Tragflügels konnte die Einführung einer kleinen Flügelzahl im Turbinenbau bewirken. Der lange vorher bekannte Schiffspropeller mit 2—4 Flügeln, der im Grunde der Turbine viel verwandter ist, konnte diesen Einfluß nicht haben, und zwar meiner Ansicht nach aus dem Grunde, weil der Mangel an theoretischen Kenntnissen über die Vorgänge im Propeller abschrecken mußte. Umgekehrt kann man aber den Propeller von beiden Seiten, sowohl vom Turbinen- als auch vom Tragflügelstandpunkt aus behandeln, die beide dem Experiment und der Theorie zugänglicher sind als der Propeller, und da findet man, daß die äußerste Spitze des Flügels, die von den benachbarten Flügeln fast unbeeinflusst ist, sich mit den Tragflügeln vergleichen läßt, während für die Teile an der Nabe das Bild der Turbine besser paßt, gerade aber in den wirksamsten Teilen trifft keine der beiden Analogien zu; selbst der Vergleich mit einem Doppeldecker oder gar mit einem Mehrdecker mit gestaffelter Flächenanordnung ergibt kein richtiges Bild. Vor allen Dingen fehlt in der Theorie der Drall, der eine Folge der Rotation ist. Diese Rotation bedingt, daß hinter dem Propeller ganz andere Druck- und Geschwindigkeitsverhältnisse auftreten müssen als hinter dem Tragflügel; denn hinter dem Tragflügel gehen die Stromlinien bald wieder in die Richtung über, die sie vor demselben hatten, während sie aus dem Propeller unter einem anderen Winkel austreten. Der rotierende Propellerstrahl hat also ein besonderes Stromliniensystem, das in sich abgeschlossen ist und zu dem umgebenden ruhenden Wasser in einem ganz anderen Verhältnis steht als das durch einen Tragflügel abgeleitete Medium. — Hieraus kann man schließen, daß einerseits die örtlichen Druckmessungen um ein Tragflügelprofil herum nicht einmal dem Charakter nach auf einen Propellerflügel zu übertragen sind und ferner, daß ein Propellerflügelschnitt ein anderes Profil haben muß als ein Tragflügel. Diese Umstände sind für mich der wesentlichste Grund dafür, daß ich die Einführung der Göttinger Druckmessungen in eine Propellertheorie nicht ohne weiteres für zulässig halte.

An konstruktiven Ergebnissen allgemeiner Natur seiner Theorie gibt Herr Dr. Horn besonders folgende Merkmale an:

1. soll in den meisten Fällen die Steigung radial vom Umfang nach der Nabe zu fallen;
2. sollen die Flügel schmal und besonders an der Spitze sehr spitz werden.

Bezüglich des radialen Steigungszuwachses habe ich mit den verschiedensten Anordnungen bei zahl reichen Schiffen im großen meine Erfahrungen gemacht. Theoretisch lassen sich sowohl für einen Steigungszuwachs nach der Nabe zu als auch nach dem Umfang zu eine große Anzahl verschiedenartiger Gründe anführen, so daß ein einzelnes Moment, wie in diesem Falle das Ergebnis der Zirkulationstheorie, ohne Berücksichtigung der Nebenumstände keine Beweiskraft für die eine oder die andere Konstruktion hat. Die Erfahrung muß also entscheiden. Auch diese Erfahrung ergibt widersprechende Resultate, die sich zum Teil durch Prüfung der Nebenumstände erklären lassen. Ich glaube aber aus meinen Erfahrungen mit nach dem Umfange zu wachsender Steigung den Schluß ziehen zu müssen, daß diese Anordnung greifbare Vorteile nicht gebracht hat; in mehreren Fällen hatte ich dagegen ausgesprochen schlechte Resultate. Im übrigen betrachte ich das Problem des radialen Steigungszuwachses auch heute noch nicht als gelöst; nur steht fest, daß der Einfluß desselben nicht groß ist. Ferner ist zu bemerken, daß eine Schraube mit nach der Nabe zu fallender Steigung ungünstig in der Festigkeit und etwas teurer in der Herstellung ist. Macht man außerdem die Flügel noch wesentlich leichter als üblich, wie Herr Dr. Horn es vorschlägt, so erhält man wesentlich geringere Widerstandsmomente. Trübe Erfahrungen mit Flügelbrüchen derartiger Konstruktionen, welche tatsächlich vorliegen, werden mich davon abhalten, hier den Vorschlägen des Redners zu folgen.

Der Berechnung der günstigsten Flügelbreite nach der Tragflügeltheorie liegen ebenso wie der des Steigungsverlaufes nur rein theoretische Annahmen zugrunde. Ich glaube daher, daß diese Rechnungsgrundlage schon für die freifahrende Schraube ziemlich problematisch ist, zumal schon die Berechnung des günstigsten Durchmessers auf dieser Grundlage nach Angabe des Redners keine brauchbaren Werte liefert. Für die Schraube hinter dem Schiff ist diese Berechnung offenbar falsch. Der starke Wechsel des Nachstromes bedingt auch einen sehr starken Wechsel des Druckes, dem ein Flügel besonders an der Spitze unterworfen ist. Er wird daher in den Momenten seiner stärksten Belastung einem viel größeren spezifischen Druck unterliegen, als angenommen wurde, und mit einem viel größeren Anstellwinkel arbeiten. Aus diesem Grunde sind die Flächen, die sich aus der Theorie ergeben, meiner Ansicht nach zu klein, und dies ist wohl der Grund, warum ein großer Teil des Gewinnes bei freifahrender Schraube hinter dem

Schiff wieder verlorengeht. Ein weiterer Zuschlag zur Fläche wird erforderlich, wenn man Rücksicht auf die Betriebsbedingungen, wie Seegang, Gegenwind, Manövrieren, Rückwärtsfahren, Tauchung usw. nimmt. Tatsächlich hat die Praxis auch größere Flächen herausgebildet, und ich würde diese nie aufgeben, nur weil die Tragflügeltheorie auf kleinere Flächen führt. Bei dem Schnelldampfer „Columbus“ hat bekanntlich eine Vergrößerung der Flächen eine wesentliche Verbesserung gebracht. Von der Dimensionierung der Fläche bei Kavitation habe ich bei diesen Betrachtungen noch völlig abgesehen. Selbstverständlich kann man diesen Umständen auch Rechnung tragen, indem man an Stelle der Fläche den Durchmesser vergrößert, vorausgesetzt, daß der Raum im Steven und die Rücksicht auf Kavitation es erlauben. Man erhält dann eine Schraube, die äußerlich der Tragflügelschraube ähnlich wird, da sie auch lange, schmale Flügel hat. Die Berechnung erfolgt aber auf einer anderen Grundlage, da man einen größeren Durchmesser und kleineren Anstellwinkel wählt, als der Theorie mit freifahrender Schraube bzw. gleichförmigem Nachstrom entsprechen würde. Unter Umständen wird diese Konstruktion auch den Rumpfwirkungsgrad günstig beeinflussen.

Ferner möchte ich noch darauf hinweisen, daß eine derartige theoretische Flügelflächenbestimmung für eine geschliffene Bronzeschraube auf größere Flügelbreiten und Durchmesser führen würde als für eine roh gegossene Eisen- oder Stahlschraube, da die Oberflächenreibung und die daraus folgende Beschaffenheit der Grenzschicht eine andere ist. Ein derartiger Unterschied wird aber in der Praxis nicht gemacht, und auch die Theorie ist noch nicht in der Lage, die Wechselwirkung von Zähigkeit des Wassers und Oberflächenbeschaffenheit genau zu erfassen. Dagegen habe ich festgestellt, daß zwischen Profilwölbung und Flügelbreite Beziehungen bestehen, die ich seit Jahren meinen Konstruktionen zugrunde lege. Ferner bestehen Beziehungen zwischen der Profilform und dem Anstellwinkel und in letzterer Beziehung konnte ich aus den Göttinger Profilversuchen eine erfreuliche Bestätigung meiner Erfahrungen mit den Propellern meines Systems entnehmen, bei deren Konstruktion ich das Profil und die Flügelbreite systematisch vom Anstellwinkel abhängig gemacht habe. Die von Herrn Prof. Achenbach erwähnte Beseitigung von Geräuschen bei U-Boot-Propellern ist mir mit Hilfe dieser Profile auch gelungen. (Lebhafter Beifall.)

Herr Dipl.-Ing. Birkner, Köln-Riehl:

Meine Herren! Ich habe nicht die Absicht, Sie durch einen zusätzlichen Vortrag in Anspruch zu nehmen, sondern möchte meine Ausführungen so im Rahmen einer Diskussion halten, wie es der Herr Vorsitzende wünscht. Ich möchte Sie also bitten, sich an einen Punkt des Vortrages des Herrn Prof. Dr. Horn zu erinnern, der den Propeller Nr. 270 bzw. 271 betrifft. Es handelt sich um den Propeller, der sich schlecht in die Reihe der Ausführungen des Herrn Dr. Horn einfügt und dem normalen Propeller unterlegen ist. Diese Tatsache hat m. E. gewisse Gründe, die mich dazu führen, eine Bemerkung zu machen, als Vertreter der Ingenieure, die genötigt sind, auf Grund der theoretischen Darlegungen und ihrer eigenen praktischen konstruktiven Erfahrungen Propeller zu berechnen und zu entwerfen. Ich möchte dabei daran erinnern, daß die Firma Zeise viele Jahre lang einen Steigungsverlauf propagierte, der vom Umfang nach der Nabe zu, zunahm, daß auf der anderen Seite aber namhafte Werften — ich erinnere an die Tecklenborgwerft unter Leitung von Herrn Oberingenieur Schultz — das entgegengesetzte Prinzip verfolgten. Ich weise ferner darauf hin, daß dieses Prinzip, das dem Zeise-Prinzip entgegengesetzt ist, vor ungefähr 3 Jahren in „Werft, Reederei, Hafen“ in einem Aufsatz von Herrn Dr. Kempf auf Grund eingehender Messungen an dem Dampfer „Cairo“ geprüft worden ist. Ich selbst, der ich auch viel mit Propellern zu tun habe, hatte damals gerade einen Propeller für ein ganz ähnliches Frachtschiff, wie es „Cairo“ war, zu entwerfen. Es handelt sich um ein Boot von ca. 80 m Länge, das im übrigen „Las Palmas“ von der Oldenburg-Portugiesischen D. R. ähnelte, ein Fahrzeug mit 800—1000 ind Pferden. Ich habe mich, wie es verständlich ist, an den Verfasser dieses Artikels, Herrn Dr. Kempf gewandt, mit der Bitte, mich bei dem Entwurf des Propellers insofern zu unterstützen, als er mir die Resultate seiner Messungen des Nachstromes übermitteln möchte; dem ist Herr Dr. Kempf in liebenswürdiger Weise nachgekommen. Ich möchte Ihnen kurz sagen, daß das Ergebnis mit diesem damals für einen Hamburger Dampfer gelieferten Propeller außerordentlich günstig war; es bestand nämlich in einer Erhöhung der Geschwindigkeit bei gleicher Maschinenstärke von weniger als 8 auf genau 9 Seemeilen, wodurch die von mir eingegangene Geschwindigkeitsgarantie sogar noch übertroffen wurde. Ich möchte noch kurz erwähnen, daß ich den Steigungszuwachs nicht linear vornehme, sondern in bequemerer Herstellungsweise nach einer Kegelschnittskurve unter Verwendung nur eines Steigungsdreiecks, indem ich entgegen dem Zeise-Prinzip die Schablonierspindel nach der anderen Seite exzentrisch anordne, so daß eine Zunahme der Steigung nach der Spitze zu erfolgt. Es ist interessant, daß die auf S. 388 des gedruckten Vortrags von Prof. Dr. Horn angegebenen Werte für den Propeller Nr. 270 den Werten sehr ähnlich sind, die ich seinerzeit ausgeführt habe, speziell auch, was die Steigungszunahme betrifft. Ich will Ihnen die paar Zahlen eben vorlesen. Der Propeller Nr. 270 und 271 hatte 4,250 m, der von mir ausgeführte 4,260 m Durchmesser. Notabene liegt diese Ausführung etwa $1\frac{1}{2}$ Jahre zurück. Die Steigung, die für den Propeller Nr. 271 4,619 m im Mittel beträgt und von 4,1 bis zu 5 m wächst, habe ich ganz ähnlich mit einer Zunahme von 3,5 auf ca. 5 m ausgeführt, die Fläche ist unter Berücksichtigung der verschiedenen Maschinenstärke mit 5,4 qm fast genau der des Propellers 270 entsprechend, während der Propeller 271 — also der Tragflügelpropeller — nur 3,504 qm Fläche hat. In der Bemessung der Fläche ist m. E. der Grund für den Erfolg dieses Nachstrompropellers sowie für die Überlegenheit des Propellers Nr. 270 über Nr. 271 zu suchen.

Nachdem bis jetzt vorwiegend Theoretiker zu dieser gewiß sehr interessanten Frage gesprochen haben, bin ich dankbar, daß mir Gelegenheit gegeben ist, vom Standpunkt des mit dem Propellerbau täglich beschäftigten Praktikers eine kurze Bemerkung hier machen zu dürfen. Besonders drängte es mich, Herrn Dr. Kempf auch von dieser Stelle aus nochmals meinen verbindlichsten Dank abzustatten. (Lebhafter Beifall.)

Herr Professor Dr.-Ing. Flügel, Danzig-Langfuhr:

Meine Herren! Die ebenso bedeutungsvollen wie umfangreichen Ausführungen von Herrn Professor Horn werden meiner Überzeugung nach, wie es bei Luftpropellern bereits üblich ist, auch für den Entwurf von Wasserpropellern einen neuen Weg anbahnen. Ich halte es jedenfalls für ausgeschlossen, daß die theoretische Durchdringung und die praktische Beherrschung der Strömungsvorgänge an Propellern auf einem anderen Weg erreicht werden kann, als ausgehend von der Tragflügeltheorie. Diejenigen Propellerkonstrukteure, die nicht dauernd in der Empirie stecken bleiben wollen, werden sich also mit dieser Theorie näher befassen müssen. In Erkenntnis der Wichtigkeit der Tragflügeltheorie für die Propellerkonstruktion habe ich mich in den letzten Jahren mit dieser Frage eingehend beschäftigt und auch in meinen Vorlesungen diesen Weg für den Entwurf von Propellern besprochen. Ich möchte mir nun erlauben, einige ergänzende Bemerkungen zu den Ausführungen von Herrn Kollegen Horn zu machen.

Die Grundlage für die Anwendung der vom Herrn Vortragenden benutzten Methode bildet die Kenntnis der Kraftbeiwerte ζ_a und ζ_w . Ich habe nach Durchprüfung einer großen Zahl von Göttinger und andern Profilmessungen ähnlich wie Herr Horn feststellen können, daß sich die praktisch brauchbaren Profile unschwer unter einen Hut bringen lassen. Da über die für Schiffspropeller in Betracht kommenden Profile bis jetzt nur recht dürftige Meßergebnisse vorliegen, während die Mannigfaltigkeit der Profilverformen schon allein infolge des Einflusses der variablen Blattdicke außerordentlich groß ist, dürfte dieser Feststellung ein praktisch recht erheblicher Wert beizumessen sein. Demnach hat sich zunächst für den Auftriebsbeiwert ζ_a bei unendlichem Seitenverhältnis im praktisch brauchbaren Bereich die Beziehung ergeben:

$$\zeta_a = 5,4 \cdot \sin \alpha_{10} = \approx 5,4 \cdot \alpha_{10},$$

während Herr Horn den wenig verschiedenen Wert 5,17 (s. Gl. 31) an Stelle von 5,4 angibt¹⁾. Dabei ist in vorstehender Beziehung der wahre Anstellwinkel α_{10} von der „Nullrichtung“ aus zu messen, d. h. von jener Anblaserichtung aus, bei welcher sich kein Auftrieb ergibt. Zur Bestimmung dieser Nullrichtung gibt der Herr Vortragende die Beziehung an (Gl. 32): $\gamma = 0,027 + 0,66 \cdot \frac{s}{l}$, während ich

nach Durchprüfung einer großen Anzahl von Profilen festgestellt habe, daß diese Richtung recht gut bei allen in Betracht kommenden Profilen der Verbindungslinie des Endpunktes der scharfen Abströmkannte mit dem Schwerpunkt des Profilquerschnittes entspricht. Der letztere Weg zur Ermittlung der Nullrichtung dürfte wohl der von Herrn Horn angegebenen Gleichung vorzuziehen sein, da sich nach ihr bei gleichem s und l stets das gleiche γ unabhängig von der Lage der größten Blattdicke s ergeben würde, was jedoch offenbar in Wirklichkeit nicht zutreffen kann; auch würde im Grenzfall der ebenen Platte mit $s = 0$ nach jener Gleichung $\gamma = 0,027$ werden, während in Wirklichkeit natürlich $\gamma = 0$ ist. Es muß noch erwähnt werden, daß beim Auftriebsbeiwert ζ_a unangenehmerweise die größten Abweichungen von der vorstehenden einfachen Gesetzmäßigkeit sich gerade bei den für Propeller in Betracht kommenden Profilen mit zugeschärftem Kopf zeigten. Da aber das bis jetzt veröffentlichte diesbezügliche Versuchsmaterial sehr spärlich ist und zum Teil auch nicht ganz zuverlässig erscheint, soll es die erste Aufgabe sein, hierüber eingehende Versuche anzustellen, sobald der Versuchskanal der Danziger Hochschule fertiggestellt sein wird, dessen Ausbau zur Zeit seiner Vollendung entgegengeht. — Für den Kraftbeiwert des reinen Profilverformstandes, der im praktischen Verwendungsbereich sich nur wenig ändert, ist im allgemeinen im Minimum $\zeta_p = 0,02$ zu setzen. Beim Auftriebsbeiwert ζ_a ist noch wohl zu beachten, daß er durch Abstand und Neigung benachbarter Flügel beeinflusst wird und erst oberhalb einer gewissen Grenze gleich dem Wert ζ_a für den Einzelflügel im unbegrenzten Strom gesetzt werden darf, während er unter jener Grenze mehr und mehr abfällt²⁾.

Des weiteren möchte ich noch Einiges über die wichtigsten Grenzfälle für den Entwurf von Propellern hervorheben, die Herr Horn zum Teil bereits erwähnt hat. Dabei ist die auch von ihm gemachte Feststellung wichtig, daß der maximale Unterdruck Δp_s auf der Saugseite eines Flügels zum mittleren Drucksprung $\Delta p_s = \zeta_a \cdot \frac{\gamma}{2g} \cdot w^2$ zwischen Druck- und Saugseite in einem praktisch nahezu festen Verhältnis steht, und zwar habe ich meinen Hörern auf Grund verschiedener Druckmessungen die Beziehung angegeben:

$$\Delta p_s = (1,3 - 1,6) \cdot \Delta p.$$

Im 1. Grenzfall kann ein Propeller nach dem Gesichtspunkt des höchst erreichbaren Wirkungsgrades bei gegebener Profilform entworfen werden, d. h. es soll an allen Flügelschnitten das günstigste Gleitverhältnis ε bestehen. Dann zeigt eine einfache Näherungsrechnung³⁾, daß die Steigung H sich längs eines Flügels nach dem Gesetz:

$$H = \infty k_1 + k_2 \cdot r$$

ändert (wo k_1 und k_2 Konstante, r der Achsenabstand), also nach außen zu wächst, während für den mittleren Drucksprung Δp zwischen Saug- und Druckseite (und ähnlich daher für den maximalen Unterdruck Δp_s) die Beziehung gilt:

$$\Delta p = \infty k \cdot r^2.$$

¹⁾ Auch für die Momentenbeiwerte läßt sich bei den praktisch brauchbaren Tragflügelprofilen eine ähnliche allgemeine Beziehung aufstellen, worüber noch in anderem Zusammenhang berichtet werden soll.

²⁾ Nähere Mitteilungen hierüber werden an anderer Stelle erfolgen. Vgl. auch Eck: „Wasserkraftmaschinen in Forschung und Theorie“. Zeitschr. f. techn. Physik 1926, S. 18.

³⁾ Vgl. Anmerkung am Schluß.

Der zweite wichtige Grenzfall ist der, einen Propeller nach dem Gesichtspunkt der größten Kavitations-sicherheit zu entwerfen. Da der niedrigste Druck auf der Saugseite:

$$p_{\min} = p - \Delta p_s,$$

ist, wobei der mittlere Druck p im Arbeitsraum genügend genau entsprechend der Tieflage des Propellers in ruhendem Wasser eingesetzt werden darf, so muß offenbar beim kavitationssichersten Propeller $p_{\min} = \text{konst.}$ auf der ganzen Flügellänge sein, wodurch nach obigem auch

$$\Delta p = \text{konst.}$$

bedingt wird. Dann ändert sich die Schraubensteigung nach dem Gesetz:

$$H = \infty k_1 + \frac{k_2}{r},$$

sie sinkt also gegen die Flügelspitzen zu.

Den 3. Grenzfall bildet der Propeller mit radial unveränderlicher Steigung. In diesem Fall gilt für den mittleren Drucksprung zwischen Saug- und Druckseite (also auch für Δp_s) das Gesetz:

$$\Delta p = \infty k \cdot r.$$

Man erkennt also, daß ein solcher Propeller ein Zwischenfall zwischen den beiden ersten Grenzfällen ist, also einen bei Schiffpropellern recht glücklichen Kompromiß zwischen den Absichten, einerseits höchsten Wirkungsgrad, andererseits höchste Kavitationssicherheit zu erreichen, darstellt und somit verständlich wird, warum sich beim Schiffsantrieb die Schraube mit konstanter Steigung so gut bewährt hat. Im übrigen ist ersichtlich, in wie einfacher Weise durch die Tragflügeltheorie Klarheit in das bis heute andauernde und auch von einem der Herren Diskussionsredner berührte Durcheinander von Meinungen und Beobachtungen gebracht wird, ob ein Propeller mit nach außen wachsender Steigung besser oder schlechter als ein solcher mit konstanter Steigung sei, und ähnlich beim Propeller mit nach außen abnehmender Steigung. Man erkennt jetzt: Wo man vom Kavitationsbereich genügend entfernt ist, wird der Propeller mit nach außen wachsender Steigung, bei Kavitationsgefahr jedoch der Propeller mit nach außen abnehmender Steigung am Platze sein.

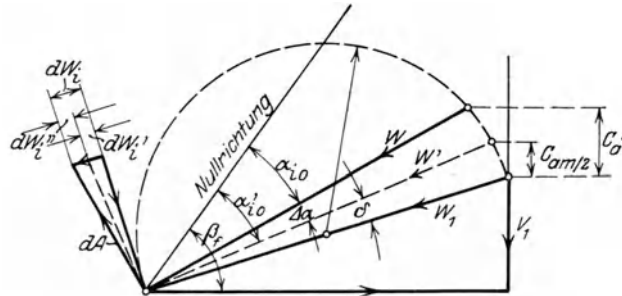


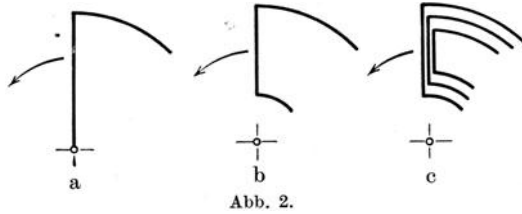
Abb. 1.

Schließlich möchte ich noch auf eine grundsätzliche Frage hinweisen, in der meines Erachtens im wesentlichen auch die Begründung für den Abfall von Schub und Wirkungsgrad bei den von Herrn Prof. Horn geprüften Propellern gegenüber der Vorausberechnung mit enthalten ist. Zunächst sind, wie dies auch vom Herrn Vortragenden in sehr klarer Weise geschehen ist, grundsätzlich zu unterscheiden: Propeller, bei welchen längs den Flügeln keine der Hauptströmung überlagerte, abwechselnd nach innen und außen gerichtete radiale Querströmung auftreten und solche, bei welchen dies der Fall ist. Der 1. Fall würde beim Propeller mit unendlich vielen, unendlich schmalen Flügeln vorliegen, bei dem stets achsensymmetrischer Strömungszustand herrscht und in der Propellerebene der Zuwachs der Axial- und Umfangsgeschwindigkeit, abgesehen vom Einfluß der Strahlkontraktion, stets die Hälfte des endgültigen Zuwachses im Schraubenstrahl ist. Der Auftrieb dA am Schraubenelement läßt sich dann entsprechend der Abb. 3 des Herrn Vortragenden in eine Komponente senkrecht zur scheinbaren Anströmrichtung w_1 und in den „induzierten Widerstand“ dW_1 in Richtung von w_1 zerlegen. Anders liegen jedoch die Verhältnisse beim Propeller mit endlicher Flügelzahl, bei welchem durch die längs der ganzen Flügelhinterkante abgehenden Wirbelfransen stets radiale Querströmungen verursacht und zugleich an jedem Propellerblatt, ähnlich wie beim Einzeltragflügel, zusätzliche Geschwindigkeiten quer zur Wirbelfläche induziert werden, die den wahren Anstellwinkel α_{10} gegenüber dem Anstellwinkel α'_{10} bei querströmungsfreiem Propeller um $\Delta\alpha$ verkleinern (Abb. 1) und die wahre Anblaserichtung von w' nach w ändern. Wird jetzt der zur wahren Anblaserichtung senkrechte Auftrieb wie vorhin in Komponenten senkrecht und in Richtung von w , zerlegt, so teilt die Senkrechte zu w' den induzierten Widerstand dW_1 in einen Anteil dW_1' , der dem Widerstand beim querströmungsfreien Propeller mit unbegrenzter Flügelzahl bei gleicher Schubleistung entspricht und in einen jetzt neu hinzukommenden Anteil dW_1'' , der genau dem entspricht, was man bei den Tragflügeln als induzierten Widerstand bezeichnet und wie bei diesen durch die abgehenden Wirbelfransen verursacht wird.

In der Propellerebene steht dabei für einen gewissen Achsenabstand die mittlere absolute Axialgeschwindigkeit $\frac{c_{am}}{2}$ zur Axialgeschwindigkeit c'_a am Flügel selbst im Verhältnis κ , für welches Herr

Kollege Horn und andere Autoren die bekannte Prandtl'sche Beziehung ansetzen, durch welche die Betzsche Formel für die günstigste Zirkulationsverteilung für den Fall der endlichen Flügelzahl vervollständigt wird. Hier möchte ich nur auf das eine Bedenken hinweisen, daß die Voraussetzung, unter welcher jene Beziehung gewonnen wurde, nämlich, daß nach innen zu in größerem Abstand von den Spitzen die Zirkulation dauernd oder wenigstens auf eine längere Strecke hin praktisch konstant bleibt, bei Schiffpropellern so mangelhaft erfüllt ist, daß diese Rechnungsweise nach meinem Dafürhalten unter Umständen zu erheblichen Abweichungen von der Wirklichkeit führt. Das Grundschema eines Propeller-

flügels ist jedenfalls nicht der bis an die Achse reichende gebundene radiale Wirbel nach Abb. 2a (da sich dann gegen die Achse hin äußerst schlechte Strömungsverhältnisse einstellen würden), sondern die nach Abb. 2b bereits vorher abbiegende, dem einfachen Hufeisenwirbel verwandte Wirbellinie oder noch richtiger das Bündel von unendlich vielen derartigen Einzelwirbeln verschwindend kleiner Zirkulation nach Abb. 2c. Ein Propellerflügel nach dem Schema 2b bzw. 2c steht aber zum Tragflügel von endlicher Spannweite in viel näherer Verwandtschaft als zu den Tragflügeln von unbegrenzter Breite, für welche die Prandtl'sche Korrektur gewonnen wurde. Es ist daher zu erwarten, daß zur Bestimmung der Induktionswirkungen der Wirbelfransen ähnliche Beziehungen gelten werden wie beim Einzelflügel von endlicher Breite, bei welchem bekanntlich im Falle der günstigsten elliptischen Auftriebsverteilung das Verhältnis der am Flügel induzierten Quergeschwindigkeit zur Anblasegeschwindigkeit, welches gleich der Änderung $\Delta\alpha$ des Anblasewinkels ist, über die ganze Flügellänge konstant bleibt. Ich halte es aus diesem Grunde für richtiger, an Stelle der von Herrn Horn gewählten Rechnungsweise auch für den Propellerflügel bei günstigster Zirkulations- bzw. Schubverteilung, solange keine genaueren Untersuchungen vorliegen, dieses einfache Gesetz $\Delta\alpha = \text{konst.}$ zugrunde zu legen. Die induzierte Winkeländerung $\Delta\alpha$ kann dann ähnlich wie beim Tragflügel nach der Beziehung bestimmt werden:



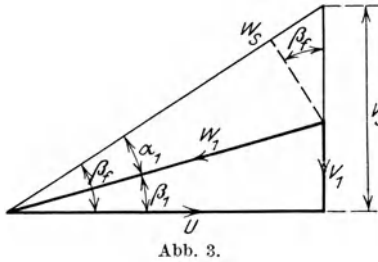
$$\Delta\alpha = \frac{\zeta_a \cdot F}{\pi \cdot b^2},$$

wobei jetzt $b = R - r_0$ (wo $R =$ Spitzenradius, $r_0 =$ Nabenradius) und

$$\zeta_a \cdot F = m \cdot \frac{S}{z \cdot \frac{\gamma}{2g} U^2}$$

zu setzen ist, wenn S den Schraubenschub, z die Flügelzahl, U die Umfangsgeschwindigkeit an den Spitzen und m eine Konstante bezeichnet, die sich nach einer einfachen Näherungsbetrachtung zu $m = \infty 2$ ergibt. Für die „Schubverminderungszahl“ z gilt dann an Stelle der Prandtl'schen Beziehung nach Abb. 1 einfach:

$$z = \infty \frac{\delta}{\delta + \Delta\alpha}.$$



Unterschreitet der Abstand benachbarter Flügel eine gewisse Grenze, so muß noch eine Korrektur vorgenommen werden, ähnlich wie dies vorhin bezüglich des Auftriebsbeiwertes ζ_a angedeutet wurde. Wird die Induktionswirkung der Wirbelfransen rechnermäßig zu gering gewertet, was meines Erachtens bei Benützung des Prandtl'schen Korrekturwertes z leicht eintritt, so ist notwendigerweise Schub, Leistungsaufnahme und Wirkungsgrad in Wirklichkeit kleiner und stellt sich der maximale Wirkungsgrad bei niedrigerem Fortschrittsgrad ein als nach der Berechnung.

Auch bezüglich der Betz-Prandtl'schen Beziehung für die günstigste Zirkulations- bzw. Schubverteilung könnten verschiedene Bedenken geltend gemacht werden. Der Charakter der wirklichen günstigsten Schubverteilungskurve muß aber natürlich diesem Gesetz ungefähr entsprechen, d. h. die Kurve muß gegen die Spitzen auf Null abfallen und auch gegen die Nabe hin sinken, zwar nicht notwendigerweise auf Null, aber jedenfalls wegen der durch die großen Blattdicken bedingten schlechten Profilformen auf wesentlich niedrigere Werte, als sie der Betz'schen Formel entsprechen würden. Da zur Zeit die genaue rechnerische Bestimmung der günstigsten Schubverteilungskurve noch fehlt, jedoch ihr Charakter genügend bekannt ist und bei Optimalverhältnissen bekanntlich allgemein geringere Abweichungen von den Idealbedingungen kaum von merklichem Einfluß auf die Güte der Wirkung sind, so halte ich es für überflüssig, bei der praktischen Propellerberechnung von mehr oder weniger komplizierten Schubverteilungsformeln u. dgl. auszugehen. Vielmehr scheint es mir am zweckmäßigsten, zunächst unter Annahme gleichmäßiger Axialbeschleunigung die Schubgerade I nach Abb. 3 zu bestimmen und dann einfach nach den genannten Grundsätzen die wirkliche Schubverteilungslinie II so zu ziehen, daß sie die gleiche Fläche wie I abgrenzt. Die Bestimmung der Flügelprofile kann dann unmittelbar einsetzen.

Ich beabsichtige an anderer Stelle Gelegenheit zu nehmen, auf die hier zum Teil nur kurz berührten Umstände sowie auf einige andere, hier noch nicht behandelte Einflüsse, wie die Strahlkontraktion und die Neigung der Propellerflügel gegen die Achse, noch näher einzugehen. Man darf jedenfalls erwarten, daß bei Berücksichtigung aller dieser Umstände nicht nur eine gesteigerte Treffsicherheit bei der Berechnung von Propellern auf dieser Grundlage erreicht wird, sondern daß gleichzeitig auch der Wirkungsgrad auf das erreichbare Höchstmaß getrieben werden kann. (Lebhafter Beifall.)

Anmerkung: Für den mittleren Drucksprung zwischen Saug- und Druckseite gilt die Beziehung:

$$\Delta p = \zeta_a \cdot \frac{\gamma}{2g} w^2.$$

Zunächst kann $\zeta_a = k \cdot \sin\alpha$ und $w^2 \cdot \sin\alpha = \infty k \cdot w_1^2 \cdot \sin\alpha_1$ gesetzt werden, wo α und α_1 die Anstellwinkel entsprechend den Richtungen von w und w_1 sind und durch k allgemein Proportionalitätskonstanten bezeichnet werden sollen, die natürlich unter sich verschieden sind. Da ferner nach Abb. 4:

$$w_1 \cdot \sin\delta = (v_s - v_1) \cdot \cos\beta_r = (v_s - v_1) \cdot \frac{u}{w_s}$$

ist, wenn $\beta_1 = \beta_1 + \alpha_2$ die Flügelneigung bezeichnet, wobei

$$\operatorname{tg} \beta_f = \frac{v_s}{u} = \frac{H}{2\pi \cdot r}$$

(H die Schraubensteigung), so ergibt sich nach Einführung aller dieser Beziehungen in die 1. Gleichung:

$$\Delta p = \infty k \frac{w_1}{w_s} \cdot (v_s - v_1) \cdot u.$$

Mit $w_1/w_s = \infty k$ sowie $v_1 = k$, ferner $w = \infty k \cdot r$ und $u = k \cdot r$, findet man schließlich:

$$\Delta p = \infty k \cdot \zeta_a \cdot r^2 = \infty k' (H - k'') \cdot r.$$

Wird nun nach dem 1. Grenzfall überall das günstigste Gleitverhältnis ε eingehalten, so entspricht dem bei gegebener Profilform ein gewisser Anstellwinkel α und daher auch ein bestimmter konstanter Auftriebsbeiwert ζ_a , so daß nach der letzten Gleichung die mittlere Druckdifferenz zwischen Saug- und Druckseite sich nach dem Gesetz $\Delta p = \infty k \cdot r^2$ und die Steigung nach der Beziehung $H = \infty k_1 + k_2 \cdot r$ ändert. Beim 2. Grenzfall ist $\Delta p = \text{konst.}$ und daher $H = \infty k_1 + \frac{k_2}{r}$. Im 3. Grenzfall mit $H = \text{konst.}$ ergibt sich $\Delta p = \infty k \cdot r$.

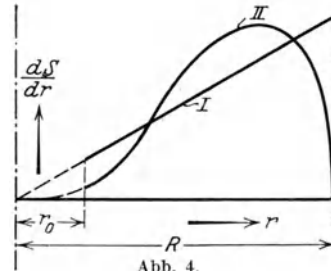


Abb. 4

Herr Dr. Schaffran, Altona:

Meine Herren! Da die Zeit sehr vorgeschritten ist, möchte ich einen großen Teil der Ausführungen, die ich zu machen gedachte, hiermit schon für einen Vortrag anmelden, den ich im nächsten Jahre zu halten beabsichtige, und welcher etwa folgendermaßen lauten soll: „Grenzen der Übertragbarkeit der Ergebnisse systematischer Propellerversuche“. (Bravo!) Darüber, daß die Ergebnisse der systematischen Propellerversuche, die ich in meiner langjährigen Tätigkeit in der Preußischen Versuchsanstalt ausgeführt habe, nicht ein Evangelium bedeuten, dürften wir uns wohl einig sein. Ich glaube auch nicht, daß ein Konstrukteur verlangen wird, daß sie unter allen Umständen eine exakte Lösung des Problems geben. Es dürfte ihm vielmehr vollauf genügen, wenn er eine Richtlinie erhält, nach der er sich auf Grund der von ihm selber gesammelten praktischen Erfahrungen in einem konkreten Falle in verhältnismäßig kurzer Zeit, wie sie ja leider den meisten Konstrukteuren nur zur Verfügung steht, ein klares Bild schaffen kann, um die Antriebsverhältnisse eines Fahrzeuges beurteilen und den richtigen Propeller dimensionieren zu können. Der Haupteinwand, welcher gegen die Ergebnisse der von mir ausgeführten systematischen Propellerversuche erhoben wurde, besteht darin, daß die sog. Kennziffer nicht hoch genug gewesen ist, um eine unmittelbare Übertragbarkeit zu sichern. Als Versuchstechniker ist man natürlich in erster Linie gebunden an den Maßstab, an die zur Verfügung stehenden Mittel und an andere Verhältnisse, welche darauf dringen, nach einer gewissen Zeit die gesamte Arbeit abzuschließen. Soweit das unter den damaligen Verhältnissen möglich war, glaube ich, damit so weit zu Rande gekommen zu sein, mit Ausnahme einiger Sonderfälle, die aber verlangen, daß man die Grenzen der Übertragbarkeit kennzeichnet. — In erster Linie ist das die Kavitation. Im Modellversuch kann man bekanntlich keine Kavitation markieren, weil die Drücke nicht im Ähnlichkeitsverhältnis stehen. — Wir haben im Modellversuch sogar das Gegenteil von dem herausgefunden, was sich in der Praxis bewährt hat. Wenn man z. B. ein Torpedoboot, dessen Schrauben im Kavitationsgebiet arbeiten, im Modellbassin untersuchen will, so ist nicht diejenige Schraube die beste, welche für die Praxis in Frage kommt, sondern eine andere mit kleinerem Durchmesser und höherem Steigungsverhältnis. Ich möchte daher direkt davor warnen, eine mechanische Übertragung der Ergebnisse meiner systematischen Propellerversuche auf alle in der Praxis vorkommenden Fälle vorzunehmen, und will als warnendes Beispiel nur einen Fall anführen, in dem die endgültige Dimensionierung der Schrauben auf Grund der Ergebnisse von Modellversuchen im Bassin vorgenommen wurde. Die Angelegenheit hat heute nur historischen Wert. Es handelt sich um die ehemalige österreichische Marine. Es wurden für 16 Boote Propeller dimensioniert, die auch ungefähr richtig waren. Auf Grund von Versuchen, die in Bremerhaven ausgeführt wurden, wurden die Durchmesser dieser Schrauben wesentlich verringert, weil die Schrauben von geringerem Durchmesser und höherer Steigung im Bassin — ich betone ausdrücklich: „im Bassin“ — bedeutend größere Wirkungsgrade hatten und auch haben mußten, weil Kavitation nicht vorhanden war und bei diesen Belastungsgraden diese die zweckmäßigsten Schrauben waren. — Die Schrauben wurden nach Angabe der Versuchsanstalt dimensioniert, und 32 Schrauben wurden in Auftrag gegeben, welche bei der ersten Probefahrt derartig versagten, daß sie später umgegossen werden mußten. — Die Boote erreichten statt 28 nur 24 Knoten. Nach richtiger Dimensionierung unter Berücksichtigung der Kavitation oder der Anforderungen, welche die Kavitation an sie stellte, kamen die Boote auf 30,5 Knoten, während sie nur für 28 Knoten konstruiert waren. — Diesen Fall möchte ich nur als krasses Beispiel anführen, um die Konstrukteure abzuhalten, rein mechanisch die Ergebnisse systematischer Propellerversuche auf die Praxis zu übertragen. — In jedem Falle ist noch ein geschickter Konstrukteur nötig, um aus den Ergebnissen der von mir durchgeführten Versuche die richtige Schlußfolgerung für die Praxis zu ziehen, und um für einen konkreten Fall den richtigen Propeller dimensionieren zu können. Diese Erfahrungswerte für die Übertragung muß er sich selbst bilden. Die Ergebnisse der Modellversuche sollen ihm nur die Richtlinien geben, um sich von den Fällen, die er kennt, auf andere, die er untersuchen will, zurecht zu finden.

Dem von mir im vorigen Jahre in Altona gegründeten Wissenschaftlich-Technischen Institut für Schiffsantrieb steht das gesamte in über 50jähriger Praxis gesammelte Erfahrungsmaterial der bekannten Propellerfirma Theodor Zeise zur Verfügung, so daß ich in der glücklichen Lage bin, jederzeit an ganzen Serien von Beispielen die Übertragbarkeit der Ergebnisse meiner systematischen Propellerversuche nachzuprüfen und daraus weitere Schlußfolgerungen für die zweckmäßigste Dimensionierung von Schrauben zu ziehen. — Wenn es mir erlaubt sein wird, so hoffe ich, über die Grenzen der erwähnten Übertragbarkeit der Modellpropeller-Versuchsergebnisse auf die Verhältnisse der naturgroßen Schrauben in Ihrem Kreise einen Vortrag zu halten. (Lebhafter Beifall.)

Herr Professor Dr.-Ing. Horn (Schlußwort):

Meine Herren! Mein Vortrag hat den Anstoß zu einer solchen Fülle von Anregungen gegeben, daß Sie es wohl verstehen werden, wenn ich, zumal auch die Zeit sehr vorgeschritten ist, nur kurz auf die Ausführungen der Herren Diskussionsredner eingehen kann; ich bin Ihnen aber für das rege Interesse, das Sie an meinem Vortrag genommen haben, deshalb nicht weniger dankbar.

So danke ich vor allem auch Herrn Professor Foettinger für seine freundlichen Worte, die er meinem Vortrag gewidmet hat. Sehr zu begrüßen ist es, daß er die Gelegenheit ergriffen hat, um die grundlegenden Gedankengänge Lanchesters bezüglich der Strömung um einen Tragflügel in das gebührende Licht zu setzen und deren Rückwirkung auf den Schraubenpropeller zu zeigen, für dessen Erforschung hinsichtlich des Wesens der Strömungsvorgänge dann ja Herr Professor Foettinger selbst weiterbauend die entscheidenden und bahnbrechenden Arbeiten geliefert hat. Besonders interessant und beachtenswert ist sein Hinweis auf die Labilität der Wirbelgebilde im Schraubenstrahl dicht hinter dem Propeller, die zu einer Konzentration der abgehenden Wirbelfäden der Spitzen- und Wurzelzone zu zopfartig zusammengeschlungenen Wirbelsträngen führt.

Bezüglich der Bemerkungen von Herrn Professor Foettinger über die Kavitation möchte ich auf die in dem gedruckten Text meines Vortrages enthaltenen Bemerkungen verweisen, wonach ich selbst den aus Abb. 12 ersichtlichen Profiltyp mit nach vorne verlegter größter Dicke für schnellläufige Schrauben nicht für empfehlenswert halte. Leider habe ich den mündlichen Vortrag infolge der Kürze der zur Verfügung stehenden Zeit auf ein Drittel kürzen müssen, wodurch sehr vieles unter den Tisch gefallen ist, darunter auch dieser Punkt. Der Grund, weshalb ich bei meinen bisherigen Versuchen auch bei den Schnellläufern diesen Profiltyp angewandt habe, ist der, daß nur für diesen Typ, abgesehen von dem Joukowsky-Profil, bisher Messungen der Druckverteilung über die Flügeltiefe vorliegen¹⁾ und ich daher nur bei diesem Typ die Kavitationsverhältnisse genauer erfassen konnte. Nun gibt ja das von mir angegebene Verfahren selbst ein Kriterium dafür, bis zu welchem Grade der Schnellläufigkeit man Profile dieses Typs noch verwenden kann. Bei der von mir beschriebenen Schraube Nr. 257, die trotz ihrer 180 Touren doch erst ein mäßiger Schnellläufer war, konnte man ganz gut trotz dieses Profiltyps unterhalb der Kavitationsgrenze bleiben. Aber verschiedene andere Beispiele, die ich durchgerechnet habe, zeigen, daß bei ausgesprochenen Schnellläufern die Profilformen wesentlich anders aussehen müssen. Insofern hatte ich mir die Anregungen, die Herr Professor Foettinger gegeben hat, schon selbst durchaus zur Nachachtung vorgenommen. — Ebenso stimme ich mit ihm völlig in dem überein, was er über die günstigste, mit dem Schiff zusammenarbeitende Schraube gesagt und schon von jeher mit ebenso großem Nachdruck wie Berechtigung vertreten hat. Ich bin mir wohl bewußt, wie unvollkommen nach dieser Richtung meine Versuche bisher noch gewesen sind. Nur war es, da es sich um eine neue Theorie handelt, deren Anwendbarkeit für die praktische Konstruktion erprobt werden sollte, eben nicht gut anders möglich, als daß der erste Schritt mit der freifahrend günstigsten Schraube getan wurde. Und da es Doppelschraubenschiffe waren, für welche die neuen Schrauben bestimmt waren, und bei welchen bekanntlich bezüglich der grundsätzlichen und quantitativen gegenseitigen Beeinflussung von Schiff und Propeller bisher nur erst sehr wenig Unterlagen vorhanden sind, so blieb eigentlich nichts anderes übrig, als die Schraube, so wie sie sich im Freifahrzustande als günstig erwiesen hatte, auch hinter das Schiff zu setzen.

Etwas anders liegt es — um in diesem Zusammenhang gleich auf eine Frage von Herrn Helmbold zu erwidern — in dem einzigen Falle, in welchem eine Tragflügelschraube hinter einem Einschraubenschiff arbeiten sollte. Hier ist der Grund, weshalb nicht eine dem Nachstrom angepaßte Schraube gewählt worden ist, vor allem aus der historischen Entwicklung heraus zu verstehen. Es war damals nicht möglich, noch weitere Versuche zu machen, und so ist es eben bei dem ersten Schritt, d. i. bei der freifahrend günstigsten Schraube, geblieben.

Herrn Dr. Achenbach möchte ich erwidern, daß die Tragflügelschraube, was Festigkeit anlangt, keineswegs schlechter dasteht, als die normale Schraube. Er hat von einer Beanspruchung von 1000 kg pro qcm gesprochen. Es sind jedoch die Tragflügelschrauben, über die ich berichtet habe, mit einer Zugbeanspruchung von höchstens 350 und einer Druckbeanspruchung bis zu 500 kg pro qcm konstruiert worden. Somit ist die Sicherheit dieser Schrauben trotz ihrer verhältnismäßig kleinen Profilschnitte tatsächlich nicht geringer als die der normalen Schrauben. Sie haben sich etwas leichter bemessen lassen, weil die Wirkung der Zentrifugalkraft bei diesen Schrauben, bei denen außen wegen der geringeren Breiten auch kleinere Massen wirken, entsprechend geringer ist.

Möglich ist es, daß das Argument, das Herr Dr. Achenbach weiter anführte, nämlich, daß die Verdrehung des Propellerblattes zu einer Vergrößerung des Anstellwinkels führt und daher zu einer Verzerrung der Ergebnisse beiträgt, bis zu einem gewissen Grade zutrifft. Immerhin wird doch ein erheblicher Unterschied zwischen einem Luftpropellerflügel, der eine schmale, linealartige Form hat, und dem verhältnismäßig kurzen, gedrungenen Schiffpropellerflügel bestehen. Grundsätzlich muß natürlich ein solcher Einfluß vorhanden sein. Ob er aber quantitativ wirklich ins Gewicht fällt, vermag ich im Augenblick nicht zu sagen.

Den Herren Professor Dr. Betz und Helmbold bin ich für die Anregungen, die sie für die Weiterentwicklung der Theorie gegeben haben, sehr dankbar. Die Ausführungen von Herrn Professor Betz, wonach

¹⁾ Vgl. Ergebnisse der Aerodynamischen Versuchsanstalt zu Göttingen, II. Lieferung.

die infolge der Zentrifugalkraft im Innern des Strahles sich einstellende Druckverminderung in dem Sinne wirkt, das Wasser in diesem Bereich durch die Schraube hindurchzusaugen, und daß dieser Effekt ebenso wie der der Zunahme der Drehenergie infolge der Kontraktion auf Kosten der Axialenergie dahin wirkt, daß die Zuwachsgeschwindigkeiten am Ort der Schraube größer ausfallen als die Hälfte der gesamten Zuwachsgeschwindigkeiten, sind außerordentlich interessant und einleuchtend, und ich glaube durchaus, daß man mit der Verfolgung dieser Gedanken weiterkommt.

Was Herr Helmbold uns über seine neuerlichen Versuche mitgeteilt hat, scheint mir außerordentlich wertvoll zu sein. Insbesondere ist das Problem der gegenseitigen Beeinflussung von Schraube und Schiff, welches mich selbst stets angelegentlich beschäftigt und dessen Lösung mir auch bereits als die einer Minimumaufgabe vorgeschwebt hat, jetzt in einer, wie ich glaube, sehr erfolgversprechenden Weise von Herrn Helmbold angefaßt worden. Auch mich hat die Arbeit von Fresenius, auf dessen Grundgedanken ja auch die Arbeiten von Helmbold zurückgehen, schon seit längerer Zeit sehr interessiert.

Die Zeit drängt. Ich möchte deshalb Herrn Helling nur erwidern, daß es sich bei den Tragflügel-schrauben doch nicht um Erzeugnisse bloßer grauer Theorie handeln kann. Jedenfalls ist es keine Theorie, die in der Luft schwebt, sondern eine solche, welche genügend fest auf dem Boden der Tatsachen steht, um auch dem praktisch schaffenden Ingenieur brauchbare Unterlagen für seine Konstruktionen zu liefern. Ich selbst war ja doch zur Zeit, als diese Schrauben entstanden, alles andere als ein bloßer Wissenschaftler, sondern das, was, wie ich zugebe, vornehmlich aus der Theorie heraus erwuchs, mußte sofort die Feuerprobe der Praxis bestehen. Daß die Theorie an und für sich brauchbar ist, wird zweifellos dadurch erwiesen, daß sie mit großer Treffsicherheit zur Konstruktion von Schrauben sehr hohen Wirkungsgrades geführt hat; und daß diese Schrauben auch für den praktischen Betrieb brauchbar sind, geht daraus hervor, daß sie sich auf den vier Schiffen, auf denen sie eingebaut worden sind, nach allen bisherigen Nachrichten ausgezeichnet bewähren.

Das Beispiel, das Herr Dipl.-Ing. Birkner anführte, ist an und für sich wohl von Interesse, es trägt aber nicht zur Aufklärung der Frage bei, weshalb in dem einen Falle die Wirkung der Tragflügel-schraube etwas hinter der der normalen Schraube zurückblieb. Ich möchte, wie ich schon im Vortrag selbst andeutete, dies darauf zurückführen, daß die Nabe des Tragflügelpropellers bei dem Modell irrtümlicherweise größer ausgefallen war als die des normalen Propellers. Übrigens ist dieser Tragflügelpropeller in Naturgröße nicht ausgeführt worden.

Sehr gefreut hat es mich, von Herrn Professor Flügel zu hören, daß er die Bedeutung der Tragflügeltheorie für die Konstruktion von Schiffsschrauben ebenfalls sehr hoch einschätzt und daraufhin sehr ähnliche Wege eingeschlagen hat wie die, die ich in meinem Vortrage beschrieben habe. Seine Ausführungen, in welcher Weise das Göttinger Versuchsmaterial über Messungen an Tragflügeln für den vorliegenden Zweck auszuwerten sei, sind sehr bemerkenswert und bilden eine willkommene Ergänzung meiner eigenen, in meinem Vortrage niedergelegten Untersuchungen. Für besonders beachtenswert halte ich das, was er über den inneren Zusammenhang zwischen dem Steigerungsverlauf und den zwei verschiedenen Grenzbedingungen sagt, die man bei Wahl des Auftriebswertes ζ_a zu beachten hat, und die ja in meinem Vortrage auch eine Rolle spielen. Ich kann die Schlußfolgerungen, zu denen Herr Professor Flügel nach dieser Richtung gelangt, nur bestätigen. Bei Schrauben, bei denen die Rücksicht auf Kavitationsbildung nicht oder wenig mitspricht und die daher nach dem Grundsatz kleinster Gleitzahl entworfen werden konnten, ergab sich nach außen anwachsende Steigung. Bei einer sehr schnellläufigen Schraube, über die ich hier noch nicht berichten konnte und bei der der Kavitationseinfluß vorherrschend war, erhielt ich von innen nach außen abnehmende Steigung. Schließlich gelangte ich bei der beschriebenen Schnelldampferschraube, die das von Herrn Flügel gekennzeichnete Mittelding zwischen den beiden genannten Grenzfällen darstellt, in der Tat zu einer konstanten Steigerung.

Die von Herrn Professor Flügel weiter angeschnittene theoretische Frage¹⁾ kommt wohl einestails darauf hinaus, ob nicht an Stelle des Prandtl'schen Korrekturwertes K für den Übergang von der ∞ -flügeligen zu endlich-flügeligen Schraube besser und richtiger eine andere Korrektur einzusetzen sei. Ich habe ja selbst auf Grund der verschiedenen Versuchsergebnisse angedeutet, daß möglicherweise der Zirkulationsabfall infolge Umströmens der Flügelenden größer sein könnte, als er sich aus der Prandtl'schen Formel bzw. aus der von dieser abgeleiteten Kurve des Zirkulationsverminderungsfaktors K (nach Abb. 7) ergibt. In der Tat stellt ja auch der vereinfachte Fall, aus welchem Prandtl die Korrektur ableitet, nämlich die Umströmung der freien Kanten bei einem System von normal gegen die Flüssigkeit bewegten Flächen von im übrigen unendlich großer Erstreckung, nur eine Analogie dar, so daß quantitative Abweichungen an und für sich möglich erscheinen.

Wenn im übrigen Herr Professor Flügel von einer Änderung der Anblaserichtung und einem daraus resultierenden zweiten Teilbetrag des induzierten Widerstandes als Folge des Überganges von unendlicher zu endlicher Flügelzahl spricht, so dürfte sich die anscheinend zunächst darin enthaltene grundsätzliche Abweichung von der in meinem Vortrage — auf der Grundlage des Prandtl-Betz'schen Theorie — vertretenen Anschauung dahin aufklären, daß von beiden Seiten nicht von den gleichen Voraussetzungen ausgegangen wird. Meine Ausführungen beziehen sich lediglich auf den Fall der nach der Prandtl-Betz'schen Theorie günstigsten Schraube und auch nur in diesem Fall ist, um bei dem einfachen, durch Abb. 4 meines Vortrages veranschaulichten Bilde der von den Schraubenflügeln in die Flüssigkeit geschnittenen und erstarrt zu denkenden Bahnen zu bleiben, der für die ∞ -flügelige Schraube günstigster Wirkung geltende Satz, nach welchem das Bild der im Wasser zurückgelassenen Strömung mit dem von einem solchen Schraubengebilde bei einem Stoß nach hinten erzeugten übereinstimmt, auf die Schraube endlicher Flügelzahl übertragbar, soweit man sich dabei auf die Strömung unmittelbar am Ort des Durchganges der einzelnen Blätter beschränkt. Die hieraus unter sonst gleichen Umständen, insbesondere gleicher Ganghöhe der genannten Schraubengebilde, folgende Unabhängigkeit der Anblaserichtung von der Flügelzahl, also auch beim Über-

¹⁾ Das Folgende stellt eine schriftliche Stellungnahme zu den mir erst nachträglich genauer bekannt gewordenen Ausführungen von Herrn Professor Flügel dar.

gang von unendlicher zu endlicher Flügelzahl, setzt aber voraus, daß dem bei diesem Übergang unvermeidlichen Zirkulationsabfall — ob für diesen die Prandtl'sche Formel quantitativ das Richtige trifft oder nicht, ist eine Sache für sich — durch entsprechende Änderung der Abmessungen der endlich-flügeligen Schraube, was hier im wesentlichen auf eine Verringerung der Summe der Blattbreiten (auf ein und demselben Radius) herauskommt, derart Rechnung getragen wird, daß eben die Anblaserichtung unverändert bleibt. Dagegen würde eine Änderung derselben beispielsweise in dem Fall eintreten, daß die für die günstigste Schraube unendlicher Flügelzahl errechnete Summe der Blattbreiten, unter sonst gleichen Umständen, unverändert für die endlich-flügelige Schraube übernommen würde. Dem bei letzterer nun durch Umströmen der Flügelenden entstehenden Zirkulationsabfall im austretenden Strahl muß ein gleich großer Zirkulationsabfall um die auf demselben Radius gelegenen Blattelemente entsprechen, der aber offensichtlich, unter der genannten Voraussetzung bezüglich der Blattbreiten, nur unter „Induktion“ einer anderen Anblaserichtung — und zwar einer solchen, die sich unter Beibehaltung der Profilstellung in einer Verkleinerung des Anstellwinkels auswirkt — zustande kommen kann. Ich glaube, daß hier die Brücke zu der von Herrn Professor Flügel vertretenen Anschauung zu finden ist, zumal er mich darauf aufmerksam gemacht hat, daß er bei Variation der Flügelzahl, somit auch beim Übergang von unendlicher zu endlicher Flügelzahl, Unveränderlichkeit des Schubes, also jedenfalls eine andere Belastung der endlich-flügeligen Schraube vorausgesetzt hat, als sie der von mir gegebenen Entwicklung zugrunde liegt. Es kommt dann aber eben bei Herrn Professor Flügel, auch abgesehen von der numerischen Größe der α -Korrektur, nicht mehr die nach der Prandtl-Betz'schen Anschauung günstigste Schraube heraus. Insofern treffen seine Ausführungen meiner Ansicht doch nicht den Kern der Sache, und daher kommt er auch mit seiner Ansicht, daß sein Gedankengang die bisher noch bei meinen Versuchen zutage getretene Unstimmigkeit zwischen rechnerischem und Versuchsergebnis im wesentlichen aufzuklären vermöge, zu einem Schluß, dem ich mich nicht anschließen kann. Denn da alle die Schrauben, über die ich berichtet habe, nach dem Grundsatz der nach Prandtl-Betz günstigsten Schraube entworfen sind, kommt hier, wenigstens theoretisch, keine Änderung der Anblaserichtung und keine Änderung der Auftriebsrichtung, sondern nur eine Änderung der Größe des Auftriebs und demgemäß des Schubes als Folge des Zirkulationsabfalles beim Übergang zur endlichen Flügelzahl in Frage.

Auf die weiteren Bemerkungen von Herrn Professor Flügel bezüglich einer generellen Vereinfachung des Schubverteilungsgesetzes möchte ich erwidern, daß das Gesetz des konstanten induzierten Wirkungsgrades eigentlich doch schon so einfach und auch in der Handhabung so bequem ist, daß man meiner Ansicht nach sehr gut damit arbeiten kann. Ich habe auch nur insoweit gewisse Schwierigkeiten gefunden, diesem Gesetze auch bis zur Wurzelzone herunter zu entsprechen, als ich aus Herstellungsrücksichten bisher nur linear veränderliche Steigung zugelassen hatte. Ich möchte diese Rücksicht jetzt aber nicht mehr für so maßgebend halten. Man braucht dann, um das Gesetz des konstanten η_i zu befolgen, mit der Steigerung nach der Wurzel nur etwas mehr als bisher abzufallen.

Herrn Dr. Schaffrans Ausführungen betreffen den in meinem Vortrag behandelten Punkt der Übertragbarkeit von Schrauben-Modellversuchen auf den naturgroßen Propeller, und da wird jeder, der Dr. Schaffrans umfangreiche und sehr wertvolle Arbeiten auf dem Gebiete der Schrauben-Modellversuche kennt, seine Ankündigung, vor dieser Gesellschaft im nächsten Jahre in einem Vortrage das Thema dieser Übertragbarkeit näher behandeln zu wollen, mit großer Befriedigung begrüßen. Tatsächlich ist ja auch damit, daß man mittlerweile zu der Erkenntnis gekommen ist, daß man Modell-Propellerversuche nicht unmittelbar auf die naturgroße Ausführung übertragen darf, nichts gegen den hohen Wert der systematischen Modell-Propellerversuche gesagt, sie werden auch weiterhin stets eine ausgezeichnete Grundlage für konstruktive und wissenschaftliche Zwecke liefern. Der Erkenntnis, die man seinerzeit noch nicht in dem Maße besaß, daß der Kennwert bzw. die Reynoldsche Zahl wesentlich bei der Übertragung mitspricht, kann man heute, ohne daß die Versuche wiederholt zu werden brauchen, nachträglich durch eine Umrechnung Rechnung tragen, so wie ich dies beispielsweise in verschiedenen in meinem Vortrage beschriebenen Fällen getan habe. Man muß natürlich zunächst dabei vorsichtig sein und durch Stichversuche sich vergewissern, wie weit eine solche Umrechnung zutreffend ist, und kann sich dann aus den vorhandenen Kurven andere ableiten, die dann für die naturgroße Ausführung maßgebend wären.

Was Herrn Dr. Schaffrans Ausführungen über die Kavitationseinflüsse betrifft, so ist es ja bekannt, daß Modellversuche in Fällen, bei denen Kavitation in Frage kommt, nicht unmittelbar auf die große Ausführung übertragen werden dürfen. Ich würde jetzt, nachdem durchaus die Möglichkeit vorliegt auf theoretischer Grundlage tiefer in die Kavitationsverhältnisse einzudringen, empfehlen, dies bei der Ausführung von allen kavitationsverdächtigen Schrauben zu tun, etwa in der in einem Vortrage angedeuteten Weise. Man wird dann sicher gehen, daß man nicht durch solche Fehlschläge, wie sie Herr Dr. Schaffran angeführt hat, enttäuscht wird. Ich halte es hierbei für wichtig, durch möglichst systematische Beobachtung des Verhaltens ausgeführter Schrauben zu untersuchen, ob bzw. wie weit man die rechnerische Kavitationsgrenze etwa überschreiten kann, ohne den Nutzeffekt der Schrauben merklich herunterzudrücken und ihre Betriebssicherheit zu gefährden. (Lebhafter Beifall.)

Vorsitzender Herr Geheimrat Professor Dr.-Ing. Busley:

Ausgehend von Versuchen mit freifahrenden und mit dem Schiffmodell verbundenen Schraubenmodellen betrachtet Herr Professor Horn besonders die Tragflügel-schrauben, ohne sie indessen für alle Fälle zu empfehlen, da er noch weitere vergleichende Versuche für notwendig hält. Die Gegenpropeller und Leitflächen, wie sie bei Einschraubenschiffen verwandt werden, sind nach Ansicht des Vortragenden bei passend gewählten Schrauben und guten Hinterschiffsformen sowie bei entsprechenden Ausführungen des Hinter- und Ruderstevens vielleicht auch des Ruders selbst entbehrlich.

Für seine umfassende und gründliche Arbeit müssen wir Herrn Professor Horn ganz besonders dankbar sein, denn sie sucht mehr Klarheit in die immer noch nicht völlig aufgedeckten Probleme der Schiffsschraube zu bringen. Im Namen der Versammlung spreche ich Herrn Professor Horn unseren verbindlichsten Dank aus.

XIV. Das Raumfestigkeitsproblem im Schiffbau.

Von Dr.-Ing. Gustav Wrobbel, Hamburg.

Motto: „Man muß der Beobachtung mehr Glauben schenken als der Theorie, und der Theorie überhaupt nur dann, wenn sie zu gleichem Ergebnis führt wie die Erscheinung selbst.“
Aristoteles in seiner Abhandlung „Über die Erzeugung der Tiere“.

1. Die Bedeutung der physikalischen Denkungsweise für den Ingenieur.

In voller Erkenntnis der Wahrheit des obigen Mottos schöpft die Technik heute auf fast allen Gebieten, wie die Naturwissenschaft, mit aus der Beobachtung der Natur und aus der Auswertung künstlich angestellter Versuche.

Es ist das besondere Verdienst unserer technischen Hochschulen, daß sie heute mehr denn je die unbedingt notwendige physikalische Denkungsweise des Ingenieurs betonen, der der Ingenieur in erster Linie das Gefühl für die Wirklichkeit der auftretenden Vorgänge in qualitativer und auch quantitativer Hinsicht verdankt, mit anderen Worten, die Grundlage für das sog. Konstruktionsgefühl, ohne das der in der Praxis tätige Ingenieur nicht auskommt.

Max Planck, einer unserer bedeutendsten deutschen Physiker, dessen Name für alle Zeiten mit der Geschichte der Physik verknüpft sein wird, sagt in seiner erst kürzlich erschienenen Abhandlung „Physikalische Gesetzlichkeit im Lichte neuerer Forschung“¹⁾.

„Das Wesen der physikalischen Gesetzlichkeit und der Inhalt der physikalischen Gesetze läßt sich nicht durch reines Nachdenken erschließen, sondern es gibt hierfür keinen anderen Weg als den, sich vor allem an die Natur zu wenden, in ihr möglichst zahlreiche und vielseitige Erfahrungen zu sammeln, dieselben miteinander in Vergleich zu bringen und zu möglichst einfachen und weittragenden Sätzen zu verallgemeinern, mit einem Wort, die Methode der Induktion.“

In seinem 1924 vor der Schiffbautechnischen Gesellschaft gehaltenen Vortrag „Fortschritte in der Strömungslehre im Maschinenbau und Schiffbau“ sagt Föttinger:

„Die gesunde physikalische Vorstellung und Abschätzung der Größenordnungen einzelner Einflüsse ist die Vorbedingung für das Endziel der Ingenieurarbeit, für die großen sprungweisen Fortschritte, die Schaffung neuer Möglich-

¹⁾ Die Naturwissenschaften, 26. März 1926.

keiten, neuer überlegener Bauformen, welche dann regelmäßig den Impuls zur Verfeinerung der Rechnungen und Versuchsmethoden und weiterhin zur allmählichen Höherzüchtung der vorliegenden Formen zu geben pflegen.“

Schon Bach sagt im Vorwort zur ersten Auflage seines 1889 erschienenen Werkes „Elastizität und Festigkeit“:

„Für den Konstrukteur ist es notwendig, wenn er sich nicht im Geleise hergebrachter Formen halten will, immer und immer wieder die Voraussetzungen der einzelnen Gleichungen, welche er benutzt, im Spiegel der Erfahrungen, soweit solche vorliegen, sich zu vergegenwärtigen, und die auf dem Wege der Überlegung, der mathematischen Ableitung gewonnenen Beziehungen hinsichtlich des Grades ihrer Genauigkeit zu beurteilen, soweit dies bei dem jeweiligen Stande unserer Erkenntnis überhaupt möglich ist. Wo die letzteren und die Überlegung — Aufsuchung und Ausbildung neuer Methoden eingeschlossen — nicht ausreichen, da hat in erster Linie durch den Versuch Fragestellung an die Natur zu erfolgen.“

Aufgabe des Ingenieurs ist es, die empirisch-induktive Methode des Naturforschers in sinngemäßer Verbindung mit der rationell-deduktiven Methode in Anwendung zu bringen, um auf diese Weise die wirklichen Vorgänge weitgehendst erforschen und auf der gewonnenen Erkenntnis weiter aufbauen zu können.

2. Der Begriff der Raumfestigkeit.

Meine 1923 erschienene Arbeit „Festigkeitsfragen bei Flußfahrzeugen“¹⁾ führte zu dem Ergebnis, daß den Längsabläufen von Flußschiffen bei geeigneten Maßnahmen keine Bedenken entgegenzubringen sind, ein Ergebnis, dem man bis dahin vielfach aus Gründen der Festigkeitsfrage gegnerisch gegenübergestanden hatte, und endete mit dem Satz:

„Die erhaltenen Meß- und Rechnungsergebnisse regen ferner dazu an, in weit größerem Maße als bisher durch Vornahme von Durchbiegungsmessungen bei verschiedenen Beladungsverhältnissen, bei Seeschiffen auch im Seegange, das Verhalten der Schiffe zu beobachten, um auf diese Weise der Erfassung des äußerst schwierigen ‚Raumfestigkeitsproblems‘ im Schiffbau und damit der wirtschaftlichsten Materialausnutzung näherzukommen.“

Während im Schiffbau bis dahin lediglich von Längs- und Querverfestigkeit gesprochen worden war, gebrauchte ich damals erstmalig den Ausdruck „Raumfestigkeit“, da mich die Auswertung der bei einer großen Reihe von See- und Flußschiffen vorgenommenen Messungen ein unbedingt vorhandenes Zusammenwirken der Längs- und Querverbände erkennen ließ, eine Tatsache, auf die Pietzker²⁾ bereits in bezug auf lokale Konstruktionsverbindungen hingewiesen hatte, der man bisher praktisch aber nur in geringem Maße Rechnung getragen hatte und der erst Schilling in seinem 1925 erschienenen, bemerkenswerten Buche „Statik der Bodenkonstruktion der Schiffe“ die zweifellos erforderliche Bedeutung beimißt.

¹⁾ Werft — Reederei — Hafen, 7. November 1923 und: Wrobbe: „Deutscher Flußschiffbau unter Berücksichtigung heutiger Wirtschaftlichkeitsfragen.“ Jahrbuch d. Schiffbautechn. Ges. 1922.

²⁾ Pietzker: Festigkeit der Schiffe.

Im allgemeinen ist man gewohnt anzunehmen, daß ein Verbandteil die Last, die er einmal erhält, auch aushalten muß. Im Schiffbau führt jedoch die verwickelte Bauart, das Ineinandergreifen verschiedener Konstruktionen öfter dazu, daß diese Annahme nicht mehr zutrifft, sondern daß eine Belastung, die zunächst einen Verbandteil beansprucht, ihre volle Wirksamkeit auf diesen nicht völlig entfalten kann, da nach kleiner Formänderung des zunächst beanspruchten Teiles andere Teile die Belastung mit übernehmen. Man ist im Schiffbau fast nie in der Lage zu sagen, daß eine auftretende Kraft von einem Verbandteil allein aufgenommen wird, fast immer sind andere mit ihm verbunden, die einen gewissen Teil der Belastung auf sich nehmen.

Längsverbände (Kiel und Längsstringer unten, Unterzüge oben) übernehmen einen Teil der Lasten und übertragen ihn als Auflagerdruck auf die Schotte¹⁾. Man kann das Schiff als Kastenträger auffassen, dessen Verhalten sich aus dem Zusammenwirken aller seiner Verbände ergibt. Die statischen Verhältnisse einer einzelnen Gruppe dieser Verbände lassen sich daher nur unter Berücksichtigung der Einwirkung aller übrigen Verbände auf diese Gruppe erfassen, wobei allerdings nicht außer acht gelassen werden darf, daß es sich bei einem Schiff um ein hochgradig statisch unbestimmtes System handelt²⁾.

Wenn nun als Überschrift dieses Vortrages das „Raumfestigkeitsproblem im Schiffbau“ gewählt wurde, so geschah es in erster Linie deshalb, weil ich die bisher getrennte, einseitige Betrachtung nach Längs- und Querverfestigung ohne Berücksichtigung des vorhandenen Zusammenwirkens der einzelnen Verbände als hemmend für die weitere erfolgreiche Erforschung des Festigkeitsproblems betrachte, und der Begriff der Raumfestigkeit zum automatischen Umdenken ohne weiteres zwingt.

Wenn ich mir auch nicht anmaße, heute bereits eine einwandfreie theoretische Lösung des an sich außerordentlich schwierigen Problems, das meines Erachtens nur durch systematische Versuche endgültig einwandfrei gelöst werden kann, zu geben, so glaube ich dennoch eine ganze Reihe von theoretischen und vor allem auch praktischen Gesichtspunkten entwickeln zu können, die für die Lösung des Problems von Wichtigkeit sein dürften.

3. Der heutige Stand der Festigkeitstheorie.

Wir sind in der Theorie der Festigkeit im Schiffbau so weit, daß es bis heute leider noch nicht möglich gewesen ist, die Theorie den praktisch auftretenden Verhältnissen anzupassen, bzw. diese theoretisch einwandfrei zu ergründen.

Bereits nahe zwei Jahrhunderte liegt die Erkenntnis der Entstehung des Kräfteinflusses auf die Struktur eines Schiffes auf Grund der wechselseitigen Wirkungen von Gewicht und Wasserverdrängung zurück. Auch die noch heute übliche systematische Bestimmung der Scheerkräfte und Biegemomente ist bereits 60 Jahre alt.

¹⁾ Laas: Schiffbau, 26. Jg., H. 23, S. 782.

²⁾ Schilling: Statik der Bodenkonstruktion der Schiffe.

Die Grundlagen für die noch heute übliche Bestimmungsmethode bestehen darin, daß man das Schiff, als im statischen Gleichgewichtszustand betrachtet, in einem Falle in einem Wellenberg einer Welle von der Länge des Schiffes und einer Höhe gleich $\frac{1}{20}$ der Schiffslänge, im anderen Falle über einem Wellental derselben Welle ruhend denkt.

Es unterliegt keinem Zweifel, daß diese noch heute übliche Methode der Beanspruchungserrechnung lediglich vergleichende Werte — und auch dies nur bedingt — ergibt, die keinen Anspruch erheben dürfen, als wirklich auftretende Beanspruchungen angesehen zu werden.

Wenn Spannungen von rd. 1600 kg/qcm und mehr sich bei der Festigkeitsrechnung für den Wellenberg ergeben, ohne daß Schiffe sich hierbei als zu schwach erweisen, wenn ferner Fälle vorkommen, daß Schiffe, für die die normale Festigkeitsrechnung genügende Festigkeit ergibt, sich praktisch als zu schwach erweisen, so ist es erforderlich, daß sowohl das auftretende Biegemoment, das praktisch wirksame Trägheitsmoment als auch die tatsächlich auftretenden Spannungen weiter erforscht werden.

Noch viel größer ist der Mangel an Wissen über Quer- und örtliche Festigkeit, über das Zusammenwirken der Quer- und Längsverbände.

Dieser Mangel bringt es mit sich, daß vielfach Schäden auf ungenügende Längsfestigkeit zurückgeführt werden, die beispielsweise im Mangel an genügender Querstabilität oder in lokalen Schwächen ihren Grund haben, und daß zu ihrer Beseitigung sehr oft Material an verkehrter Stelle eingebaut wird.

Schon Pietzker¹⁾ sagt:

„Die Fehler der normalen Längsfestigkeitsrechnung können liegen in

1. einer unrichtigen Annahme der praktisch wirksamen Wellenhöhe,
 2. in der Nichtberücksichtigung der Schiffsbeanspruchung durch die Schwingungen,
 3. in der Nichtberücksichtigung geneigter Lage des Schiffes,
 4. in der Nichtberücksichtigung einer Lage des Schiffes schief zu den Wellen,
 5. in der Nichtberücksichtigung des Wasserdruckes,
- ich möchte sagen „auch des Ladungsdruckes, des verschiedenartigen Stauens der Ladung“²⁾.

Weiter möchte ich zu diesen Punkten noch folgende hinzufügen:

6. In der Nichtberücksichtigung der Form des Schiffes (Sackspant- oder V-Spantform, Überwasserformen im Vor- und Hinterschiff, gewöhnliches Heck oder Kreuzerheck).

Die Sackspantenform, die von einigen Werften mit Rücksicht auf billigere Herstellung des Schiffskörpers bevorzugt wird, zeigt sowohl im Vor- als auch im Hinterschiff einen fast senkrechten Verlauf der Spanten, im Gegensatz zur sonst mehr gebräuchlichen V-Spantenform.

Die nachteilige Wirkung der Sackspantenform besteht nun darin, daß beim Stampfen des Schiffes die Veränderungszunahme pro Dezimeter Tiefgang an den

¹⁾ Pietzker: Festigkeit der Schiffe.

²⁾ Lienu: Materialspannungen in den Längsverbänden stählerner Handelsschiffe. Jahrb. d. Schiffbautechn. Ges. 1914.

Enden beim Sackspantenschiff (vgl. Abb. 1) eine viel geringere ist als beim V-Spantenschiff. Das einer Welle ausgesetzte Sackspantenschiff wird zum erforderlichen Ausgleich der Gleichgewichtsbedingungen der Länge nach viel größere und heftigere Ausschläge aufweisen müssen als das V-Spantenschiff, bei dem der mit zunehmender Tiefer-tauchung unverhältnismäßig größer werdende Verdrängungszuwachs dämpfend wirkt. Dazu kommt, daß bei von achtern auf das Schiff stehender See das durch die Sackspantenform bedingte, weit überhängende Heck der See eine außerordentlich große Angriffsfläche bietet, wodurch die die Stampfung beeinflussenden Impulse noch vergrößert werden.

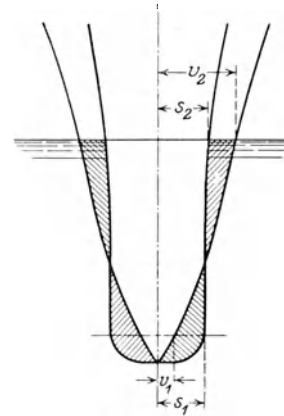


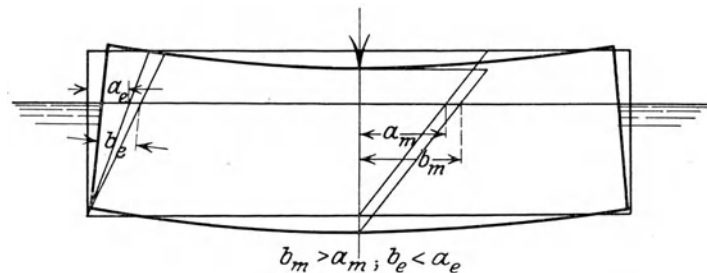
Abb. 1.

Ähnliche Neigung zu Stampfbewegungen bei achterlich aufkommender See ist bei gewissen, unglücklich gewählten Kreuzerheckkonstruktionen beobachtet worden.

Die Folgeerscheinungen dieser Stampfbewegungen waren vielfach Leckspringen von Nieten, oft sogar auch Deformation ganzer Verbände.

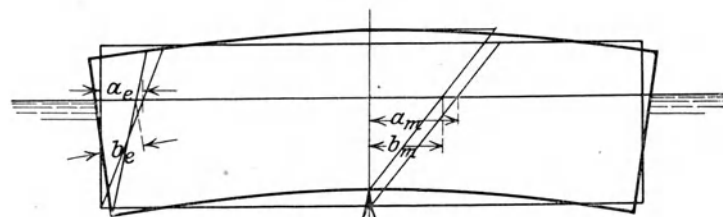
Bei dieser Gelegenheit sei darauf hingewiesen, daß sowohl die Querschnittsform des Corrugated ship als auch der beim „Cap Polonio“ der Hamburg-Süd-amerikanischen Dampfschiffahrtsgesellschaft nach dem Vorschlag Foersterns zur Erhöhung der Stabi-

lilität angebrachte Wulst nicht nur an sich den Schiffen größere Quer- und Längsfestigkeit verleihen, sondern auch ganz erheblich dazu beitragen dürften, die Stampfbewegungen der Schiffe zu mildern und damit nicht nur die soeben erwähnten, schädlichen dynamischen Einflüsse des Seeganges auf die Festigkeit des Schiffes in gewissem Maße herabzumindern, sondern ihm



$$b_m > a_m; b_e < a_e$$

Abb. 2.



$$b_m < a_m; b_e > a_e$$

Abb. 3.

auch eine gewisse Stetigkeit in der Fahrt zu verleihen, und damit wiederum seinen Brennstoffverbrauch günstig zu beeinflussen.

7. In der Vernachlässigung der mit der jeweiligen Durchbiegung des Schiffes sich praktisch ändernden Auftriebsverteilung gegenüber der Verdrängung auf geradem Kiele schwimmend (vgl. Abb. 2 und 3),

8. in der Nichtberücksichtigung der durch die auftretenden Schubspannungen bedingten vergrößerten Durchbiegung des Schiffes,

9. in der Nichtberücksichtigung der bei Biegung und Torsion des Schiffes im Bereich der Deckausschnitte sich besonders bemerkbar machenden Schubspannungen,

10. in der Nichtberücksichtigung des Beitrages zur Längsfestigkeit durch partielle Längsschotten, Wellentunnel, partielle Deckaufbauten usw.,

11. in der Nichtberücksichtigung des Zusammenwirkens der Quer- und Längsverbände, des Einflusses der Querspanten, Querschotten und Rahmenspanten auf die Längsfestigkeit.

Auch bezüglich der Querfestigkeit müssen wir uns darüber klar sein, daß Querschiffsrahmenberechnungen, angestellt für die aufrechte Lage, keine Gültigkeit mehr haben, sobald das Schiff unter 5° Neigung und mehr liegt. Dazu kommt, daß auch bei den Rahmenberechnungen die gemachten Annahmen so vielseitiger Art sein müssen, um überhaupt das Problem mathematisch erfassen zu können.

Ein schlagender Beweis dafür, daß die bisherige Theorie und Praxis sich nicht immer decken, ist der, daß die von Lloyds Register vorgenommene Reduzierung der Seitenträger auch bei Schiffen mit offenen Bodenwrangen der praktischen Festigkeit der Schiffe keinen Abbruch tut, obwohl man nach Pietzker hätte annehmen müssen, daß die Festigkeit dadurch erheblich hätte verringert werden müssen.

Der eigentliche Grund für den heutigen Stand der theoretischen Erfassung der Festigkeitsfrage im Schiffbau liegt darin, daß man der Versuchstechnik die ihr gebührende Bedeutung versagt hat, daß man nach den im Jahre 1903 von Biles angestellten Versuchen mit dem englischen Torpedoboot „Wolf“ nur wenige systematische Versuche angestellt bzw. ausgewertet hat, die zuverlässiges Material für einen weiteren Aufbau der Theorie hätten bieten können.

Bei der allgemein anerkannten außerordentlich komplizierten Konstruktion eines Schiffes ist es lediglich mit Hilfe der Versuchstechnik möglich, dem bisher immer noch unvollkommen erfaßten Verlauf der Kräfte und der aus ihnen praktisch sich ergebenden Beanspruchungen weiter auf die Spur zu kommen und damit zu einer wirtschaftlicheren Materialausnutzung beizutragen.

Aus diesem Grunde kann man auch die Klassifikationsgesellschaften verstehen, wenn sie heute noch die Ansicht vertreten:

„Daß die Materialstärken der Schiffe nicht auf theoretischem Wege ermittelt werden können, und daß nur die Erfahrung und das Sammeln der Erfahrungen über Jahre hinaus und an vielen Schiffen uns dazu führen kann, Hand an Änderungen zu legen, die an den Materialstärken vorzunehmen sind“¹⁾, womit natürlich nicht gesagt sein soll, daß ein weiterer Ausbau der Theorie auf Grund gewonnener Erkenntnis durch praktische Erfahrungen am lebensgroßen Schiff, bzw. in der Natur, oder aber durch angestellte Versuche nicht geeignet sein kann, entscheidend in die Entwicklung der Konstruktionen einzugreifen.

Unter Heranziehung praktischer Vorgänge oder Versuchsergebnisse wird man sich sehr oft, um anderen verständlich zu

¹⁾ Buchsbaum in der Diskussion zum Vortrag Schnadel: Jahrbuch d. Schiffbautechn. Ges. 1926.

sein, auf ein Minimum des erforderlichen mathematischen Apparates beschränken können und dadurch den in der Praxis stehenden Ingenieur weit mehr zu einer fruchtbringenden Erörterung über schwebende Fragen heranziehen können.

Bach beispielsweise sagt im Vorwort zur dritten Auflage seines Werkes „Elastizität und Festigkeit“:

„Die ausführende Technik ist nach meinen Erfahrungen immer dankbar, wenn ihr die Wissenschaft Hilfe leistet. Sie läßt sich nicht — wie wohl zuweilen gemeint wird — durch das Schlagwort von dem Widerspruch zwischen Theorie und Praxis abhalten, die wissenschaftlichen Darlegungen zu studieren und zu verwerten, vorausgesetzt, daß diese die Anforderung der Klarheit und genügender Einfachheit befriedigen. Sie weiß ihr Interesse, welches die volle Beachtung der Wissenschaft verlangt, voll wahrzunehmen.“

Die Tatsache, daß die vor etwa 70 Jahren von de Saint Venant gegebene Lösung der Torsionsaufgabe — ungeachtet ihrer wissenschaftlichen Strenge — nur ganz langsam und vereinzelt Eingang in die technische Literatur gefunden hat, ist nach Bachs Ansicht hauptsächlich in dem Mangel an verhältnismäßiger Einfachheit der zur Lösung führenden Rechnung begründet gewesen.

Es kommt darauf an, in erster Linie klarzustellen, inwieweit überhaupt eine Berechnung möglich ist und welcher Genauigkeitsgrad im ganzen erreichbar ist, woraus sich der Maßstab für den Nutzen theoretischer Genauigkeit im einzelnen ergibt.

Man wird alle unwesentlichen Einflüsse vernachlässigen müssen, wenn man überhaupt einigermaßen einfache und praktisch verwertbare Resultate erhalten will.

In dieser Beziehung dürfte Pietzker, der Altmeister der Schiffsfestigkeit, wie ich ihn nennen möchte, nicht nur uns Deutschen, sondern der gesamten internationalen Schiffbauwelt mit kühnen, aber sicheren Schritten in der zum Teil gefühlsmäßigen Erkenntnisgewinnung der eigentlichen Vorgänge vorangegangen sein, und mit vollem Recht verteidigt der Holländer G. H. Hoffmann im Schlußwort zu seinem 1925 vor der INA gehaltenen Vortrage „Analysis of Sir John Biles's experiments with HMS „Wolf“ in the light of Pietzker's theory“ nach dem militärischen Grundsatz: „Der Erfolg rechtfertigt das Verfahren“ die Konstruktionen der Kaiserlich Deutschen Marine, denen die Erkenntnisse Pietzkers zugrunde lagen, durch das überlegene Verhalten der Deutschen Schiffe in der Schlacht beim Skagerrak¹⁾.

Vom „Load-Line Committee von 1913—1915“ sind auf Grund der gemeinsamen Arbeiten von Lloyds Register, des Germanischen Lloyds, Bureau Veritas

¹⁾ „Pietzker's fifty thicknesses, as well as his statement quoted in the paper, may be empirical, but behind that empiricism stands the terrific test which on May 31, 1916, Sir John Jellicoe's guns applied to the structural efficiency of the ships of the German High Seas Fleet, and it cannot be denied that, on the whole, the German ships stood that test well. It was the severest ever applied to the floatability of any ship throughout the ages, and their survival leads me to think that their design as well as their workmanship must have been of the very first order. It was Herr Pietzker whose principles governed the structural design of all German warships since the beginning of the Dreadnought period.“

und British Corporation Regeln für die Festigkeit in Abhängigkeit vom Tiefgang aufgestellt worden, durch die

1. das Widerstandsmoment des Schiffsquerschnittes,
2. das Widerstandsmoment der Querspanten nach Spantentfernung und freier Länge,
3. die Außenhautdicke nach der Spantentfernung und
4. die Spantentfernung nach den Hauptabmessungen festgelegt sind.

Wohl ist mit der Aufstellung dieser Regeln das Mindestmaß der erforderlichen Festigkeit auf Grund jahrelanger vielseitiger Erfahrung der Praxis ziemlich festgelegt worden, doch können vom wissenschaftlichen Standpunkt damit die aufgestellten Regeln noch lange nicht als vollwertig und den modernen Ansprüchen entsprechend angesehen werden.

Beispielsweise wird die Anzahl der Schotten, die zweifellos für die Dimensionierung der gewöhnlichen Spanten und ihres Abstandes voneinander mit maßgebend sein müßte, sowie ihr Einfluß auf die Längsfestigkeit, nicht berücksichtigt.

Wenn die in den letzten zwei Jahrzehnten gemachten Fortschritte in der konstruktiven Ausbildung des Schiffskörpers, u. a. die sinngemäße Verteilung des Materials in die äußeren Fasern, die Einführung des Längsspantensystems von Isherwood und einer ganzen Reihe anderer englischer Bausysteme, Foster King-system, Millarsystem, Corrugated ship und Isherwood's „bracketless-system“ — auch nicht verkannt werden sollen, so muß doch andererseits festgestellt werden, daß die konstruktive Entwicklung des Schiffskörpers beispielsweise im Gegensatz zu der sprunghaften, siegreichen Entwicklung im Schiffsmaschinenbau nur langsam vor sich gegangen ist, und daß man gerade im Gegensatz zum Maschinenbau auf systematische experimentelle Versuchs- und Meßarbeit und ihre mathematisch-physikalische Auswertung im Interesse der Erforschung der Schiffsfestigkeit mit wenigen Ausnahmen fast völlig verzichtet hat.

Bei der durch die vielfach zu erfüllenden Bedingungen komplizierten Bauart eines Schiffes braucht es daher auch nicht Wunder zu nehmen, daß man in der Konstruktion des Schiffes bisher so wenig aus anderen hochentwickelten Gebieten der Technik, vor allem dem des Brückenbaues übernommen hat. Die Entwicklung im Schiffbau ist vollkommen ihren eigenen Weg gegangen, und noch heute sehen wir im Querspantensystem des Eisenschiffbaues im wesentlichen das aus dem alten Holzschiffbau übernommene Bausystem.

In ganz geringen Ausnahmen haben allerdings fortschrittliche deutsche Konstrukteure mit Erfolg die Lehre des Brückenbaues bei der Ausbildung komplizierterer Schiffsaufbauten von bedeutenden Ausmaßen zur Anwendung gebracht, und so sehen wir bei den bei Blohm und Voß gebauten Schnelldampfern der „Imperator-Klasse“ „Vaterland“ und „Bismarck“ sogar ein etwa 23 m langes Hallendach mit einem Zweigelenkbogenträger von etwa 18 m Spannweite, Konstruktionen, die sich in ihrer Anpassungsfähigkeit an die bestehenden Bordverhältnisse außerordentlich gut bewährt haben, und eine elegante und vollkommene Lösung eines völlig stützenfreien Raumes an Bord eines Schiffes darstellen.

Leider nicht mit Unrecht sagt Frahm in seinem auf der letzten Tagung des Vereins Deutscher Ingenieure zu Hamburg gehaltenen Vortrag „Neuere Probleme des Schiffbaues“:

„Wendet man sich den hauptsächlichsten technischen Fragen zu, die heute Werften und Reedereien beschäftigen, so findet man, daß sie ganz überwiegend auf maschinenbaulichen Gebiete liegen.“

4. Festigkeitsversuche und die Auswertung von Havarieschäden.

Wenn man von Versuchen zur Erforschung der Festigkeit im Schiffbau spricht, so wird man diese nach folgenden Gesichtspunkten ordnen müssen:

1. Versuche zur Erforschung lokaler Festigkeit einzelner Konstruktionsteile oder von Konstruktionsverbindungen,
2. Versuche zur Erforschung der Festigkeitsverhältnisse am Schiffskörper als Ganzes,
 - a) an schiffsähnlichen Kastenträgern,
 - b) an Fluß- und Seeschiffen beim Stapellauf,
 - c) an Fluß- und Seeschiffen im Hafen bei verschiedenen Beladungszuständen,
 - d) bei Seeschiffen im Seegange.

Zu 1. ist zu sagen, daß bereits eine ganz bedeutende Fülle von Versuchsmaterial vorliegt, sofern wir uns nicht nur auf die Auswertung von Versuchen beschränken, die das Sondergebiet des Schiffbaues betreffen, sondern sofern wir auch aus den Versuchen der technischen Nachbargebiete, d. h. des Maschinenbaues und des Brückenbaues, u. a. des Eisenbetonbaues, schöpfen und auch die grundlegenden Versuche von Bach, Föppl und vieler anderer mit heranziehen.

Um grundlegend das festigkeitstechnische Verhalten von eingespannten Platten, deren Einspannungsverhältnis dem im Schiffbau nahekommt, in Verbindung mit Profilen zu untersuchen, halte ich gebaute Versuchstanks nicht allzu großer Abmessungen — beispielsweise $2,0 \cdot 1,5 \cdot 1,0$ m von verschiedener Plattendicke an den verschiedenen Seiten, versteift mit den verschiedenartigsten Profilen — längsschiffs, querschiffs und diagonal — für außerordentlich geeignet. Man kann diese Tanks mittels Druckpumpe bzw. Steigerrohr unter einen beliebig zu wählenden Druck setzen, der mittels Manometer abgelesen werden kann. Die jeweilig zu messende Seite kann auf ein Kissen von Bildhauerlehm gesetzt werden und erforderlichenfalls von dem durch die Formänderung hervorgerufenen Profil der zu messenden Seite des Versuchstanks dann ein Gipsabdruck genommen werden. Andererseits kann man die sich an den einzelnen Stellen einstellenden Durchbiegungen auch direkt messen. Wenn man schließlich die eine Seite dieses Tanks losnehmbar einrichtet, kann man mit einem solchen Versuchstank, dessen Herstellungskosten nur verhältnismäßig geringe sind, die verschiedenartigsten Platten- und Profilkombinationen, die verschiedenartigste Überlagerung von Profilen in ihrer Wirksamkeit auf einfache Art und Weise untersuchen.

Zu 2a sind die auf Initiative Lienaus zurückzuführenden Versuche an der Technischen Hochschule zu Danzig zu erwähnen (Schnadels u. a.), die einen

erfolgreichen Einblick in das Raumfestigkeitsverhalten von schiffsähnlichen Kastenträgern verheißen.

Zu 2b: Die Ansichten über den Wert von Messungen bei Stapelläufen für die Erkenntnis der Festigkeitsfragen sind geteilt. Es wird beispielsweise die Ansicht geltend gemacht, daß die Schiffe auf Grund ihres noch in den meisten Fällen unfertigen Zustandes noch keine Beständigkeit im Verhalten aufweisen und ihr Verhalten nicht dem endgültigen entspricht. Dieser Einwand ist berechtigt, sofern die Schiffe beim Stapellauf erst teilweise in ihren Hauptverbänden abgenietet sind. Andererseits dürften aber Messungen an fertig abgenieteten Schiffskörpern beim Ablauf doch einen Einblick in das Verhalten der Schiffsträger gewähren und eine gewisse Systematik zu brauchbaren Ergebnissen führen, wie später gezeigt werden soll.

Zu 2c: Besonders wertvoll für die Erforschung des Festigkeitsproblems halte ich aber Messungen an Fluß- und Seeschiffen im Hafen bei verschiedenen Beladungszuständen, da ich bei der heute noch bestehenden Unzulänglichkeit der genauen Wellenmessung auf See die Hauptschwierigkeit sehe, die auf See gemachten Messungen für die erforderliche Weiterentwicklung der bestehenden Theorie und damit im Interesse einer einwandfreien Erkenntnis der tatsächlich vorhandenen Festigkeitsvorgänge auszuwerten, ganz abgesehen davon, daß es vorerst zweckmäßig sein dürfte, die dynamischen Einflüsse des Seeganges auszuschalten. Im Hafen lassen sich einwandfrei die Tiefgänge ermitteln, es läßt sich mit größter Genauigkeit die Durchbiegungslinie des Schiffes feststellen. Erfahrungsgemäß werden beispielsweise Tankschiffe beim Füllen und Lenzen der Tanks bereits hohen Beanspruchungen unterworfen. Dieselbe Beobachtung kann man bei anderen Schiffen machen, denn schon das Lenzen bzw. Fluten eines Wasserballasttanks gibt eine deutlich erkennbare Veränderung in der Durchbiegung.

Vorbedingung für sämtliche Versuche ist natürlich, daß die sämtlichen Einflußfaktoren wie beispielsweise die Temperaturen der Luft und des Wassers und damit der Verbände des Schiffes eine entsprechende Berücksichtigung finden. Es würde zu weit führen, an dieser Stelle auf die die spezielle Meßtechnik betreffenden Faktoren näher einzugehen, und ich verweise dieserhalb auf die bemerkenswerten Arbeiten der Herren Dr. Sie mann¹⁾, Dr. Dahlmann, Hoppe und meines für die technische Wissenschaft leider zu früh verstorbenen Kollegen Dr. Schäfer²⁾.

Zu 2d: In Deutschland ist es Sie mann, der seit Jahren sich mit der Frage von Festigkeitsversuchen am fahrenden Schiff in See beschäftigt, und dessen erfolgreiche Entwicklung seiner Meßapparate besonderer Erwähnung bedarf. Der besonderen Beachtung wert sind auch die von Dahlmann auf einer Reise mit dem Dampfer „Hindenburg“ gemachten Meßerfahrungen, die in der bereits erwähnten Arbeit niedergelegt sind.

In gleicher Weise haben Japaner und vor allem die Engländer Versuchs- und Meßfahrten unternommen, wobei besonders betont werden muß, daß die in England für die Schiffskonstruktion verantwortlichen Kreise sich bei jeder Gelegen-

¹⁾ Sie mann: Ferndeformationsmessungen am Schiffskörper. Z. V. d. I. Bd. 70, Nr. 16 u. 19.

²⁾ Dahlmann, Hoppe, Schäfer: Methoden und Möglichkeiten für Festigkeitsmessungen am Schiffskörper. Werft — Reederei — Hafen 22. Juni, 7. Juli 1926.

heit voll und ganz für die Notwendigkeit derartiger Versuche ausgesprochen haben und ihnen ihre weitgehendste ideelle und materielle Unterstützung haben zuteil werden lassen.

Es kann wohl mit Recht behauptet werden, daß nach den Versuchen von Biles sich alle Versuche in derselben Richtung bewegten und unter einer getrennten Betrachtung der Längs- und Querverfestigung sich darauf beschränkten, lediglich das Verhalten der Schiffe in der Längsrichtung zu beobachten, und dabei das tatsächlich vorhandene „Atmen der Schiffe“, d. h. das Arbeiten der Schiffe in der Längs- und Querrichtung zu vernachlässigen (vgl. Abb. 4 und 5).

Wünschenswert wäre es, wenn zur praktischen Kontrolle des diesbezüglichen Verhaltens der Schiffe auch die Seeschiffe nicht nur mit fortlaufenden Tiefgangsskalen am Vor- und Hintersteven versehen würden, sondern wie die Flußschiffe mittschiffs und dazwischen an beiden Seiten Tiefgangsskalen erhielten, die bereits für den Praktiker während der Ausrüstung des Schiffes, beim Beladen, beim Docken usw. ein Beobachten des Verhaltens der Schiffe in obigem Sinne gestatten

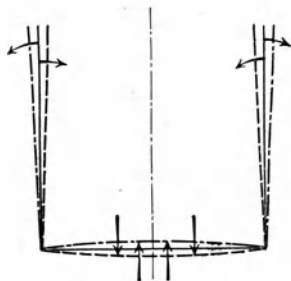


Abb. 4.

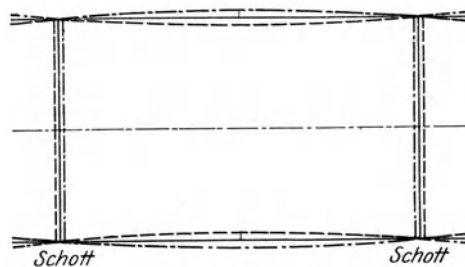


Abb. 5.

und damit eine weitere Anregung zum zwangsläufigen Mitarbeiten weitester Kreise der Werft- und Reedereipraxis an der Lösung der Festigkeitsfragen geben würden.

Den Reeder dürfte es besonders interessieren, daß die jeweilige Durchbiegung des Schiffes natürlich von Einfluß auf die richtige Ermittlung der Ladefähigkeit ist und lediglich Ablesungen am Vor- und Hintersteven zu Trugschlüssen führen müssen (vgl. Abb. 2 und 3), da die Durchbiegungen, denen man bisher in den meisten Fällen kaum Beachtung geschenkt hat, doch oft ziemlich bedeutend sein können.

Einige seegehende Tankschiffe besitzen bereits derartige Tiefgangsskalen. Bei einem Tanker von 10 000 t Tragfähigkeit mit der gewöhnlichen Maschinenanordnung im Hinterschiff beträgt die Durchbiegung für das beladene Schiff bis zu 20 cm. Man muß demnach zu der durch die Tiefgangsablesungen am vorderen und hinteren Lot an Hand des Berechnungsdiagramms ermittelten Verdrängung etwa $\frac{1}{2}$ bis $1\frac{1}{2}$ % hinzuschlagen, um die tatsächliche Verdrängung zu erhalten.

Die Deutsche Werft A.-G., Hamburg, berechnet für die von ihr gebauten Erzfrachtdampfer „Amerikaland“ und „Svealand“¹⁾ die Durchbiegung für das Schiff im Wellental zu 28 cm, für das Schiff auf dem Wellenberg zu 17 cm, wobei die durch die Schubspannungen bedingte Mehrdurchbiegung, auf die später näher eingegangen werden soll, noch nicht berücksichtigt worden ist. Durch die Schub-

¹⁾ Die Motorerzschiffe „Svealand“ und „Amerikaland“. Werft — Reederei — Hafen, 22. Mai 1925.

spannung wird die Durchbiegung im ersten Falle um 5 cm, im zweiten Falle um rd. 3 cm vergrößert, so daß wir für ein Schiff von 167 m Länge und 13,4 m Seitenhöhe im Wellental eine Gesamtdurchbiegung von 33 cm festgestellt haben.

In Verbindung mit dieser Feststellung dürfte vielleicht die Anregung beachtenswert sein, den Einfluß derartiger Durchbiegungen auf die Geschwindigkeit mittels Schlepptest zu ermitteln. Vielleicht könnte sich dann als Ergebnis herausstellen, daß es in gewissen Fällen zweckmäßiger ist, Ballast einzunehmen, um die Durchbiegung auszugleichen, anstatt mit einem leichten, aber auf Grund seiner ihm innewohnenden Durchbiegung mehr Widerstand herbeiführenden Schiff zu fahren.

Besonders wertvoll für die Erkenntnis der festigkeitstechnischen Vorgänge sind die Havariefälle, die sehr oft mehr sagen als der kostspieligste Versuch. Es wäre daher zu wünschen, daß das Material über derartige Fälle ohne Namensnennung des betr. Objektes in weit größerem Maße als bisher der Öffentlichkeit zur Verfügung gestellt würde.

5. Biles's Versuche mit dem Torpedoboot „Wolf“ und Pietzker's Theorie.

Die von Biles¹⁾ mit dem Torpedoboot „Wolf“ im Dock und auf See ausgeführten Versuche und Messungen sind allgemein bekannt. Auf sie wird noch heute bei Betrachtung der Festigkeitsfragen des Schiffes als Ganzes ständig Bezug genommen, denn sie haben die Grundlage für die heutige Anschauung über Längsfestigkeit gebildet, und auch Pietzker hat seine Theorie auf ihnen aufgebaut.

Pietzker²⁾ sagt: „Obgleich Versuche solcher Art nicht wiederholt worden sind, ist man bei der ausgezeichneten Art, in der diese vorgenommen sind, berechtigt, das Ergebnis als festliegend anzunehmen, und es also als Tatsache zu betrachten, daß nur ein Teil der durchlaufenden Längsverbandteile des Querschnittes zu seinem Biegungswiderstand beiträgt.“

Während Biles den Unterschied der praktisch gemessenen Durchbiegung des Schiffes gegenüber der theoretisch errechneten einer Veränderung des Elastizitätsmoduls des Materials zuschreibt, den er für Schiffe zu etwa ein Drittel des normalen Wertes für Schiffbaumaterial findet, ist Pietzker der Ansicht, daß es den tatsächlichen Verhältnissen näherkommt, wenn man den Elastizitätsmodul als unverändert annimmt und die Abweichung der beobachteten Durchbiegung von der berechneten einer Veränderung des Trägheitsmomentes zur Last legt.

Eine einwandfreie Klärung dieser für die Lösung des Festigkeitsproblems grundlegenden Frage hat bisher nicht stattgefunden. Die Ansichten darüber sind heute noch geteilt. Man hört sogar oft die Ansicht vertreten, daß es für die Praxis doch völlig gleichgültig sein kann, ob E oder J kleiner ist, da beide Werte in der allgemeinen Durchbiegungsformel für eine gerade Stabachse

$$y = \frac{P \cdot l^3}{48 E \cdot J},$$

ja im Nenner zusammen als Produkt vorkommen.

¹⁾ J. H. Biles: The strength of ships, with special reference to experiments and calculations made upon HMS „Wolf“ TINA 1905. — Design and construction of ships. London 1923.

²⁾ Pietzker: Festigkeit der Schiffe.

Dem ist entgegenzuhalten, daß solange wir in dieser Hinsicht über keine einwandfreie Klärung verfügen, es ausgeschlossen ist, das Festigkeitsproblem überhaupt im Interesse wirtschaftlicherer Materialausnutzung zu lösen.

Während beispielsweise Dr. Dahlmann noch in seinem 1925 erschienenen Buche „Festigkeit der Schiffe“ sich der Anschauung Biles's anschließt, indem er sagt: „Abzulehnen ist der Vorschlag, den unzweifelhaft bestehenden Abfall des Elastizitätsmoduls durch eine Verringerung des wirksamen Trägheitsmomentes der Spantquerschnitte auszugleichen — und dafür mit dem Elastizitätsmodul des Materials zu rechnen“, und „daß es zweckmäßig sein wird, bei Handelsschiffen mit $E = 1\ 600\ 000$ bis $1\ 800\ 000$ kg/qcm zu rechnen, je nach Bauart und Höhe der Beanspruchungen in der Nietung des Längsverbandes“, sagt er in seiner im Juni dieses Jahres in Werft — Reederei — Hafen erschienenen, bereits oben angezogenen Arbeit: „Dabei wird man am zweckmäßigsten zunächst davon ausgehen, den Elastizitätsmodul des ganzen Schiffes gleich dem des Materials zu setzen und die Faktoren, welche ihn beeinflussen im Wert, für das Trägheitsmoment berücksichtigen“, also etwas anderes, ohne bestimmte Gründe hierfür anzugeben.

Auch Sie mann betont die Nachgiebigkeit der Vernietung, während Pietzker den Einfluß der Vernietung auf die Verringerung des Trägheitsmomentes als nur ganz verschwindend ansieht.

Auf Grund der vielen Untersuchungsergebnisse von Nietverbindungen durch Bach, Lavelly, Clark, Reed, Wildish, Harkort und Montgomerie¹⁾ und auf Grund meiner bei Flußschiffen gemachten Erfahrungen, auf die später eingegangen werden soll, ferner auf Grund eigener Beobachtungen und Untersuchungen des Verhaltens der Nietverbindungen stark havariierter Schiffe verrete ich mit Pietzker nach wie vor die Ansicht, bei den in Betracht kommenden Beanspruchungen den Elastizitätsmodul als unverändert anzunehmen.

Die gemessene Mehrdurchbiegung des Torpedobootes „Wolf“ gegenüber der errechneten ist nach Pietzker²⁾ nun auf folgende Punkte zurückzuführen:

1. Darauf, daß der berechnete Querschnitt in seinen anscheinend auf Druck beanspruchten Teilen knickbeanspruchte Teile enthält, die nicht oder jedenfalls nicht ebenso wie die übrigen tragen;
2. darauf, daß die Hauptgurtungen, Decks und Boden zu breit sind und zu weit von den Trägerstegen (der Außenhaut) entfernt liegen, um voll mittragen zu können;
3. darauf, daß bei Schiffen, die sehr unfertig vom Stapel laufen, die ganze Konstruktion schon unter einer gewissen Spannung steht, wenn der Hauptteil der oberen Gurtung, das oberste tragende Deck eingesetzt wird, so daß Verbandteile sehr verschiedener Spannungszustände miteinander verbunden sind.

¹⁾ Edwin Clark: Experimental investigations on the riveting and shearing of iron. The Britannia and Conway Tubular Bridges 1850. — E. J. Reed: Experiments on frictional slip. Shipbuilding in iron and steel 1869. — J. G. Wildish: On the strength of mild steel plates and rivets of various kinds used in shipbuilding. TINA 1885. — J. Montgomerie: Further experiments of large size riveted joints. TINA 1923.

²⁾ Pietzker: Festigkeit der Schiffe.

Pietzker rechnet als knickfest nur einen Streifen von der 40fachen Plattendicke an den Längsversteifungen, und zwar auch auf der Zugseite als mittragend.

Wie Lienau bereits in seinem Vortrage über „Materialspannungen in den Längsverbänden stählerner Handelsschiffe“ (STG 1913) nachgewiesen hat, widerspricht diese Rechnung der Erfahrung bei Handelsschiffen.

Hoffmann zeigt in seinem Vortrag vor der INA, daß nach Pietzker der „Wolf“ nur ein Drittel des Moments aufgenommen haben würde, so daß also der Rest von zwei Dritteln durch die unversteifte Beplattung aufgenommen werden muß. Außer den knickfesten Längsverbänden berücksichtigt er auch die nicht abgestützten Teile der Deck- und Außenhautbeplattung, soweit ihre Belastung unterhalb der Knicklast liegt, und überläßt den jenseits dieser Knicklast beanspruchten, demnach bereits ausgeknickten Plattenteilen einen wirksamen Widerstand in Höhe der Knickbeanspruchung.

Schnadel kommt in seinem Vortrage (STG 1925) zu dem Ergebnis, daß die Vergrößerung der Durchbiegung zum Teil durch den Spannungsabfall, zum Teil durch Ausknicken der versteiften Wandung und zum Teil durch die Schubkräfte hervorgerufen wird.

Die bei seinen Versuchen mit Kastenträgern durch Schubkräfte hervorgerufene Durchbiegung macht etwa 25 % der errechneten größten Durchbiegung durch Momente aus. Für Schiffe gibt er 15 % an.

6. Die Bedeutung der Schubspannungen für das Raumfestigkeitsproblem.

Auf den Einfluß der Schubspannungen auf die Durchbiegung der Schiffe haben in Verbindung mit Biles's Versuchen bereits die Engländer Robb¹⁾ und Lockwood Taylor²⁾ hingewiesen.

Sämtliche Forscher vor Robb, Taylor und Schnadel vernachlässigen den Einfluß der Schubspannungen auf die Durchbiegung.

Bekanntlich treten in Verbindung mit der bei Beladung und im Seegange sich ergebenden Biegung und Torsion Schubspannungen in der seitlichen Außenhaut, im Boden und in den Decks auf. Schubspannungen treten ferner auf an allen Stellen, wo ein Übergang aus stärkerem Material in schwächeres vorhanden ist, und an allen in das Material geschnittenen Öffnungen wie Luken, Maschinen- und Kesselschächten, Türen usw., und gerade diese Tatsache dürfte bereits die Bedeutung dieser Spannungsart, die wir bei der normalen Längsfestigkeitsrechnung bisher nicht in Betracht gezogen haben, für das Raumfestigkeitsproblem erkennen lassen.

Bereits im ältesten Holzschiffbau und später im Kompositbau trug man dem Auftreten der Schubspannungen dadurch Rechnung, daß man beispielsweise die Außenhaut durch Diagonalbänder, entweder innen oder außen angebracht, gegen den Einfluß der Schubspannungen zu sichern suchte (vgl. Abb. 6).

Bei dem Übergang zum Eisenschiffbau glaubte man auf den Einfluß der Schubspannungen keine Rücksicht mehr nehmen zu müssen, und lediglich reine Holz-

¹⁾ A. M. Robb: Notes on deflections of bulkheads and of ships, INA, Trans 1921.

²⁾ J. Lockwood Taylor: The theory of longitudinal bending of ships. North East Coast Institution of Engineers and Shipbuilders in Newcastle-on-Tyne. 19. Dezember 1924.

decks wurden noch gegen die Schubspannungen durch Anbringen von Diagonalbändern geschützt.

Obwohl Bach bereits 1889 durch Versuch und Rechnung für Balken verschiedenartigster Querschnittsformen nachgewiesen hat, daß die Schubspannungen gegebenenfalls einen bedeutenden Einfluß haben können, leitet Biles aus Biegungsversuchen für Profile den Elastizitätsmodul in der Weise ab, daß er den Einfluß der Schubspannungen auf die Durchbiegung vernachlässigt, kommt demnach zu einem viel zu geringen Elastizitätsmodul, ein Verfahren, welches er auch bei der Auswertung seiner Versuche mit „Wolf“ zur Anwendung bringt.

Biles geht auf die Versuche von Read und Stanbury¹⁾ zurück, die auf Grund von Biegungsversuchen mit den verschiedenartigsten Winkelträgern den Elastizitätsmodul zu 10 000 t pro Quadratzoll, d. h. = 1 625 000 kg/qcm, ermittelten.

Auch Bruhn erklärt in seinem 1905 vor der INA gehaltenen Vortrage „Some experiments on structural arrangements in ships“ auf Grund seiner Meßergebnisse bei Biegungsversuchen mit den verschiedenartigsten Profilen und Profilkombinationen die gegenüber der theoretischen Rechnung sich praktisch ergebende größere Durchbiegung mit einem geringeren Elastizitätsmodul, nachdem er zuerst der Rechnung einen Elastizitätsmodul von 13 000 t pro Quadratzoll = rd. 2 100 000 kg/qcm zugrunde gelegt hat (vgl. Abb. 7 bis 14). Ja sogar innerhalb der Elastizitätsgrenzen glaubt Bruhn die mit größer werdender Belastung sich ergebende größere Durchbiegung auf einen geringeren Elastizitätsmodul zurückführen zu dürfen. Auch er vernachlässigt den Einfluß der auftretenden Schubspannungen.

Hinsichtlich des Zusammenhanges zwischen der Dehnung und der zugehörigen Spannung σ pflegt bekanntlich in der Elastizitäts- und Festigkeitslehre angenommen zu werden, daß innerhalb gewisser Belastungsgrenzen Proportionalität zwischen ihnen besteht, entsprechend der Gleichung $\varepsilon = \alpha \sigma$, worin α eine innerhalb der erwähnten Belastungsgrenzen konstante Erfahrungszahl bedeutet, nämlich diejenige Zahl, die angibt, um welche Strecke ein Stab von der Länge 1 bei einer Belastung gleich der Krafteinheit (Kilogramm) auf die Flächeneinheit (Quadratzentimeter) seine Länge ändert, oder kurz die Änderung der Längeneinheit, d. h. die Dehnung für das Kilogramm Spannung.

7. Der Einfluß der Schubspannungen auf die Durchbiegung eines belasteten Trägers nach Bach.

Bach²⁾ sagt bereits im Vorwort zur ersten Auflage seines 1889 erschienenen Buches „Elastizität und Festigkeit“:

¹⁾ C. Read und Stanbury: On the relation between stress and strain in the structure of vessels. TINA 1894.

²⁾ Siehe auch Z. d. V. d. I. 1888, S. 222 u. f.

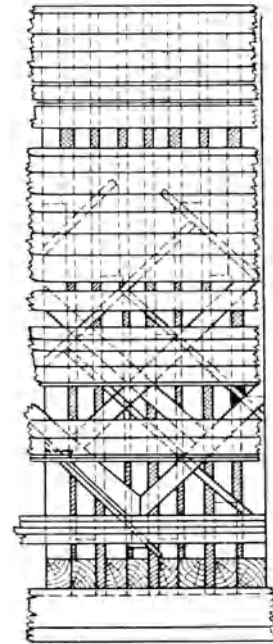


Abb. 6.

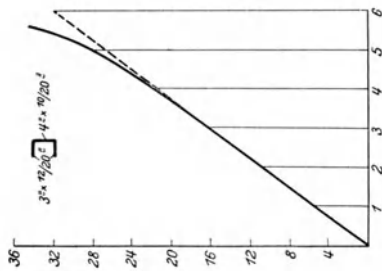


Abb. 7.

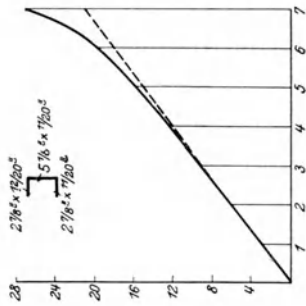


Abb. 8.

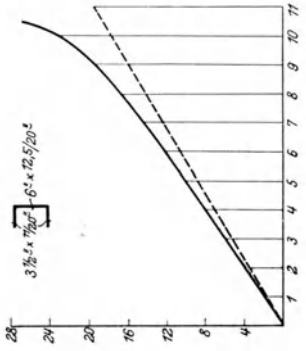


Abb. 9.



Abb. 10.

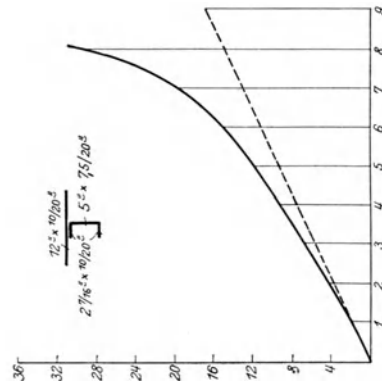


Abb. 11.

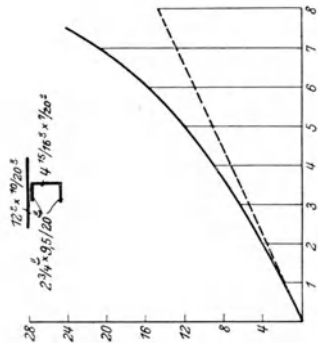


Abb. 12.

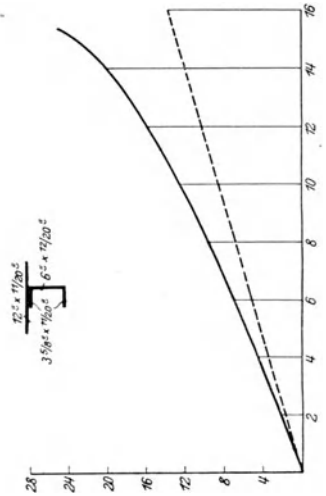


Abb. 13.

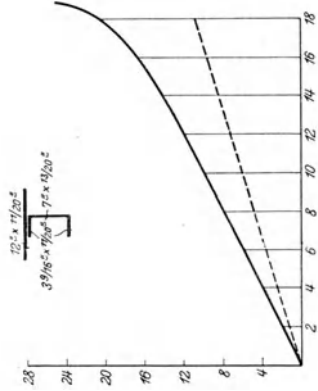


Abb. 14.

Ordinaten: Durchbiegung in $1/64$ Zoll engl. Ausgezogene Linien: gemessene senkrechte Durchbiegung; gestrichelte Linien: errechnete Durchbiegung.
 Abszissen: Belastung in Tons engl.

„Wie allgemein ist bei der Ermittlung des Dehnungskoeffizienten (Elastizitätsmoduls) aus Biegungsversuchen der Einfluß der Schubkraft vernachlässigt worden.“

Zur Bestimmung des Elastizitätsmoduls verwendet man vielfach die Gleichung

$$E = \frac{P l^3}{48 \cdot J \cdot y},$$

gleichgültig, wie groß die Höhe des Stabes im Verhältnis zur Entfernung der Auflager voneinander ist. Ist sie verhältnismäßig bedeutend, so verliert die Gleichung an Genauigkeit, da die Durchbiegung eines Stabes, streng genommen, nicht nur von dem biegenden Moment, sondern auch von den Schubkräften abhängt, worauf Poncelet schon aufmerksam gemacht hat.

Bei den Bauschingerschen Versuchen mit Ternitzer Bessemerstahl (Mitteilungen aus dem mechanisch-technischen Laboratorium der Polytechnischen Schule zu München, 1874, 3. Heft, S. 8f.) beträgt bei einer Seitenhöhe von $h = 140$ mm und einer Länge zwischen den Auflagern $l = 1000$ mm das Verhältnis der durch die Schubkräfte erzeugten Durchbiegung y_2 zu der durch das Biegemoment erzeugten Durchbiegung y_1

$$y_2 : y_1 = 4 \left(\frac{14}{100} \right)^2 : 1 = 0,0784 : 1.$$

Da auch hier der aus den Biegungsversuchen festgestellte Elastizitätsmodul von Bauschinger auf Grund der Gleichung

$$E = \frac{P l^3}{48 \cdot J \cdot y}$$

berechnet worden ist, so sind die betreffenden Elastizitätsmodule um nahezu 8 Prozent zu klein bestimmt worden. Tatsächlich ermittelte Bauschinger den Elastizitätsmodul aus den Zugversuchen zu 2 215 000, aus den Biegungsversuchen zu 2 105 000, also den ersteren um $100 \frac{2215-2105}{2105} = \text{rd. } 5\%$ größer als den letzteren, während mit Rücksicht darauf, daß der Druckelastizitätsmodul etwas bedeutender als der Zugelastizitätsmodul gefunden war, sowie im Hinblick auf den gegenseitigen Einfluß der Fasern des Stabes der Biegeelastizitätsmodul eher größer als kleiner wie derjenige gegenüber Zug zu erwarten stand.

Durch die Berücksichtigung des Einflusses der Schubkraft findet dieser Widerspruch seine Erklärung.

Bach errechnet die Gesamtdurchbiegung eines durch die Last P in der Mitte belasteten prismatischen Stabes unter Vernachlässigung des Eigengewichtes zu

$$y_1 + y_2 = \frac{\alpha}{48} \frac{P l^3}{\frac{1}{2} b h^3} + 0,3 \beta \frac{P}{b h} \cdot l = \left\{ 0,25 \alpha \left(\frac{l}{h} \right)^2 + 0,3 \beta \right\} \frac{P}{b h} l^3.$$

Wird die Schubzahl β durch $\beta = 2 \frac{m+1}{m} \alpha$ ersetzt, so folgt:

$$y_1 + y_2 = \left\{ 0,25 \left(\frac{l}{h} \right)^2 + 0,6 \frac{m+1}{m} \right\} \alpha \frac{P}{b h} \cdot l^3$$

¹⁾ Siehe auch Wrobbel, Die Durchbiegung von Schiffen unter dem Einfluß der auftretenden Schubspannungen, Schiffbau, 17. November 1926.

und mit $m = \frac{10}{3}$

$$y_1 + y_2 = \left\{ 0,25 \left(\frac{l}{h} \right)^2 + 0,78 \right\} \alpha \frac{P}{bh} \cdot l.$$

Hierin bestimmt das erste Glied der Klammer den Einfluß des biegenden Momentes auf die Durchbiegung, während das zweite denjenigen der Schubkraft zum Ausdruck bringt. Das Verhältnis von y_2 zu y_1 ist demnach

$$\frac{y_2}{y_1} = \frac{0,78}{0,25 \left(\frac{l}{h} \right)^2} = \frac{3,12}{\left(\frac{l}{h} \right)^2}.$$

Es beträgt für $l = 2h \quad 4h \quad 8h \quad 16h$
 $0,78:1 \quad 0,195:1 \quad 0,049:1 \quad 0,012:1$

Durch die Vernachlässigung von y_2 begeht man im Falle des rechteckigen Querschnittes bei $l = 1000$ mm und

$$\begin{aligned} h = \frac{l}{4} &= 250 \text{ mm einen Fehler von } 19,5\%, \\ h = \frac{l}{8} &= 125 \text{ „ „ „ „ } 4,9\%, \\ h = \frac{l}{16} &= 62,5 \text{ „ „ „ „ } 1,2\%. \end{aligned}$$

Hieraus folgt, daß die Höhe der Stäbe verhältnismäßig nicht bedeutend sein darf, wenn die Außerachtlassung von y_2 zulässig erscheinen soll.

Ganz bedeutenden Einfluß erlangt unter Umständen die Schubkraft auf die Durchbiegung bei I-Trägern.

Interessant in dieser Hinsicht sind besonders die von Tetmajer (Mitteilungen der Anstalt zur Prüfung von Baumaterialien am Eidgen. Polytechnikum zu Zürich 1886, S. 95 f.) angestellten Untersuchungen über den Wert des Thomas-Flußschmiedeeisens als Konstruktionsmaterial und die bei diesem gefundene Eigentümlichkeit, daß der Elastizitätsmodul aus den Biegeversuchen sich weit niedriger ergab als aus den Zugversuchen, und zwar war der Unterschied um so größer, je höher der Träger.

Tetmajer fand z. B. den Elastizitätsmodul für Flußeisen

a) aus Zugversuchen

Deutsches Normalprofil	in den Flanschen der Träger	in den Stegen der Träger	Durchschnitt
Nr. 24 (24 cm hoch)	2101000	2143000	2122000
„ 19 (19 „ „)	2174000	2083000	2128500
„ 14 (14 „ „)	2162000	2127000	2144500

b) aus Biegeversuchen mit den ganzen Trägern bei 1500 mm Entfernung der Auflager

$$\left. \begin{array}{l} \text{Nr. 24 } 1\,673\,000 \\ \text{„ 19 } 1\,787\,000 \\ \text{„ 14 } 1\,983\,000 \end{array} \right\} \text{berechnet aus der Gleichung } E = \frac{Pl^3}{48 \cdot J \cdot y}.$$

Hiernach wäre der Elastizitätsmodul des Trägers Nr. 24, ermittelt aus Biegeversuchen, um $2\,122\,000 - 1\,673\,000 = 449\,000$ kleiner als der aus Zugversuchen abgeleitete, also dieser um $4490 : 1673 = 27\%$ größer.

Wird der Einfluß der Schubkraft berücksichtigt, so ergibt sich zunächst, da für das Profil Nr. 24

$$J = 4308 \quad \text{und} \quad b = 0,87 \text{ cm}$$

$$\int_0^e \eta dF = 10,6 \cdot 1,31(12 - 0,655) + \left(\frac{12 - 1,31}{2}\right)^2 \cdot 0,87 = 207,2;$$

$$\tau = \frac{P}{2 \cdot J \cdot b} \int_0^e \eta dF = 0,0276 P;$$

und hiermit

$$y_2 = \frac{1}{G} \cdot 0,0276 P \cdot \frac{l}{2};$$

woraus mit $G = \frac{3}{8} E$

$$y_2 = 0,0368 \frac{P}{E} \cdot l.$$

Die vom biegenden Moment $\frac{Pl}{4}$ herrührende und von Tetmajer allein berücksichtigte Durchbiegung beträgt

$$y_1 = \frac{Pl^3}{48 \cdot E \cdot J} = \frac{150^2}{48 \cdot 4308} \cdot \frac{P}{E} \cdot l = 0,1089 \frac{Pl}{E}.$$

Die Vernachlässigung von y_2 kommt also im vorliegenden Falle auf einen Fehler von $100 \cdot \frac{368}{1089} = 34\%$ heraus.

Es ist genau

$$y = y_1 + y_2 = (0,1089 + 0,0368) \frac{P}{E} \cdot l = 0,1457 \frac{P}{E} \cdot l,$$

woraus

$$E = 0,1457 P \cdot \frac{l}{y}.$$

Unter Berücksichtigung des Einflusses der Schubkraft findet sich demnach

$$1\,673\,000 \frac{1457}{1089} = 2\,238\,000 \text{ kg/cm}^2,$$

welches Ergebnis in sehr guter Übereinstimmung mit dem Ergebnis der Zugversuche steht.

Das Verhältnis von $\frac{y_2}{y_1}$ ist demnach

$$= \frac{0,0368}{0,1089} = \frac{x}{\left(\frac{l}{h}\right)^2}.$$

Da $l = 150 \text{ cm}$ und $h = 24 \text{ cm}$ ist, so ist

$$x = \frac{0,0368}{0,1089} \left(\frac{150}{24}\right)^2;$$

$$x \simeq 13,2;$$

d. h.

$$y_2 : y_1 \simeq \frac{13,2}{\left(\frac{l}{h}\right)^2} \simeq 13,2 \left(\frac{h}{l}\right)^2.$$

Je niedriger die Träger, um so mehr tritt, da l konstant war, der Einfluß der Schubkraft zurück, um so mehr nähern sich auch die von Tetmajer aus den Biegungsversuchen gefundenen Elastizitätsmodule den aus Zugversuchen entwickelten.

Dasselbe Ergebnis zeigen die im vorigen Abschnitt erwähnten Versuche von Read und Stanbury sowie von Bruhn, deren fälschliche Elastizitätsmodulbestimmung in ähnlicher Weise, wie eben ausgeführt, zu erklären ist.

8. Eine Kritik der Biles'schen Ergebnisse.

In der von Biles veröffentlichten Tabelle der Werte des jeweilig für die einzelnen Untersuchungsstadien ermittelten Elastizitätsmoduls fällt auf, daß der

Tiefgang in Fuß engl.	Durchsacken			Aufbuchten		
	mittels Spannungs- messers	aus Durchbiegungskurven		mittels Spannungs- messers	aus Durchbiegungskurven	
		auf Spt. 84	Durchschnitt über Länge		auf Spt. 84	Durchschnitt über Länge
6	12 102	11 415	11 813	—	—	—
5	12 125	11 020	11 950	15 977	11 750	11 820
4	11 419	10 780	11 390	15 110	10 510	10 795
3	11 431	10 570	11 500	12 957	9 935	10 385
2	10 774	10 220	11 110	12 720	9 412	9 610
1	10 725	9 830	10 550	11 705	9 350	9 870
Trocken- zustand	10 247	9 512	10 340	11 806	9 300	9 746

Elastizitätsmodul sich mit der Größe der Belastung ändert, denn nach dem Vorhandensein von Proportionalität zwischen Spannungen und Dehnungen ist es unzulässig, bei verschiedenen Belastungen innerhalb gewisser Spannungsgrenzen einen verschiedenartigen Elastizitätsmodul in die Rechnung einzusetzen bzw. zuzulassen, der im vorliegenden Falle des „Aufbuchtens“ eine Differenz von $100 \frac{15977 - 11806}{11806} = \text{rd. } 35\%$ zwischen errechnetem Maximum und Minimum (15977 gegen 11806) ergibt.

Dagegen dürfte verständlich sein, daß mit zunehmender Beanspruchung, die am größten im Zustand „trocken“ ist, auch die auftretenden Schubspannungen zunehmen und ihren im vorigen Abschnitt gezeigten Einfluß auf die Größe der resultierenden Gesamtdurchbiegung mehr und mehr geltend machen.

Wenn nun eine Änderung des Elastizitätsmoduls nach dem hier und weiter oben Gesagten nicht zugestanden werden kann, sind dann die verschiedenartigen Meßergebnisse etwa in einer Veränderung des wirksamen Trägheitsmomentes des Querschnittes zu suchen?

Um diese Frage beantworten zu können, ist es erforderlich, die Meßergebnisse zuerst getrennt für den Fall des „Aufbuchtens“ und dann für den Fall des „Durchsackens“ zu untersuchen.

Wir würden also statt mit einer Verringerung des Elastizitätsmoduls mit einer Verringerung des wirksamen Trägheitsmomentes des Querschnittes mit zunehmen-

der Belastung bei gleicher Belastungsart zu rechnen haben. Aber auch dies widerspricht der üblichen berechtigten Anschauung, und die Verschiedenartigkeit der gemessenen Werte dürfte hierdurch nicht zu erklären sein, es sei denn, daß der „Wolf“ so weich gewesen ist, daß mit zunehmender Belastung der für das wirksame Trägheitsmoment maßgebende Querschnitt seine Steghöhe derartig änderte, daß entsprechend der Änderung des Elastizitätsmoduls von 15977—11806 im Falle des Aufbuchtens sich auch das Trägheitsmoment änderte, was aber wohl kaum angenommen werden dürfte.

Verständlich ist dagegen die Differenz der mittels Spannungsmesser ermittelten Werte für „Aufbuchten“ und „Durchsacken“, wo beispielsweise bei einem Tiefgang von 5' einem E -Wert von 15977 für „Aufbuchten“ ein E -Wert von 12125 für „Durchsacken“ gegenübersteht, eine Differenz, die dadurch erklärt werden kann, daß im Falle des „Durchsackens“ das errechnete Biegemoment ein größeres ist als beim „Aufbuchten“, und daß im Falle des Aufbuchtens das wirksame Trägheitsmoment des Querschnittes ein größeres ist als im Falle des Durchsackens, bzw. daß im Falle des Aufbuchtens die Teile des Decks mehr zum Mittragen auf Zug herangezogen worden sind, als sie im Falle des Durchsackens bei der auf sie kommenden Druckbeanspruchung mitzutragen in der Lage waren.

In direktem Widerspruch hierzu stehen allerdings die auf Grund der Durchbiegungskurven ermittelten Werte, die im Falle des Aufbuchtens kleinere Werte ergeben als im Falle des Durchsackens.

Biles selbst schweigt sich über diesen ohne weiteres in die Augen fallenden Widerspruch aus. Er kann meines Erachtens dadurch geklärt werden, daß Biles für beide Fälle das gleiche wirksame Trägheitsmoment des vollen Querschnittes in Rechnung stellt und daß er das verschiedenartige Verhalten des verhältnismäßig dünnen Decks mit seinen Maschinen- und Kesselschachtausschnitten im Falle von Zug- und Druckbeanspruchung gegenüber dem weit günstigeren Verhalten des Bodens auch im Falle von Druck außer acht läßt, womit er zu theoretisch ermittelten Werten kommt, die mit den praktisch gemessenen nicht übereinstimmen können.

Nicht unerwähnt bleiben darf, daß Biles, obwohl er außer den auftretenden Beanspruchungen und den sich einstellenden Durchbiegungen längsschiffs auch die Formveränderung querschiffs messen wollte, weder in seinem 1905 vor der INA gehaltenen Vortrage noch in seinem Buche „The design and construction of ships“ über die diesbezüglichen Ergebnisse etwas sagt.

Es dürfte nicht von der Hand zu weisen sein, daß die speziell für den Versuch auf den Spanten Nr. 32, 59, 75 und 102 (vgl. Abb. 15—16) eingebauten Quer versteifungen (s. Abb. 17—20) ganz erheblich zur Querfestigkeit beigetragen haben und daß auch die Art der Lagerung an den Stellen A , B , C , D ebenfalls eine besonders auffallende Deformation querschiffs verhindern mußte. Mit diesen Einbauten hat man dem Schiff gewissermaßen vier zusätzliche Querschotten gegeben, deren Einfluß bei der Beurteilung der Gesamtfestigkeit kaum vernachlässigt werden dürfte.

Man muß daher, wenn Biles auf eine Anfrage hin in seinem Schlußwort sagt, daß die Querdeformation so gering war, daß man ihr keine Beachtung

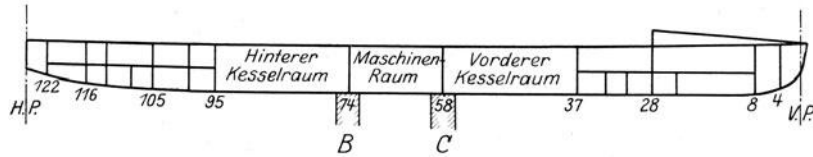


Abb. 15.

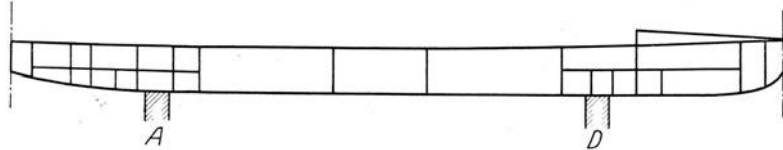


Abb. 16.

schenkte, dieser Tatsache doch mit einer gewissen Reserve gegenüberstehen, während man andererseits die seitens der mit den Versuchen betrauten Kommis-

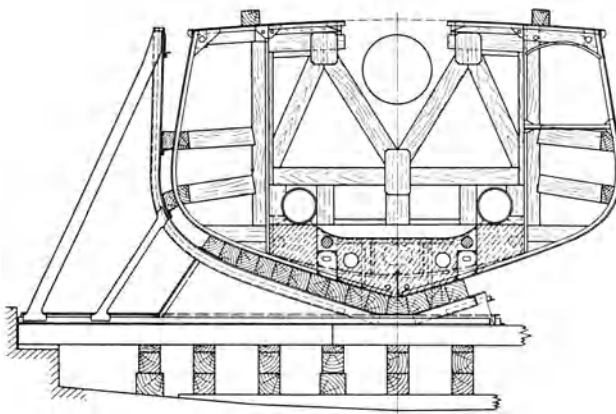


Abb. 17.

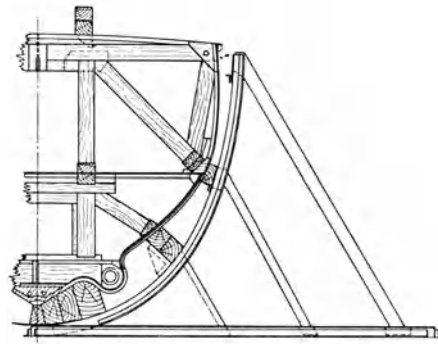


Abb. 18.

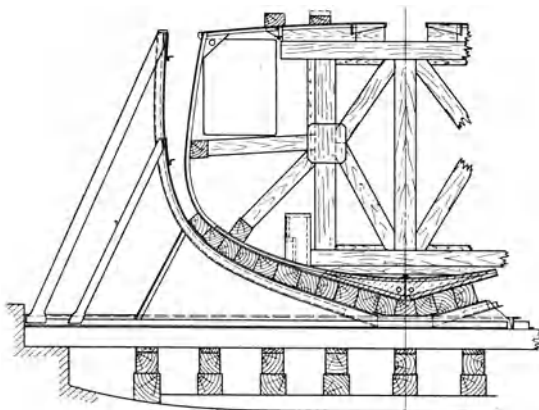


Abb. 19.

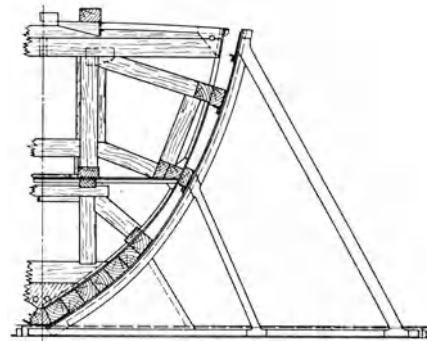


Abb. 20.

sion getroffenen Vorsichtsmaßnahmen nach den voraufgegangenen Unfällen der englischen Torpedoboote, die die eigentliche Ursache für die Untersuchungen mit dem „Wolf“ bildeten, wird verstehen können.

9. Ergebnisse ausgeführter Durchbiegungsmessungen an See- und Flußschiffen beim Stapellauf und in freischwimmendem Zustande.

1. Eine Reihe der von mir auf der Lobithschen Scheepsbouw Mij, Holland, vorgenommenen Stapellaufmessungen, sowie Messungen an Schiffen in freischwimmendem Zustande führte zu dem Ergebnis, daß im Gegensatz zu Seeschiffen die gemessenen Durchbiegungen bei Flußschiffen geringer waren als die theoretisch errechneten.

2. Flußschiffe mit Querschotten, deren Abstand voneinander größer war als die Schiffsbreite, zeigten eine relativ größere Durchbiegung als Schiffe, deren Schottabstand kleiner war als ihre Breite, dennoch blieb ihre gemessene Durchbiegung unterhalb der errechneten.

3. Seeschiffe zeigen durchweg eine gemessene größere Durchbiegung als die errechnete, und zwar eine um so größere, je größer ihre Seitenhöhe im Verhältnis zur Länge ist und je weniger Schotten sie haben.

4. Die absolute Differenz zwischen der gemessenen und errechneten Durchbiegung ändert sich mit der Neigung der Ablaufbahn bzw. beim freischwimmenden Schiff mit der Größe der Belastung.

Auf Grund dieser Ergebnisse, deren detaillierte Veröffentlichung einer weiteren Arbeit vorbehalten ist, glaube ich berechtigt zu sein, folgende Schlüsse ziehen zu dürfen.

In Anbetracht der Tatsache, daß bei den Flußschiffen das Verhältnis der Länge zur Seitenhöhe zwischen 29 und 31 schwankte, demnach also sehr groß war, darf nach den im Abschnitt 7 über den Einfluß der Schubspannungen auf die Durchbiegung eines belasteten Trägers gemachten Ausführungen ohne weiteres gefolgert werden, daß der Einfluß der Schubspannungen bei diesen im Verhältnis zu ihrer Seitenhöhe verhältnismäßig langen Trägern nur gering ist.

Hierdurch ist also einerseits zu erklären, warum die gemessenen Durchbiegungen bei den Flußschiffen nicht größer waren als die theoretisch errechneten. Andererseits ist die Tatsache, daß sie sogar geringer waren, dadurch zu erklären, daß bei der theoretischen Rechnung zuerst sowohl beim Ablauf als auch beim freischwimmenden Schiff die mit der errechneten Durchbiegung sich ergebende Auftriebsveränderung und damit die praktisch eintretende Verringerung des maximalen Biegemomentes unberücksichtigt gelassen worden war (vgl. Abb. 2 und 3).

Eine nachträglich angestellte Rechnung ergibt, daß beispielsweise bei den großen 1360-t-Rheinkähnen¹⁾, für die für den Ablauf eine Durchbiegung von 16,7 cm innerhalb der Meßlänge errechnet worden war, sich diese unter Berücksichtigung obigen Gesichtspunktes in 16,2 cm ändert, während die gemessene Durchbiegung lediglich 14,7 cm beträgt. Für das frei schwimmende Schiff ergeben sich statt der zuerst errechneten 6,5 cm durch die durch das Durchhängen der Schiffsenden an diesen bedingte Verdrängungszunahme und dadurch gleichzeitig erzeugte Verringerung des maximalen Biegemomentes 5,5 cm, so daß auch in diesem Falle gegenüber der gemessenen Durchbiegung von 4 cm noch eine Differenz von 1,5 cm

¹⁾ Wrobbe: Festigkeitsfragen bei Flußfahrzeugen. Werft — Reederei — Hafen, 7. Nov. 1923.

geringerer Durchbiegung vorhanden ist, die auf den mittragenden Einfluß der unverhältnismäßig sehr eng stehenden Schotte zurückzuführen sein dürfte.

Wir sehen ferner aus diesen Ergebnissen, daß entgegen der Pietzkerschen Theorie es im vorliegenden Falle vollkommen gerechtfertigt war, den Hauptspantquerschnitt voll für die Berechnung des wirksamen Trägheitsmomentes einzusetzen.

In Verbindung hiermit dürfte das unter Punkt 2 Gesagte interessant sein. Die bei weiterer Schottenstellung sich ergebende größere Durchbiegung dürfte wohl in erster Linie auf den Einfluß des Wasserdruckes auf die zwischen den Schotten liegenden Plattenfelder zurückzuführen sein und damit auch gleichzeitig den Anteil der Querschotten an der Längsfestigkeit bestätigen.

Man kann sich den Vorgang des Mittragens der Querschotten längsschiffs in einfachster Weise dadurch klar machen, daß man sich zuerst einen Kastenträger denkt, der lediglich zwei Endschotten besitzt — die Wände seien als knickfest angenommen. Der Träger sei an den Enden gelagert und in der Mitte einer senkrecht wirkenden Last unterworfen. Der Träger wird eine gewisse Durchbiegung aufweisen. Für die Berechnung der Durchbiegung wird man das Trägheitsmoment des Hohlquerschnitts einzusetzen haben. Denkt man sich nun diesen Träger durch unendlich viele Querschotten unterteilt, die unmittelbar aneinander liegen, dann hat man es praktisch mit einem Balkenträger vollen Querschnittes zu tun, und in diesem Falle ist für die Errechnung der Durchbiegung das Trägheitsmoment des vollen Querschnitts einzusetzen. Es ist nach dieser Überlegung selbstverständlich, daß für zwischen diesen extremen Fällen liegende Zwischenfälle es nicht allgemein gerechtfertigt sein dürfte, für die Errechnung der Durchbiegung lediglich das Trägheitsmoment des Hohlquerschnitts zu berücksichtigen. Je nach dem vorhandenen Abstand der Querschotten voneinander werden diese mehr oder weniger einen Einfluß auf die Längsfestigkeit ausüben.

Zur einwandfreien Erkenntnisgewinnung über diese Vorgänge wird es in Zukunft in jedem Falle bei Durchbiegungsmessungen an Schiffen erforderlich sein, nicht nur die Durchbiegungen längsschiffs, sondern auch gleichzeitig ihr Verhalten querschiffs zu beobachten, um ein etwa vorhandenes Ausknicken der Außenhaut gleichzeitig zu erfassen.

Gesagtes gilt auch für Seeschiffe. Bei seegehenden Erzdampfern kann man das bereits oben erwähnte „Atmen“ der Schiffe, das gleichzeitige Arbeiten querschiffs, einwandfrei beobachten. Es ist selbstverständlich zu erwarten, daß die Querbeanspruchungen bei einem auf seinem Ladetiefgang schwimmenden Erzdampfer, während seine Seiten ohne Unterstützung seitens eines Ladungsdruckes von innen sind, die auftretenden Querbeanspruchungen in rauher See ganz bedeutende sein müssen und auch ihren Einfluß auf die Längsbeanspruchungen ausüben. Die in die Augen fallende Längsdurchbiegung von Erzdampfern

mit mittschiffs liegender Maschine in beladenem Zustande dürfte jedem Praktiker bekannt sein. Sehr oft sieht man diese Schiffe mittschiffs auf ihrer Tiefgangsmarke liegen, während die Schiffsenden diese erheblich überschreiten.

Die Tatsache, daß mit gegenüber der Länge zunehmender Seitenhöhe der Schiffe das Verhältnis der gemessenen Durchbiegung zur errechneten größer wird, bestätigt ebenfalls die in Abschnitt 7 behandelte Schubspannungstheorie.

10. Formel für die Bestimmung des Größenverhältnisses der durch die auftretenden Schubspannungen bedingten Vergrößerung der Durchbiegung von Schiffen.

Es soll nun versucht werden, eine Formel zu finden, die einen Anhalt gibt für die Bewertung des Größenverhältnisses der bei Schiffen auftretenden Schubspannungen ähnlich der von Bach für gewöhnliche Träger aufgestellten.

Ausgehend von den bereits obenerwähnten Rechnungsergebnissen für 10 Rheinschiffe von 78 m Länge zwischen den Loten und 2,5 m Seitenhöhe für eine Ablaufneigung 1:10 (10 cm auf 1 m) würde für den Fall, daß man das Material des tragfähigen Hauptspanntägers sich durch einen ideellen I-Träger ersetzt denkt, das Verhältnis zwischen der durch Schubspannungen in diesem Träger erzeugten Durchbiegung zu der durch das Biegemoment erzeugten Durchbiegung gemäß der im Abschnitt 7 gebrachten Ableitung sein:

$$y_2 : y_1 = 13,2 \left(\frac{h}{l} \right)^2.$$

In diese Gleichung wird h gleich der Seitenhöhe des Schiffes unter Berücksichtigung des Dennebooms mit rd. 2,75 m eingesetzt, während l nicht mit der Gesamtlänge des Schiffes, sondern analog der Belastungsannahme der I-Träger lediglich mit der freitragenden Länge des Schiffes beim Ablauf mit rd. 55 m einzusetzen ist, auf welcher Länge die errechnete Durchbiegung 11,2 cm beträgt, so daß sich hieraus

$$y_2 = 13,2 \cdot 11,2 \cdot \left(\frac{2,75}{55} \right)^2 = \frac{13,2 \cdot 11,2}{400} = 0,37 \text{ cm}$$

ergibt.

Indem man nun

$$\frac{y_2}{y_1} = \frac{0,37}{11,2} = x \left(\frac{2,75}{78} \right)^2$$

setzt, kann man den Faktor x für das Schiff als Ganzes ermitteln und erhält

$$x = \frac{0,37}{11,2} \cdot 800 \cong 26,4.$$

Für einen Frachtdampfer 300' · 42' · 24' betrug die errechnete Durchbiegung 3,6'', gemessen wurden 4,15''. Hieraus ergibt sich

$$y_2 : y_1 = \frac{0,55}{3,6} = x \left(\frac{24}{300} \right)^2; \quad x = \frac{0,55 \cdot 156}{3,6} \cong 24.$$

Für einen Frachtdampfer von 500' · 64' · 40' betrug die errechnete Durchbiegung 9'', gemessen wurden 10,4''. Hieraus ergibt sich

$$y_2 : y_1 = \frac{1,4}{9} = x \left(\frac{40}{500} \right)^2; \quad x = \frac{1,4 \cdot 156}{9} \cong 25.$$

Für ein Schiff von $400' \cdot 52' \cdot 31'$ berechnet Lockwood Taylor¹⁾ $4,78''$ Durchbiegung, bedingt durch das Biegemoment, und $0,87''$, bedingt durch die auftretenden Schubspannungen. Hieraus ergibt sich

$$y_2 : y_1 = \frac{0,87}{4,78} = x \left(\frac{31}{400} \right)^2; \quad x = \frac{0,87}{4,78} \cdot 166 \cong 30.$$

Auch Robb²⁾ leitet für ein Schiff von $347'$ Länge und $29,9'$ Seitenhöhe auf Grund der beobachteten Durchbiegung von $2,31''$ und der unter der Annahme eines Elastizitätsmoduls von $13\,500$ t pro Quadratzoll errechneten Durchbiegung von $1,94''$, d. h. also für

$$y_2 : y_1 = \frac{0,37}{1,94} = x \left(\frac{29,9}{347} \right)^2,$$

x ab zu $25,7$.

Schnadel³⁾ berechnet für seinen Kastenträger die maximale Durchbiegung durch Momente zu $0,99$ mm, die maximale Durchbiegung durch Schub zu $0,23$ mm. Bezieht man im vorliegenden Falle wie bisher das Verhältnis von $\frac{y^2}{y_1}$ auf die Länge und die Seitenhöhe des Kastenträgers, wobei man h zu $15,5$ cm annimmt, so erhält man

$$y_2 : y_1 = \frac{0,23}{0,99} = x \left(\frac{15,5}{160} \right)^2; \\ x \cong 25.$$

Lockwood Taylor¹⁾ berechnet auf Grund der von ihm entwickelten Theorie für ein Kastenschiff von $300' \cdot 50' \cdot 25'$ mit einer über den ganzen Schiffskörper sich erstreckenden starken Haut von $1/2''$, unter der Annahme, daß das Schiff auf einem Wellenberge in Form einer Sinuskurve von $300'$ Länge und $25'$ Höhe liegt, die durch das maximale Biegemoment bedingte Durchbiegung zu $5,14''$ und die durch die Schubspannungen bedingte Durchbiegung zu $0,89''$. Hieraus wiederum ergibt sich

$$\frac{y_2}{y_1} = \frac{0,89}{5,14} = x \left(\frac{35}{300} \right)^2; \\ x \cong 25.$$

Man wird nach dem Übereinstimmen dieser auf die verschiedenartigste Art und Weise ermittelten Verhältniszahlen den Anteil der Schubspannungen an der Durchbiegung eines Schiffes wohl mit Recht nach der Formel

$$\frac{y_2}{y_1} = 25 \left(\frac{h}{l} \right)^2$$

berechnen können und, sofern die gemessenen Gesamtdurchbiegungen die Summe der aus den Biegemomenten und den Schubspannungen errechneten erheblich überschreiten, die sich ergebende Differenz durch den Spannungsabfall nach der von Schnadel entwickelten Theorie und zum Teil durch etwa eintretendes Ausknicken der versteiften Wandungen erklären müssen.

¹⁾ Lockwood Taylor: The theory of longitudinal bending of ships. North East Coast Institution of Engineers and Shipbuilders in Newcastle-on-Tyne, 19. Dezember 1924.

²⁾ A. M. Robb: Notes on deflections of bulkheads and ships. TINA 1921.

³⁾ Schnadel: Die Spannungsverteilung in den Flanschen dünnwandiger Kastenträger. Jahrb. d. Schiffbautechn. Ges. 1926.

11. Das Mittragen der Decks und der Einfluß von Ausschnitten auf Größe und Verlauf der Spannungen.

Im folgenden soll nun die Frage untersucht werden, inwieweit die zwischen den Decksöffnungen (Luken, Maschinen- und Kesselschächten usw.) gelegenen Teile der Decks mit zur Längsfestigkeit beizutragen imstande sind, und damit, inwieweit man berechtigt ist, sie für die Errechnung des wirksamen Trägheitsmomentes in Rechnung zu setzen.

Es ist dieser Punkt um so wichtiger, als die Klassifikationsgesellschaften gestatten, daß zwischen den Luken die Beplattung auf die tabellarische Enddicke des betreffenden Decks verjüngt werden darf, wobei jedoch zu beachten ist, daß der Unterschied zwischen dieser Dicke und derjenigen der neben den Luken liegenden Deckplatten nicht größer als 4 mm sein darf.

Zu diesem Zweck ist es erforderlich, grundsätzlich überhaupt einmal festzustellen, wie der Kräfteverlauf in einer auf Zug und Druck beanspruchten Platte vor sich geht.

Pietzker behandelt in seinem Buche „Festigkeit der Schiffe“ unter dem Abschnitt „Wellenbildung im Plattensteg“ die auf Druck beanspruchte Platte und kommt unter Berücksichtigung der unter 45° zur neutralen Achse auftretenden Wellenbildung zu dem Ergebnis, daß, sofern man die Versteifungen in nicht größerer Entfernung als etwa 40—50facher Plattendicke anordnet, man keine Rücksicht auf die Wellenbildung zu nehmen hat, und daß man, sofern man vollkommen freie Wahl hat, man die Versteifungen am besten diagonal anordnet.

Aus dem Ausbiegen einer auf Druck beanspruchten Platte in diagonal laufenden Wellen, das der Fließgrenze oder der Quetschgrenze des Materials entspricht, kann man auf die Richtung der auftretenden Beanspruchung schließen.

Denselben unter 45° sich einstellenden Linienverlauf kann man bei Zugversuchen beobachten, sofern die Fließ- oder Streckgrenze erreicht wird.

Ein allgemeines, allen Arten des Streckens zugrunde liegendes Kennzeichen ist der „Schubvorgang“. Wird der Fließdruck des Materials erreicht und daraufhin konstant erhalten, so nimmt die Verschiebung mit der Zeit zu, der Stoff fließt, und zwar in Richtungen unter 45° zu den Hauptrichtungen. Dabei bilden sich an den Schnittlinien der Fließebenen und der Mantelfläche (also im Winkel von 45° zu den Hauptspannungsrichtungen, durch Hervortreten einzelner Materialschichten häufig charakteristische Fältelungen, die man nach dem deutschen Forscher, der sie zuerst beschrieben hat, als „Lüdersche Linien oder Fließlinien“ bezeichnet.

Bach¹⁾ hat Streckversuche mit Flußeisenstäben gemacht, um diese Fließlinien erkennen zu lassen. Besaß der Flußeisenstab die Walzhaut, so springt diese längs der Linien ab, wie z. B. aus Abb. 21 deutlich zu erkennen ist; war die Staboberfläche glatt, so treten die Streckfiguren als Furchen hervor (Abb. 22).

¹⁾ Bach: Elastizität und Festigkeit. Siehe auch: Kraftwirkungslinien nach Martens, Materialkunde 1898, S. 69; Kraftwirkungslinien nach Hartmann, Rejtö, Baumaterialienkunde, Bd. 4, S. 53. 1899; Fry: Kruppsche Monatshefte, Bd. 2, S. 117. 1921 und S. Czochralski, Moderne Metallkunde, S. 112 u. folg.

Die Linien gehen auf der Mantelfläche eines zylindrischen Körpers in zwei Schraubensysteme über, die zueinander entgegengesetzt verlaufen. Abb. 23 und 24 geben einen Rundstab von zwei Seiten gesehen wieder. Abb. 25 zeigt die 4 Seiten eines quadratischen Stabes nach Eintreten der Streckgrenze.

Streckfiguren treten in entsprechender Weise auch bei Beanspruchung auf Biegung, Drehung usw. auf. Dabei ist wesentlich zu beachten, daß sie mit der Richtung der größten auftretenden Dehnung einen Winkel von ungefähr 45° einschließen.

Nach dem Verlauf dieser Kraftwirkungslinien wird man in auf Zug beanspruchten Platten diagonalen Kraftwirkungslinien-

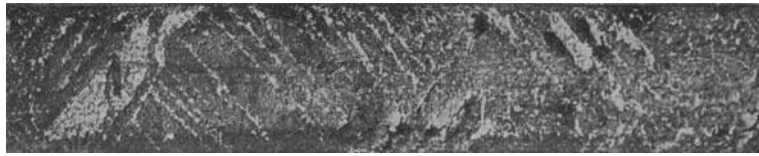


Abb. 21.

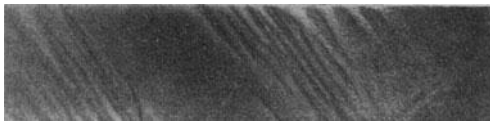


Abb. 22.



Abb. 23.



Abb. 24.



Abb. 25.

verlauf anerkennen müssen und danach wohl kaum noch in der Lage sein, lediglich die 40fache Plattendicke neben einem Längsträger als mittragend anzusehen berechtigt sein, sondern die volle Plattenbreite als mittragend anerkennen müssen. Wie bereits in Abschnitt 3 erwähnt, dürfte im übrigen den praktischen Beweis für diesen aus obigen Ausführungen gezogenen Schluß die von Lloyds Register vorgenommene Reduzierung der Seitenträger auch bei Schiffen mit offenen Bodenwrangen liefern¹⁾.

Für die Druckbeanspruchung dagegen wird man mit Hoffmann²⁾ außerdenknickfesten Längsverbänden auch die nicht abgestützten Teile der Deck- und Außenhautbeplattung, soweit ihre Belastung

¹⁾ Schilling: Statik der Bodenkonstruktion der Schiffe.

²⁾ G. H. Hoffmann: Analysis of Sir John H. Biles's experiments on HMS Wolf in the light of Pietzker's theory. TINA 1925.

unterhalb der Knicklast liegt, mit zu berücksichtigen haben und den jenseits dieser Knicklast beanspruchten, demnach bereits ausgeknickten Plattenteilen einen wirksamen Widerstand in Höhe der Knickbeanspruchung überlassen müssen.

Um den Einfluß von Ausschnitten in Decks festzustellen, machte ich kürzlich Zugversuche mit starken, 10 cm breiten Gummibändern, deren Ergebnisse in den Abb. 26—31 dargestellt sind. Die Bänder waren an den Seitenrändern stärker armiert, so daß hierdurch gewissermaßen der Einfluß der seitlichen Außenhaut und des Decksstringers gut wiedergegeben wird. Um den Verlauf der Spannungen und ihres Größenunterschiedes kenntlich zu machen, wurden die Versuchsstücke mit einer Quadratur versehen. Die Seite der Quadrate betrug 5 mm. Die Bänder wurden an den Enden eingespannt und einer gleichmäßigen Zugkraft unterworfen. Die Belastung in den Fällen 1—4 war die gleiche, ebenso in den Fällen 5—6. Die dargestellten Bilder sind Teile aus den Versuchsstücken, die belanglosen Endstücke sind nicht wiedergegeben.

Abb. 26 zeigt beispielsweise den Teil eines Decks mit den Öffnungen geteilter Kesselschächte, wie sie auf einigen großen, früher deutschen Schiffen eingebaut worden sind, um einerseits zwischen den Kesselschächten in den oberen Decks eine Mittelpassage zwischen den dort gelegenen Salons zu schaffen, um andererseits im Kesselraum ein Zusammenziehen der Rauchfänge der großen Kesselgruppen mittschiffs zu vermeiden und hierdurch bessere Ventilation für die Kesselräume zu erzielen.

Das Versuchsergebnis zeigt das Ausrunden der Endränder, das Einbuchten der Längsränder der Schachtöffnungen, zeigt die an den Schachtecken auftretenden Schubspannungen, die in dem Verzerren der ehemaligen Quadrate in Rhomben zum Ausdruck kommen und zeigt ferner deutlich, wie der zwischen den Schächten gelegene Teil des Decks in hervorragendem Maße zur Aufnahme der Spannungen mit herangezogen wird, weshalb es zweckmäßig sein dürfte, ihn ebenso stark wie die außerhalb der Schächte gelegenen Teile auszuführen.

In Abb. 27 sind die Schächte nach der Mittellinie hin verbreitert. Es zeigen sich hier die oben hervortretenden Merkmale in verstärktem Maße.

In Abb. 28 ist zuerst zusätzlich zu den in Abb. 27 bereits vorhandenen Ausschnitten die auf der linken Seite vorhandene größere Luke hinzugefügt worden. Man sieht deutlich das Auftreten neuer Schubspannungen zwischen der Luke und den Schächten, die auf Grund ihrer Richtung die Deformation der Schachtendsülle in anderer Form als in Abb. 27 beeinflussen. Alsdann ist auf der rechten Seite ein kleiner Ausschnitt vorgesehen worden, dessen Einfluß durch die gestrichelte Linienführung der Felder gekennzeichnet wird. Der Einfluß dieses kleinen Ausschnittes, der dem Deckstreifen zwischen den Schächten vorgelagert ist, ist außerordentlich bemerkenswert. Wir sehen, wie durch das Vorhandensein dieses Ausschnittes der Verlauf der Spannungen in seiner Umgebung in diesem Falle ganz erheblich beeinflußt wird. Die Spannungen, die aus dem Teil des Decks zwischen den beiden Schächten herausfließen — wenn ich so sagen darf —, müssen um diesen kleinen Ausschnitt herumfließen, und so treten an diesen Stellen gegen-

über dem Versuchsfall, wo dieser Ausschnitt nicht vorhanden war, wiederum Schubspannungen auf.

Dieses Bild mit den im Deck vorhandenen 4 Ausschnitten führt den Beschauer unwillkürlich dazu, an einen Vergleich mit den Strömungsvorgängen in der Hydrodynamik zu denken, indem man sich das Versuchsfeld als Kanal rechteckigen Querschnittes mit darin befindlichen Brückenfeilern bzw. Pfählen, die in diesem Falle durch die Ausschnitte dargestellt und von einer Strömung umflossen werden, vorstellen kann.

Die von einer Seite kommende Strömung, die mit einer, mit der Größe der Quadrate korrespondierenden Geschwindigkeit ankommend gedacht ist, wird an

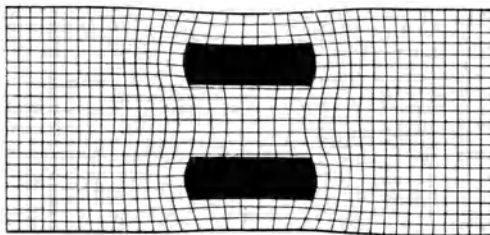


Abb. 26.

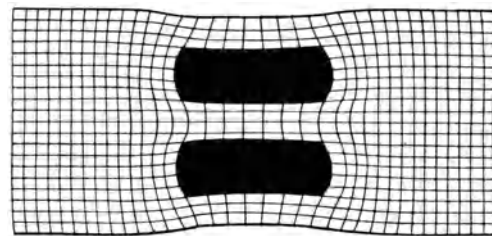


Abb. 27.

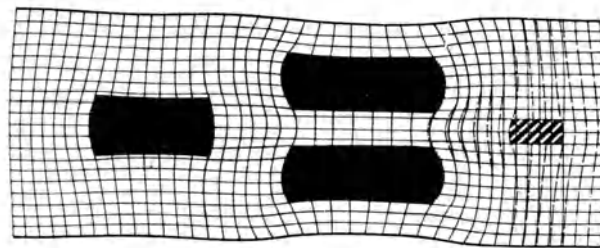
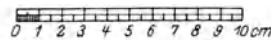


Abb. 28.

den Stellen, wo sich die Quadrate in Parallelogramme ändern, eine gewisse Beschleunigung erfahren und dann an den Stellen, wo die Felder am größten gekennzeichnet sind, mit erhöhter Geschwindigkeit durchfließen, d. h. im vorliegenden Falle im Bereich der beiden Schächte. Auf der entgegengesetzten Seite wird die Strömung dann eine Verzögerung erfahren und allmählich wieder ihre alte Geschwindigkeit annehmen.

Das bei den Versuchsstücken nicht wiedergegebene Vorhandensein von Säulen, Lukenendbalken usw. wird natürlich die Versuche den wirklichen Verhältnissen nicht vollkommen gerecht werden lassen, dennoch dürften sie uns ein genügendes Bild über den Verlauf der Spannungen in auf Zug beanspruchten Plattenfeldern geben und uns vor allen Dingen zeigen, welchen Stellen wir hauptsächlich unsere Aufmerksamkeit zuzuwenden haben.

In Abb. 29 ist der Steg zwischen den Schächten entfernt worden. Wir sehen jetzt deutlich, wie die bisher vorhandenen Schubspannungen zwischen dem großen Ausschnitt und den vor und hinter ihm liegenden kleineren Ausschnitten verschwunden sind, und wie die Kraftlinien ihren Weg um den großen Ausschnitt

herum suchen und die seitlich des Ausschnittes gelegenen Deckteile die größten Spannungen aufzunehmen haben, wobei die Ecken des großen Ausschnittes ganz besonders in Mitleidenschaft gezogen werden.

In der folgenden Versuchsreihe, die durch die Abb. 30—31 dargestellt wird, kam es mir darauf an, noch einmal die bereits durch Bruhn¹⁾ nachgewiesene

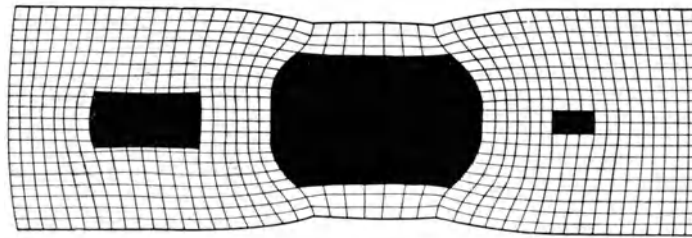
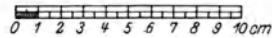


Abb. 29.



Tatsache zu zeigen, daß die Entfernung der Luken (längsschiffs gerechnet) von Einfluß auf die Größe der Spannungen in den zwischen den Luken liegenden Teilen der Decks ist. Die Abb. 30 und 31 zeigen dies deutlich. Je größer die Ent-

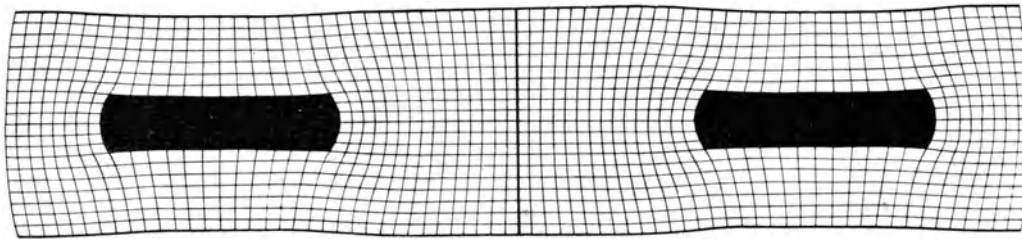


Abb. 30.

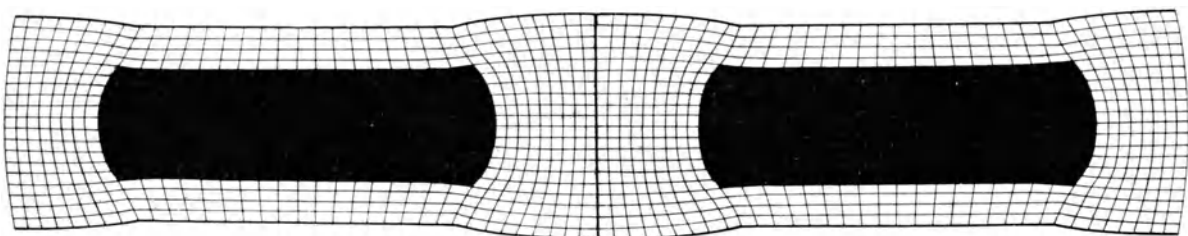
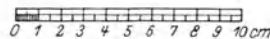


Abb. 31.

fernung der Luken voneinander gewählt wird, desto mehr wird die Beanspruchung der zwischen den Luken liegenden Teile der Decks sich der Beanspruchung der Beplattung an den Seiten der Luke nähern.

Abb. 31 zeigt gleichzeitig, wie mit einer Verbreiterung der Luken auch wiederum die auftretenden Spannungen im Bereich der Lukenecken zunehmen.

¹⁾ J. Bruhn: Beanspruchung von Schiffsverbänden. Schiffbau, I, S. 561.

12. Spannungstrajektorien.

Da bei dem allgemeinen Falle der Biegungsbeanspruchung eines Stabes in jedem Querschnitt außer den Normalspannungen auch noch Schubspannungen übertragen werden, ist die Normalspannung keine Hauptspannung. Die Hauptrichtungen des Spannungszustandes sind vielmehr im allgemeinen gegen die Längsachse unter irgendeinem Winkel geneigt.

Eine ungefähre Vorstellung über den Verlauf der sog. Spannungstrajektorien, d. h. der Linien, die in die Richtung der Hauptspannungen fallen, gewinnt man bereits aus der Überlegung, daß durch jeden Punkt der Ansichtszeichnung eines Balkens zwei Trajektorien gehen müssen, die rechtwinklig zueinander stehen, daß ferner beide Scharen die Stabachse unter 45° schneiden, weil an diesen Stellen der Fall der reinen Schubspannung vorliegt, und daß an der oberen und unteren Begrenzungslinie die eine Schar rechtwinklig zur Kante steht, während die Kante selbst auch eine zur anderen Schar gehörige Spannungstrajektorie ist.

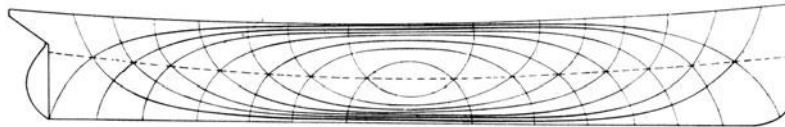


Abb. 32.

Unter der Annahme, daß die Bepattung an keiner Stelle unterbrochen ist, und daß der Körper nur auf Biegung beansprucht wird, gibt Bruhn¹⁾ in seinem 1899 vor der INA gehaltenen Vortrage ein Bild der Spannungstrajektorien für ein mittschiffs auf einem Wellenberge liegendes Schiff (siehe Abb. 32).

Man kann die Linien mit einem Netz vergleichen, welches das Schiff umgibt, und dessen Maschen sich an der einen Stelle zusammenschieben, je nachdem das Schiff in der See arbeitet.

13. Die Natur als Baumeister.

Auch für den Anatomen ist die Lehre von den Spannungstrajektorien von Wichtigkeit, weil sich gezeigt hat, daß bei den Knochen der Menschen und Tiere, die dauernd in der gleichen Art belastet sind, die Anordnung der Zellen, aus denen sich die Knochen aufbauen, dem Laufe der Spannungstrajektorien folgen. In Schenkel-, Fersenknochen usw., deren Dienstleistung im Organismus eine Inanspruchnahme auf Biegung mit sich bringt, findet eine Stoffanlagerung nach ähnlichen Linien statt. Die sog. Haversschen Lamellensysteme²⁾ sind ineinandergesteckten Schraubenfedern vergleichbar, welche bei verschiedener Steigung abwechselnd rechts und links gewunden sind, eine Einrichtung, die bei sorgfältiger physikalischer Betrachtung im Verhältnis zu der mechanischen Beanspruchung einen überaus hohen Grad von Zweckmäßigkeit erkennen läßt. Die Erzeugung dieser so sinnreichen Strukturen kann nach Ansicht der Anatomen nicht einer unverständlichen Kraft der Zelle zugeschrieben werden, sondern es muß vielmehr angenommen werden, daß sie ursprünglich auf Grund der normalen Lebens-

¹⁾ J. Bruhn: Beanspruchung von Schiffsverbänden. Schiffbau, I, S. 561.

²⁾ Heidenhein: Plasma und Zelle. Allgemeine Anatomie der lebendigen Masse. Jena 1907.

reize in der lebendigen Interzellulärsubstanz (evtl. uranfänglich in der Mantelschicht lebender Zellen) entstanden, und daß gerade sie allmählich durch Variationen und Auslese, sowie durch Vererbung des Vollkommeneren bis zu ihrer jetzigen hohen Gliederung, welche allein der Zweckmäßigkeit dient, ausgestaltet wurden.

Auch der anatomische Gesamtaufbau einer großen Reihe von Tieren, wie beispielsweise der Fische¹⁾ und einer Reihe von Reptilien, deren Körper Biegungs- und Torsionsbeanspruchungen ausgesetzt sind, folgt der Theorie der Spannungstrajektorien, sowohl in dem Aufbau ihres Gerippes als auch im Aufbau der Muskulatur.

Interessant ist auch, daß die Flügeldecken wirbelloser Tiere²⁾, die dem weichen Körper des Tieres einen Schutz gegen Fremdkörper bieten sollen und daher gegen Biegungsbeanspruchungen gesichert sein müssen, sehr prägnante Faserungen aufweisen. Man kann zwei Fasersysteme unterscheiden, die rechtwinklig zueinander und diagonal (unter 45°) zur Achse der Tiere verlaufen.

Eine Reihe von Muskeln zeigen doppelt schräggestreifte Faserzellen, und wenn man die von Heidenhein in seinem Buche „Plasma und Zelle“³⁾ veröffentlichten Bilder sieht, dann glaubt man unwillkürlich, man hätte die in Abschnitt 11 gebrachten Fließfiguren Bachs vor sich.

14. Technische Konstruktionen unter Berücksichtigung der Spannungstrajektorien.

Im Bereich der Technik sind praktische Anwendungen dieser Lehre wohl zuerst im Brückenbau gemacht worden. Im Holzschiffbau hat man rein gefühlsmäßig den in der Außenhaut auftretenden Schubspannungen durch Anbringung von Diagonalbändern Rechnung getragen. Bei langen hölzernen Flußschiffen⁴⁾, wie sie zu Hunderten auf den russischen Flüssen schwimmen, ist die Anwendung

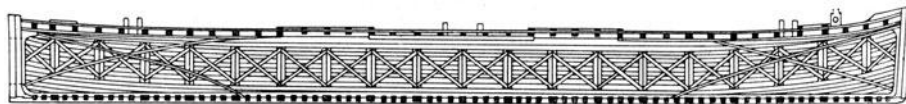


Abb. 33.



Abb. 34.

sog. Diagonalspanten durch die Notwendigkeit einer Entlastung der Außenhaut bedingt. Auf dieser Weise wird trotz primitivster Bauart der Bau langer und leistungsfähiger Flußschiffe ermöglicht (siehe Abb. 33).

Im Eisenbetonschiffbau nimmt man die Spannungen der Bordwände durch ein kreuzweise diagonal angeordnetes Bewehrungssystem auf (siehe Abb. 34).

Öfters verlangt man von Eisenbetonbalken, daß die Eisenarmierung so angeordnet ist, daß sie ungefähr wenigstens dem Verlauf einer Spannungstrajektorie

¹⁾ H. Grenacher: Beiträge zur näheren Kenntnis der Muskulatur der Zyklostomen und Leptokardier. Leipzig 1867.

²⁾ K. C. Schneider: Lehrbuch der vergleichenden Histologie der Tiere. Jena 1902.

³⁾ Heidenhein: Plasma und Zelle. Allgemeine Anatomie der lebendigen Masse. Jena 1907.

⁴⁾ Fr. Achenbach: Grundlegende Betrachtungen zum Eisenbetonschiffbau. Jahrb. d. Schiffbautechn. Ges. 1920.

folgt. Ramppfähle aus Eisenbeton erhalten beispielsweise heute sehr oft mit Rücksicht auf die beim Verladen derselben sich besonders bemerkbar machende Biegungsbeanspruchung eine Diagonalarmierung¹⁾.

Bei den Parseval-Luftschiffen wurden ab PL 15 die für die Aufhängung der Gondeln erforderlichen Verstärkungen der Ballonhaut durch Zeltbahnen bewerkstelligt, die dem Verlauf der Spannungstrajektorien folgten²⁾.

15. Torsion und Schubspannungen.

Außer der Biegungsbeanspruchung, der die Schiffe beim Stapellauf, bei der Beladung oder im Seegange unterworfen sind, ist es die auftretende Torsionsbeanspruchung, mit der die Konstrukteure zu rechnen haben.



Abb. 35

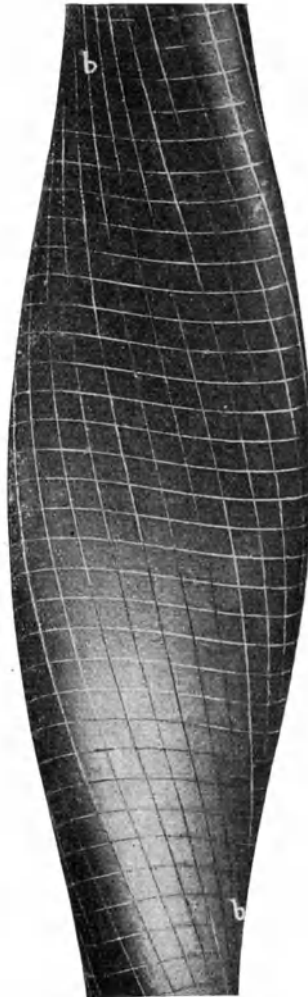


Abb. 36.

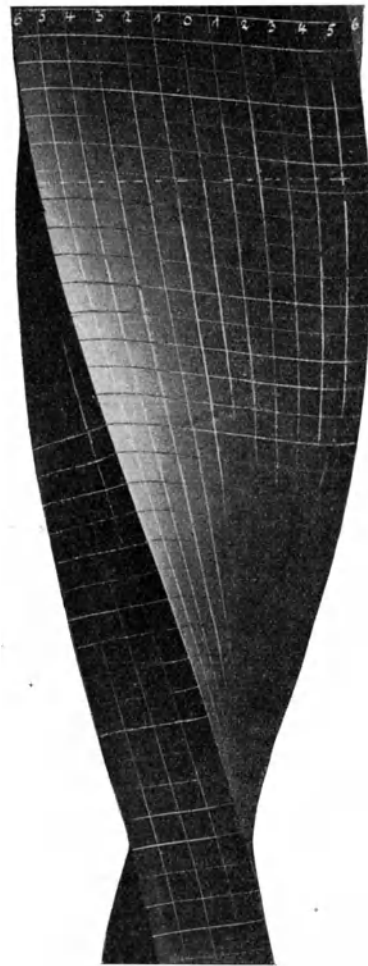


Abb. 37.

Vergegenwärtigen wir uns die von Bach³⁾ ausgeführten Torsionsversuche und ihre Ergebnisse, die er mit den verschiedenartigsten Materialien angestellt

¹⁾ Handbuch für Eisenbetonbau. 3. Auflage.

²⁾ Das Deutsche Luftschiff. Schiffbau 3. Mai 1922 und 17. Mai 1922.

³⁾ Bach-Baumann: Elastizität und Festigkeit. 9. Aufl.

hat, so sehen wir immer und immer wieder, daß die auftretenden Spannungen das Material unter 45° zur Längsachse zu vernichten suchen. Wir sehen an den Abb. 35—38 deutlich die unter 45° zur Längsachse sich zeigende Verzerrung der Quadratur und erkennen daraus die auftretende Kraftrichtung.

Um ein Bild von der Spannungsverteilung über den rechteckigen Querschnitt zu erhalten, sind in Abb. 39 die Spannungen für einige Flächenstreifen eingetragen.

Es werden dargestellt die Schubspannungen für die in der Linie CA liegenden Querschnittselemente durch die wagerechten Ordinaten der Kurve CH ,

für die in der Linie CB liegenden Querschnittselemente durch die senkrechten Ordinaten der Kurve CJ ,

für die in der Linie OA liegenden Querschnittselemente durch die zu OA senkrechten Pfeillinien,

für die in der Linie OB liegenden Querschnittselemente durch die wagerechten Ordinaten der Geraden OK ,

für die in der Linie OC liegenden Querschnittselemente durch die geneigten Ordinaten der Kurve OMC .

Die größte Anstrengung tritt beim rechteckigen Querschnitt also auf in denjenigen Punkten der Umfangslinie, welche der Stabachse am nächsten liegen. Dementsprechend muß der Bruch in der Mitte der Seitenflächen beginnen, was sich bei der Durchführung von Verdrehungsversuchen mit Eisenbetonkörpern rechteckigen Querschnittes in recht anschaulicher Weise beobachten läßt.

Die Ergebnisse von Bachschen Drehungsversuchen mit kreisförmigen und quadratischen Hohlstäben aus Gußeisen sind dargestellt in den Abb. 40—43.

Hiermit korrespondierende Ergebnisse zeigen die Versuche des Deutschen Ausschusses für Eisenbeton, besprochen in Mörsch, Der Eisenbeton, Bd. 1, 1. Hälfte, S. 250 ff., von denen zwei Zylinder nach Abb. 44—45 herausgegriffen seien. Der eine Zylinder ist nahe der Oberfläche kreuzweise mit Rundeseisen von 10 mm in 10,8 cm Abstand bewehrt, der andere Zylinder ist nur einfach spiralenförmig nach der Richtung der Hauptzugspannungen der Verdrehung, mit nur einer Schar derselben Eisen im selben senkrecht zu den Eisen

gemessenen Abstand bewehrt. Der erste Zylinder ergab eine Bruchlast von nur der 1,6fachen derjenigen gleichgroßer nicht bewehrter Zylinder, während der zweite trotz des halben Eisenaufwandes das mehr als Dreifache erreichte.

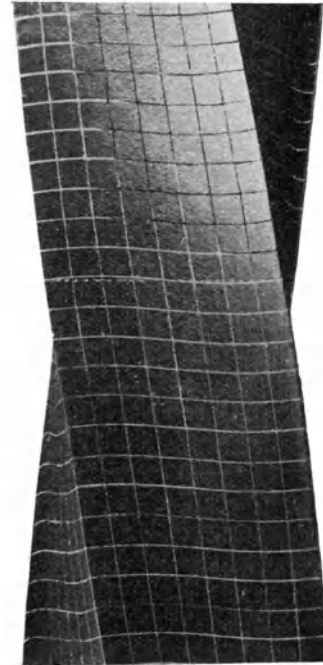


Abb. 38.

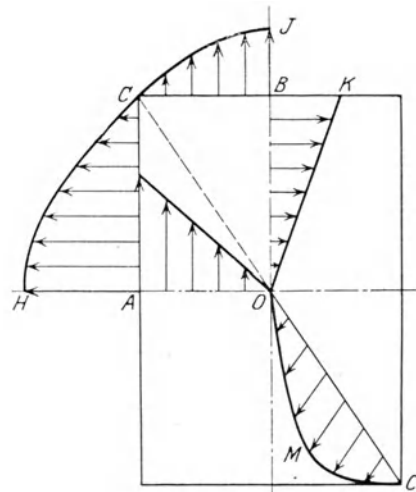
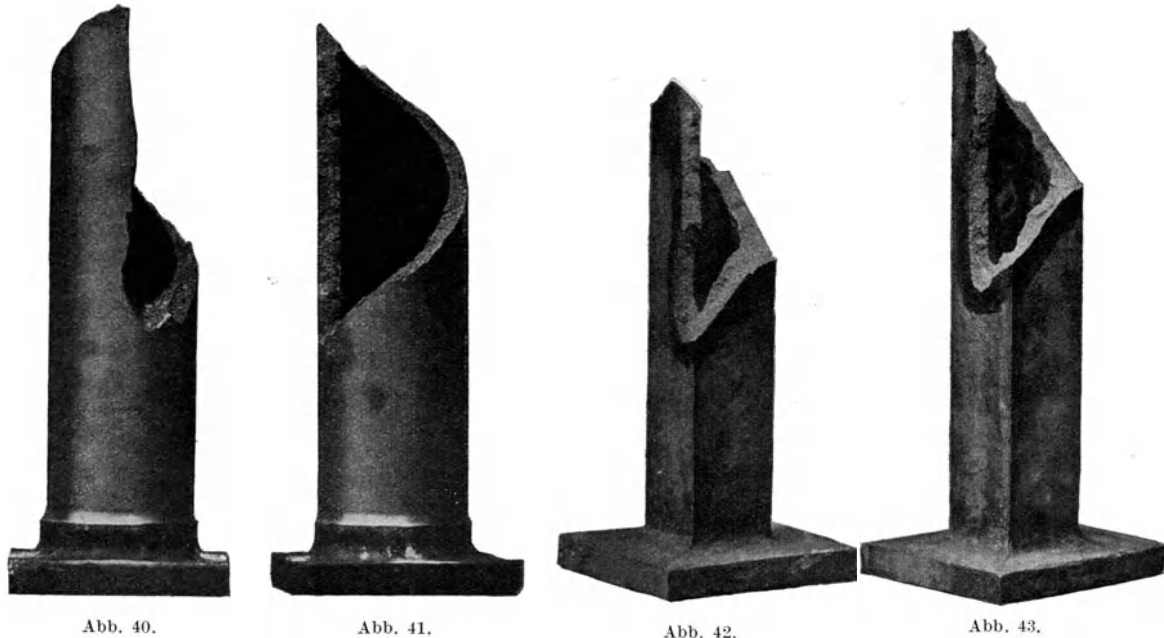


Abb. 39.

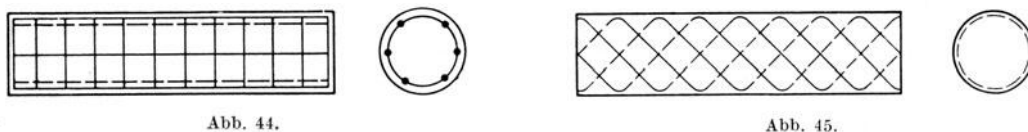
Besonders interessant sind in dieser Hinsicht auch die von Otto Graf¹⁾ veröffentlichten Verdrehungsversuche zur Klärung der Schubfestigkeit von Eisen-



beton. Es handelt sich um fünf verschiedenartig bewehrte Körper, die in den Abb. 46—50 dargestellt sind.

	I	II	III	IV	V
Art der Bewehrung	ohne	10 Längseisen	17 Ringe	10 Längseisen 17 Ringe	7 Spiralen
Gewicht der Bewehrung	0	22,0	12,7	34,4	23,0 kg
Höchstes Bruchmoment	233 333	238 333	250 000	378 333	700 000 cm/kg

Die lediglich mit Längseisen bewehrten Zylinder der Reihe II zeigen deutlich den geringen Wert dieser Bewehrung auf Schub. Bei einer Erhöhung des Beweh-



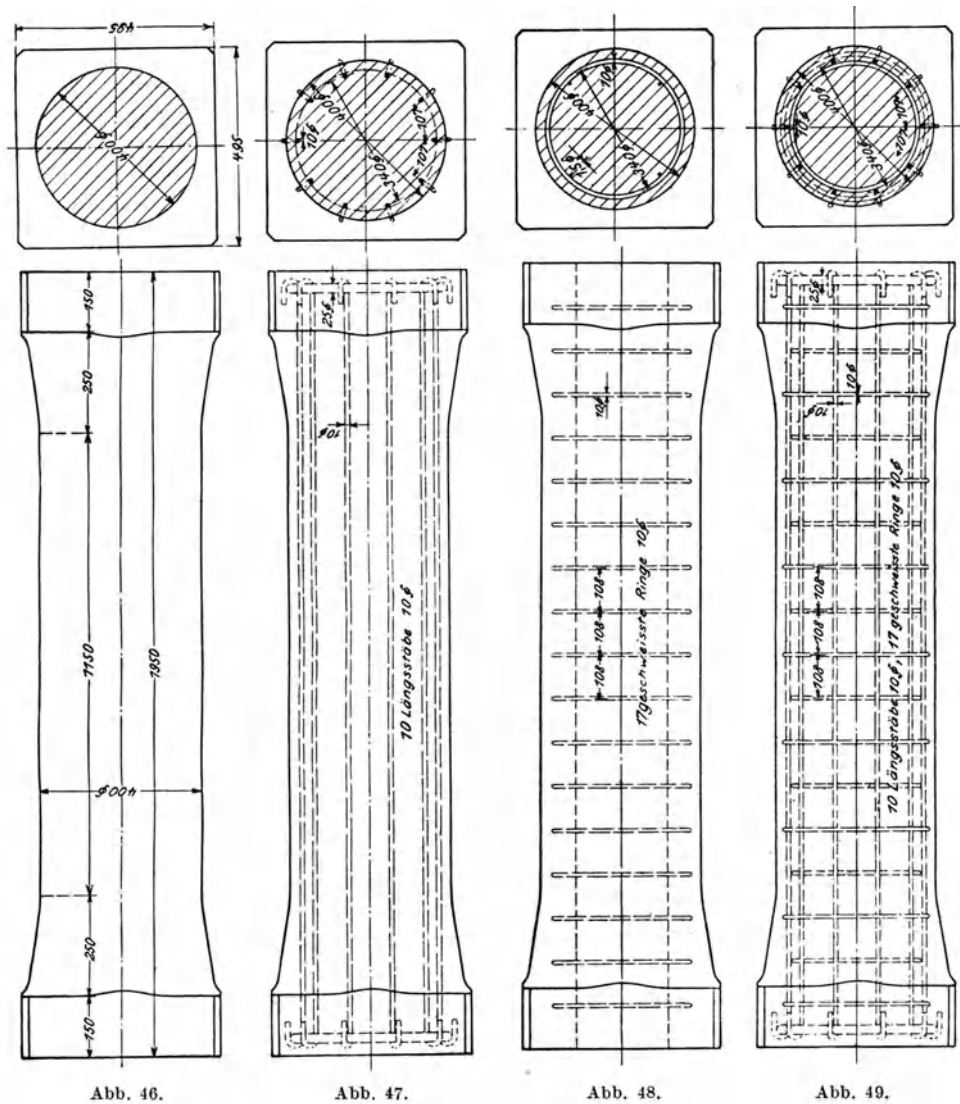
rungsgewichtes um rd. 50 Prozent durch Hinzufügen von 17 Ringen wächst auch das Bruchmoment um rd. 50 Prozent, während die Spiralen der Reihe V trotz des angenähert gleichen Gewichtes wie der Längseisen in Reihe II das Bruchmoment um 200 Prozent erhöhen, wobei bemerkt werden muß, daß der Widerstand der Reihe V bei dem Moment von 700 000 cm/kg noch nicht erschöpft war.

Von Bach im Jahre 1919 ausgeführte Versuche zur Ermittlung der Drehungsfestigkeit von Hohlzylindern aus Flußeisen zeigten, daß die Widerstandsfähigkeit durch die Wellenbildung, d. h. das Aufhören des stabilen Gleichgewichtes zwischen

¹⁾ Otto Graf und E. Mörsch: Verdrehungsversuche zur Klärung der Schubfestigkeit von Eisenbeton. Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens 1922.

dem äußeren Moment und den inneren Spannungen — Knicken der Wandung infolge der unter 45° zur Stabachse geneigten Hauptspannung — begrenzt ist.

Zu ähnlichen Ergebnissen führten die von Vedeler¹⁾ ausgeführten Versuche mit aus Platten zusammengenieteten Kastenträgern.



Wenn nun auch die bei einem Schiffsträger mit voll beplatteter Außenhaut und vollbeplattetem Deck unter gewöhnlichen Verhältnissen auftretenden Drehungsbeanspruchungen als gering errechnet werden, so darf doch andererseits der Einfluß der Torsion im Bereich von Decksausschnitten (Kesselschächten, Luken usw.) nicht vernachlässigt werden, da die auftretenden Schubspannungen sich im Falle der Torsion noch erheblicher bemerkbar machen als im Falle der Biegung und bei gleichzeitiger Biegung und Torsion Fälle, die gerade auf Schiffe zutreffen, ihr Maximum erreichen werden.

¹⁾ George Vedeler: On the torsion of ships. TINA 1924.

Auf die grundlegende Bedeutung des Einflusses von Ausschnitten (Schlitzen und Löchern) in Hohlzylindern hat Bach¹⁾ bereits hingewiesen durch die Veröffentlichung seiner mit Hohlzylindern aus Flußeisen und Chromnickelstahl (1918/19) vorgenommenen Drehungsversuche.

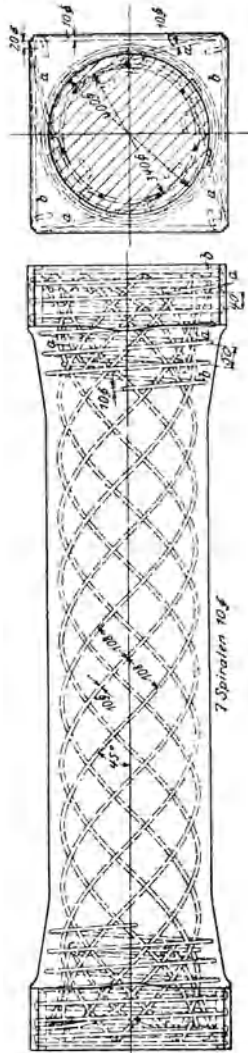


Abb. 50.

Die vielfach gemachten Feststellungen, daß die gemessenen Spannungen zwischen den Luken bzw. neben den Decksausschnitten größer sind als auf dem Stringer trotz vorgesehener Doppelungen, werden durch obige Ausführungen erklärt.

Bei dieser Gelegenheit möchte ich betonen, daß eine Doppelung, sofern man sie nicht genügend groß vorzieht, sehr wohl in der Lage ist, durch ihr Vorhandensein an ihren Rändern zusätzliche Schubspannungen zu erzeugen, die sehr oft genügen können, den Zweck der Doppelung illusorisch zu machen, indem dann neben der Doppelung das Material reißt.

Aus obigem ist aber auch das nach Siemanns²⁾ Ansicht der Erwartung widersprechende Ergebnis auf der Meßfahrt mit dem Dampfer „Westphalia“ verständlich, daß an der Meßstelle III (vgl. Abb. 51), d. h. auf ein Drittel der Breite an der Bordseite aus gemessen, die Deckbeplattung höher belastet war als der Stringer (Meßstelle IV).

16. Ein Konstruktionsvorschlag zu wirtschaftlicherer Materialausnutzung.

Welche Schlüsse lassen sich nun aus dem bisher Gesagten für die wirtschaftlichere Materialanordnung in eisernen Schiffskörpern ziehen?

Im Abschnitt 2 ist das Schiff als Kastenträger bezeichnet worden, dessen Verhalten sich aus dem Zusammenwirken aller seiner Verbände ergibt.

Es kommt nun darauf an, in diesen Kastenträger entsprechend seiner Bestimmungsort und unter Berücksichtigung der in ihm auftretenden Beanspruchungs-

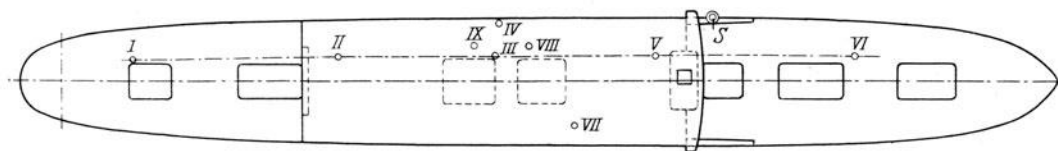


Abb. 51.

arten das Material so anzuordnen, daß mit einem Minimum an Materialaufwand ein Maximum an „Raumfestigkeit“ erreicht wird.

¹⁾ Bach-Baumann: Elastizität und Festigkeit, 9. Aufl.

²⁾ Siemann: Ferndehnungsmessungen am Schiffskörper. Z. V. d. I. Bd. 70, Nr. 16 und 19.

Diese anatomische Betrachtung — wenn ich so sagen darf — führt aber ohne weiteres dazu, daß das Schiff als Kastenträger aufgefaßt werden muß, dessen Längsfestigkeit in erster Linie durch die auf Grund ihrer Lage zur neutralen Faser wirksamen Längsverbände, die äußeren Gurtungen wie Decksstringer, Scheergänge und Kimmgänge, und dessen Querfestigkeit in erster Linie durch Querschotten und Rahmenspanten sichergestellt ist, während die für die Festigkeit minder tragfähigen, aber durch die erforderliche Aufnahme der bei Biegung und Torsion des Schiffskörpers auftretende Schubspannungen für die Gesamtfestigkeit ebenso wichtigen Verbandsteile durch einen sinngemäß anzubringenden diagonalen Fachwerkträgerverband für die Aufnahme der auftretenden Schubspannungen geeigneter als bisher gemacht werden und gleichzeitig zur Aufnahme von Zug und Druck aus der Längs- und Querbeanspruchung weit mehr als beim Quer- und Längspanntensystem herangezogen werden.

Für den Brückenbauer würde es ohne weiteres naheliegen, das aus Scheergängen, Decksstringern, Kimmgängen, Schotten und Rahmenspanten bestehende Gerippe durch Diagonalverbände gegen Biegung und Torsion zu sichern, und wir sehen aus den in den vorhergehenden Abschnitten berichteten, verschiedenartigsten Versuchsergebnissen und den Vorbildern der Natur, daß auch diese ohne weiteres auf den Weg hinweisen.

Der einfachste Fall einer Gartentür, die man durch eine Diagonale gegen Schub sichert, spricht dafür. Ein eleganteres Beispiel bilden die auf Biegung und Torsion beanspruchten Gittermasten für die Aufnahme der Antennen der drahtlosen Telegraphie und der Leitungen von Überlandzentralen.

Der bereits im Abschnitt 14 erwähnte Einbau von Diagonalspanten auf russischen hölzernen Flußschiffen und das kreuzweis diagonal angeordnete Bewehrungssystem der Bordwände auf Eisenbetonschiffen zeugen für die zweckentsprechende Wirkung der Diagonalverbände auf Flußschiffen.

Auf meine Veranlassung bei einem eisernen Flußkahn von 65 m Länge, 8,15 m Breite und 2,0 m Seitenhöhe lediglich für den Ablauf provisorisch eingebaute Diagonalverbände im Gesamtgewicht von etwa 4 t reduzierten die während des Ablaufs gemessene Durchbiegung gegenüber dem Schwesterschiff, das unter genau den gleichen Ablaufbedingungen zu Wasser ging, aber diese Diagonalverstärkungen nicht besaß, um 25 %.

Die Abb. 52 und 53 zeigen Längsschnitt und Querschnitt eines im Jahre 1870 von J. R. Napier für den Godaveryfluß gebauten Bugsierbootes. Man hat hier durch zwei längslaufende Diagonalträger die Längsfestigkeit des niedrigen und flachgehenden Fahrzeuges sichergestellt.

Ähnliche Konstruktionen neueren Datums zeigen die folgenden Bilder.

Abb. 54 stellt das sog. Lloydsystem für Flußschlepper dar, bei dem im Bereich der Decksaufbauten ein oder mehrere durchlaufende Träger angeordnet sind, die von der Decke der Aufbauten bis auf den Schiffsboden reichen.

Abb. 55 zeigt den von der Sun Shipbuilding and Dry Dock Co. 1925 gebauten, flachgehenden Heckraddampfer „Colorado“ ($L = 166'$, $H = 5'$, $T = 3,5'$), der ebenfalls zwei über die ganze Länge sich erstreckende Diagonalträger aufzuweisen hat.

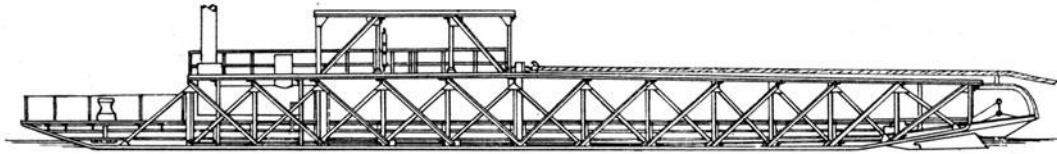


Abb. 52.

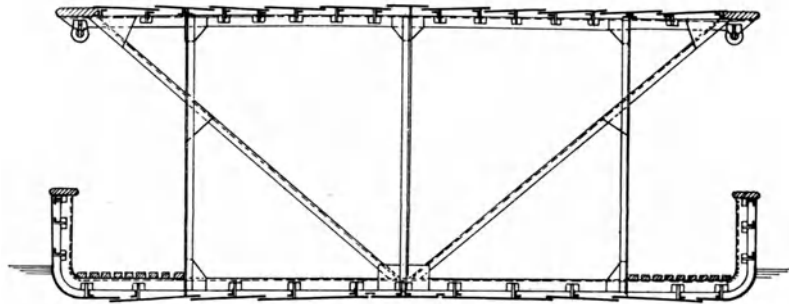


Abb. 53.

In Abb. 56 sehen wir die von der Bethlehem Shipbuilding Corp, Fore River Plant, gebaute Doppelschrauben-Dampffähre ($L = 172'$, $B = 40,8'$, $H = 16,5'$, $T = 10,4'$), welche 12,6' aus Mitte Schiff 2 längsschiffs durchlaufende Fachwerkträger zur Erhöhung der Längsfestigkeit aufweist.

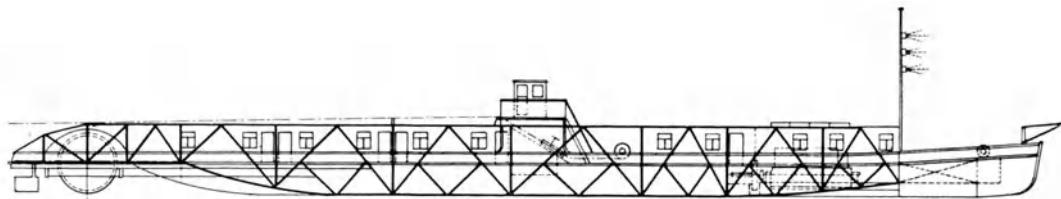


Abb. 54.

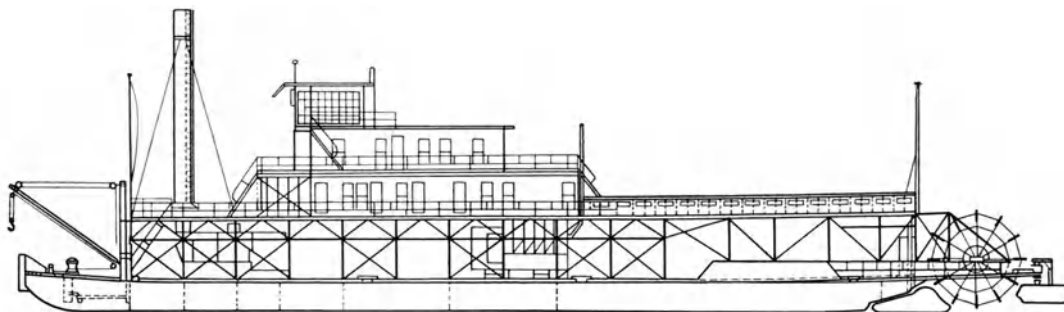


Abb. 55.

Abb. 57a—d zeigt ein englisches Patent, das Diagonalbänder zur Erhöhung der Längsfestigkeit an der Innenseite der Rahmenspannen beim Corrugated ship vorsieht, während Abb. 58 ein englisches Patent zeigt, das durch seitlich an der Innenseite der Spannen angebrachte Bogenträger, die sich an den Stellen der

rechnerisch ermittelten größten Scheerbeanspruchungen kreuzen, die Längsfestigkeit vergrößern und vor allem die Schubbeanspruchungen an den betr. Stellen mit aufnehmen will.

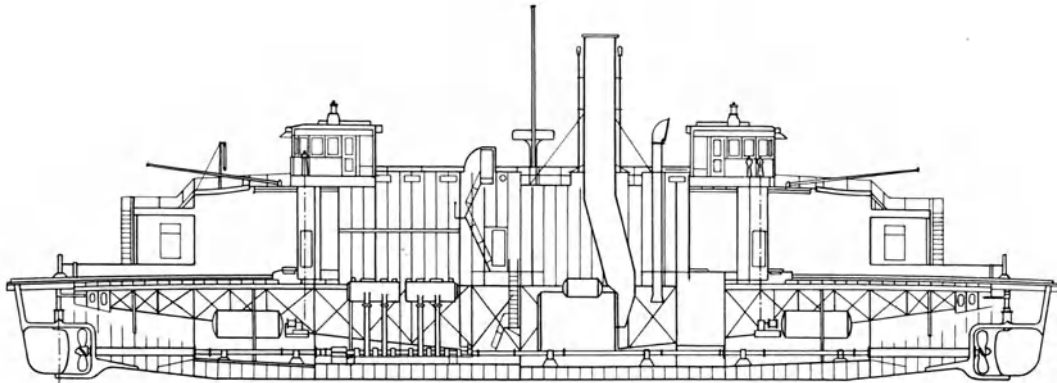


Abb. 56.

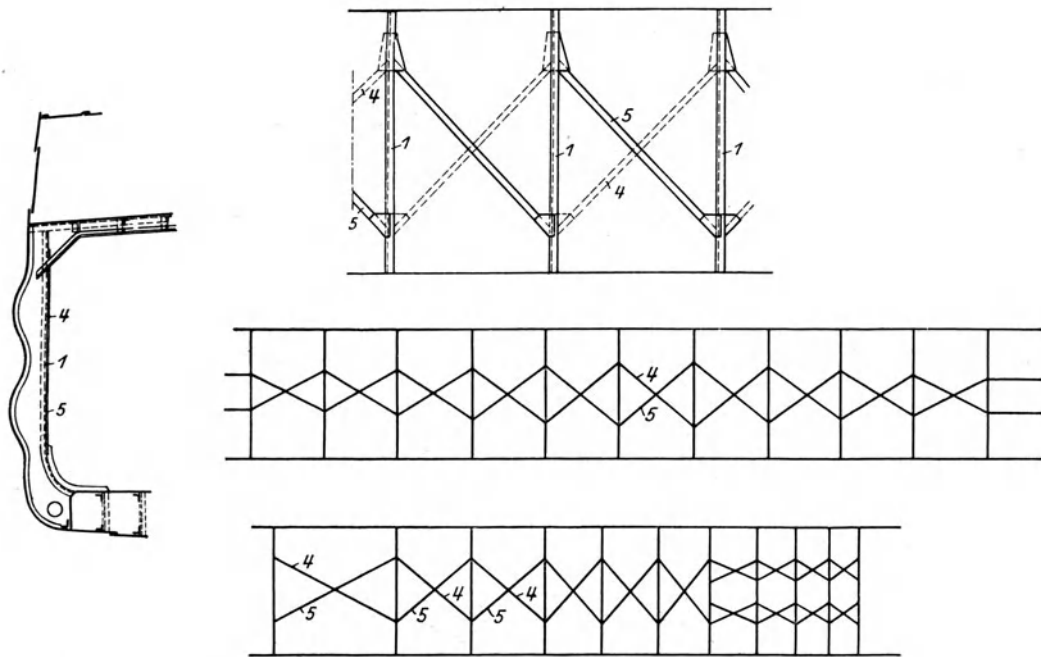


Abb. 57 a-d.

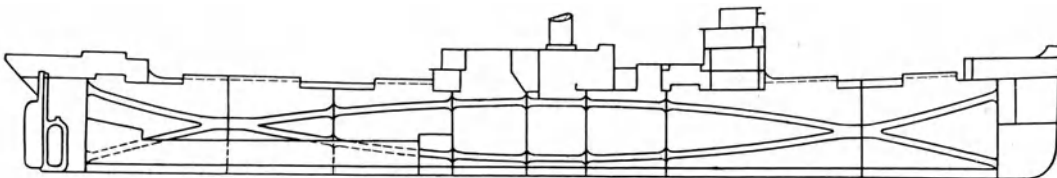


Abb. 58.

Die Wirkung dieser letzten Konstruktion ist natürlich nur eine bedingte, da die bei großem $L:H$ verhältnismäßig sehr flach verlaufenden Verbände nur wenig zur Längsfestigkeit beitragen werden und man dieselbe Wirkung in einfacherer Weise durch Verstärkung der Außenhaut im oberen und unteren Bereich wird

erreichen können. Hinzu kommt, daß in praxi mit wechselnder Belastung, beispielsweise im Seegange, die Stellen der maximal errechneten Scheerbeanspruchungen sich verschieben werden und bei eintretender Biegung des Schiffes Schubspannungen auch mittschiffs auftreten werden.

Das starke Verbiegen und Verdrehen der Flußschiffe beim Laden und Löschen, das Arbeiten der Seeschiffe während der Beladung und auf See, das vielfach beobachtete Schwingen der Enden der Schiffe, vor allem bei Schiffen ohne mittleren Brückenaufbau, nicht nur in vertikaler, sondern auch in horizontaler Richtung, das bereits erwähnte Arbeiten der Schiffe querschiffs, in den Luken, zwischen den Schotten, das mit obigen Erscheinungen auftretende Einreißen der Lukenecken, die sehr oft beobachtete Tatsache, daß Lukenscheerstöcke oder losnehmbare Deckstützen sich nur mit großer Mühe oder überhaupt nicht wieder einsetzen lassen, legen den Gedanken nahe, der sowohl dem Querspantensystem als auch dem Längsspantensystem innewohnenden Eigenschaft der oben angeführten Gartentür durch einen sinngemäß, die Eigenart der Schiffe berücksichtigenden Einbau von Diagonalverbänden, nicht nur im Bereich der seitlichen Außenhaut, sondern auch am Boden und an den Decks, Rechnung

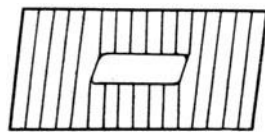


Abb. 59 a.

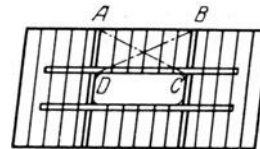


Abb. 59 b.

zu tragen und damit einen Fachwerkraumträger zu schaffen, der mit einem Minimum an Materialaufwand ein Maximum an Raumfestigkeit aufweist, und dessen lokale Festigkeitserfordernisse gegen Wasserdruck, Ladungsdruck usw. mit einfacheren und geringeren Mitteln als bisher erfüllt werden können.

Das oben bezeichnete Verhalten der Luken, das vielfach beobachtete Einschnüren der Luken, die in Abschnitt 11 und 15 behandelten Versuchsergebnisse, sie alle fordern mit ausgesprochener Deutlichkeit den Einbau von Diagonalverbänden. Die Luken und Schachtecken können besser als bisher auf die vorgeschlagene Weise gegen Schub gesichert werden.

Die aus Pietzkers „Festigkeit der Schiffe“ übernommenen Abb. 59 a und 59 b zeigen ebenfalls deutlich, daß die bisher übliche Verstärkung der Luken und Lukenecken, wie sie Abb. 59 b wiedergibt, eine völlige Gewähr für die Beibehaltung der rechteckigen Form noch nicht bietet, da die Entfernung AC kleiner als die Entfernung BD und umgekehrt werden kann, was aber durch einen Diagonalverband ohne weiteres verhindert wird.

Die bei einem Isherwoodschiff lediglich durch die Schotten und Rahmenspannten sichergestellte Querfestigkeit wird bei dem vorgeschlagenen System bedeutend erhöht. Auch wird man durch die vorgeschlagene Konstruktion die zwischen den Luken und Schächten gelegenen Teile der Decks in weit größerem Maße als beim Quer- oder beim Längsspantensystem zur Längs- bzw. Querfestigkeit mit heranziehen können.

Isherwood zieht die Spanten als mittragend für die Längsfestigkeit hinzu, indem er durch ihre Längsanordnung eine Verbindung von Schott zu Schott über die Rahmenspanten hinweg herstellt. Heute läßt er allerdings die Knieverbindungen an den Schotten fort und schafft an den Schotten einen Ausgleich für die fortgefallenen Knie, indem er die Außenhaut an diesen Stellen entsprechend verstärkt (Abb. 60). Zu berücksichtigen ist, daß beim Isherwoodsystem die im Bereich der neutralen Faser und in gewisser Entfernung oberhalb und unterhalb derselben liegenden Längsverbände lediglich lokale und für die Längsfestigkeit keine Bedeutung haben.

Pietzker errechnet für ein Kriegsschiff den Anteil der Querschotte zu neun Zehntel, den der gewöhnlichen Spanten lediglich zu einem Zehntel. Er sagt: „Die Spanten haben im Schiffsquerschnitt eine untergeordnete Bedeutung, sie gehören

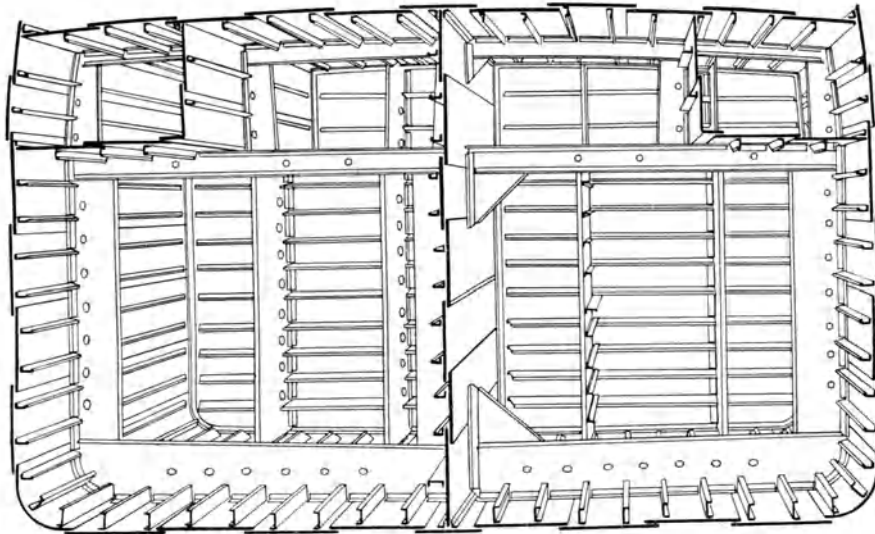


Abb. 60.

nicht zum tragenden Hauptverband des Schiffes, sie sind als aufgehängt an den eigentlich tragenden Teilen, Außenhaut und Schotten, anzusehen, und ihre Wirksamkeit besteht darin, den Wasserdruck aufzunehmen und die Beplattungen gegen Wellenbildung auszusteifen; es brauchen daher auch nur die Querschotten als Querverbandteile ausgestaltet zu werden. Nach Pietzker (Festigkeit der Schiffe, 2. Aufl. 1924, S. 107) „ist das Schiff im ganzen anzusehen als ein langer Kasten mit Seitenwänden, Böden oben und unten und Querwänden, die Seiten und Böden miteinander verbinden. Die Wände und Böden, d. h. die Beplattungen sind es, die den Körper des Schiffes bilden; an diesen hohen Trägern ist alles einzelne als aufgehängt anzusehen, was der Aufnahme des Wasserdrucks im Schiff und der Aufnahme von Einzelgewichten und Einzelkräften dient“.

Im Gegensatz hierzu betrachte ich als Festigkeitsgerippe des Schiffes das aus Decksstringern, Scheergängen, Kimmgängen, Querschotten,

Rahmenspanten und den diese untereinander verbindenden Fachwerk-Diagonalträgern bestehende Gebilde, an das die Außenhaut mit den für die Aufnahme des Wasserdrucks und sonstiger lokaler Beanspruchungen erforderlichen Versteifungen angeheftet wird (siehe Abb. 61). (D. R. P. und Auslandspatente angemeldet bzw. erteilt.)

Die Diagonalverbände können entweder unmittelbar an die seitliche Haut, den Boden und die Decks gelegt werden, wobei die von ihnen gebildeten Felder je nach ihrer Größe und Lage lokal zu versteifen sind, oder aber mittelbar in Verbindung mit Quer- und Längsspanten.

Die Konstruktion ist eine viel freiere als bei den bisherigen Systemen. Man wird beispielsweise die für die lokale Festigkeit der Haut etwa erforderlichen

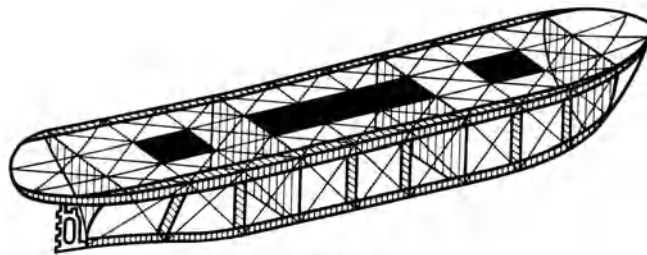


Abb. 61.

Versteifungen je nach ihrer Lage in ihren Abmessungen und ihren Entfernungen voneinander variieren und individuell den auftretenden Beanspruchungen gemäß dimensionieren können.

Bei mittelbar angebrachten Diagonalverbänden, beispielsweise im Boden, wird das Vorhandensein der Diagonalverbände eine Reduktion der eigentlichen Bodenwrrangenhöhe gestatten.

In jedem Falle ergibt sich bedeutende Materialersparnis bei gleicher Festigkeit, die vorläufig mit großer Vorsicht gerechnet, zu 10 % gegenüber dem Isherwood-bracketless-system angegeben werden kann, die sich aber noch ganz erheblich erhöht, sofern wir die immer mehr und mehr sich durchsetzende Schweißung in Rechnung setzen.

Auch die Bauweise des Systems in der praktischen Ausführung ist eine außerordentlich einfache. Man wird zuerst den Kastenträger mit Schotten, Rahmenspanten, Fachwerkträgern und äußeren Gurtungen aufstellen, um dann die Haut mit ihren lokalen Versteifungen, die zum Teil bereits vorher mit den einzelnen Plattengängen verbunden werden können, daranzuheften.

Erörterung.

Herr Professor Lienau (Danzig):

Meine Herren! Gestatten Sie mir nur noch wenige Worte. Der Herr Vortragende hat uns in dankenswerter Weise eine eingehende und umfassende Zusammenstellung der Fragen gegeben, die schon seit Jahren und Jahrzehnten die Festigkeitsforscher beschäftigen. Er zeigt aber auch, mit aller Deutlichkeit, wie weit wir noch von der wirklichen Erfassung der Vorgänge entfernt sind und wie selten bisher versucht worden ist, auf wirklich systematische und exakte Weise dem Problem näherzukommen. Es ist doch sehr eigenartig, daß es bis heute noch nicht gelungen ist, die beim Torpedoboot „Wolf“ von Biles gemessenen Durchbiegungen mit der Theorie in Einklang zu bringen. Auch das Einbeziehen der Schubspannungen reicht nicht aus, um die Durchbiegungen zu erklären, wobei ich nebenbei darauf aufmerksam machen möchte, daß wir

heute in der Lage sind, sehr genau die aus den Schubspannungen entstehenden Durchsenkungen zu errechnen. Die Zusammenhänge sind verhältnismäßig einfach und für alle Fälle durchaus exakt zu fassen, nicht nur für die von Bach angegebenen Fälle, wie sie im Vortrag wiedergegeben sind. Bei Biles Versuchen kommt meiner Erfahrung nach ein Umstand hinzu, auf den von uns in Danzig schon mehrfach hingewiesen ist, daß nämlich das Trägheitsmoment des Querschnittes oder die mittragende Breite insbesondere an den Enden des Schiffes erheblich abnimmt, so daß zu den berechneten Durchbiegungen auch noch diese durch die Herabminderung der mittragenden Breite hinzukommenden weiteren Durchsenkungen treten. Wenn man das in dieser Weise durchrechnen würde, dürfte man etwa auf die Werte kommen, die Biles seinerzeit gemessen hat. Ich verweise für solche Rechnungen auf die Arbeit von Dr. Schnadel.

Ferner scheint es mir notwendig, auf die Schlußfolgerungen hinzuweisen, die hier vom Vortragenden aus den vielfach bekannten Versuchen von Bach, Mörsch und anderen, und ebenso aus den Bildern von Spannungstrajektorien gezogen worden sind. Ich möchte sehr davor warnen, aus Versuchsergebnissen, die an vollwandigen Trägern gemacht worden sind, Schlüsse auf dünnwandige Kastenträger zu ziehen. Die Verhältnisse in vollwandigen Trägern sind erheblich andere und können nicht ohne weiteres auf Schiffe angewendet werden. Auch die Bilder der Spannungsverteilung aus Bach gelten nur für vollwandige Träger. Für dünnwandige Träger müßten sie erst durch Versuche ermittelt werden.

Was nun das neue Bausystem von Dr. Wrobbel betrifft, so ist die Fragestellung an sich bedeutungsvoll. Das Hauptproblem liegt aber m. E. zunächst darin, festzustellen, wo die Grenze zwischen dem Normalsystem mit voller Wand und einem etwa durch Diagonalen versteiften System liegt. Der Eisenbetonbau, den Herr Dr. Wrobbel anführte, ist in seinen letzten und bedeutungsvollsten Bauten, die in der neuen Ausgabe des „Handbuchs für Eisenbetonbau“ 1926 von mir veröffentlicht sind, gerade von dem Diagonalsystem abgekommen und hat die Eisen gekreuzt in die Schiffshaut hineingelegt. Ich glaube, daß das von Herrn Dr. Wrobbel empfohlene System für Seeschiffe keine Gewichtsersparnisse bringen wird, vielleicht in einzelnen Fällen für Flußschiffe mit dünnen Wänden und sehr hohen Aufbauten. Erst der praktische Versuch wird zeigen können, wieweit dieses System überhaupt brauchbar ist; solche Versuche sollten zunächst an kleinen Körpern gemacht werden, um zunächst ein Bild zu gewinnen, ob etwas dabei herauskommt. Endlich möchte ich hier meiner Freude Ausdruck geben, daß auch die Schiffbautechnische Gesellschaft es sich jetzt angelegen sein läßt, Festigkeitsforschungen zu unterstützen. Es kann gar nicht genug getan werden, diese Verhältnisse durch Versuche zu klären, und es wäre sehr erwünscht, wenn Herr Dr. Wrobbel, wie er auch gesagt hat, einmal genaues Zahlenmaterial von seinen Versuchen bei der Lobith-Werft in Holland besonders mit den eingebauten Diagonalen bekanntgeben würde; es läßt sich die von ihm angegebene Änderung der Durchbiegung nicht beurteilen, wenn man nicht weiß, wiewiel Material, und wo es eingebaut ist. Dazu brauchen wir aber die exakten Werte. Es wäre erwünscht, wenn sie noch gegeben würden und wenn auch in dieser Richtung weitere exakte Versuche angestellt würden. (Lebhafter Beifall.)

Dr.-Ing. W. Schilling, Erfurt:

Est ist zu begrüßen, daß sich im Schiffbau immer mehr die Erkenntnis durchsetzt, daß man mit einer getrennten Behandlung der Längs- und Querverfestigung der Lösung des Festigkeitsproblems nicht näher kommt, sondern, daß man den Schiffskörper als ein räumliches Tragwerk untersuchen muß. Herr Dr. Wrobbel hat uns in eingehender Weise über die schwierigen statischen Verhältnisse, die in dem Schiffskörper infolge der Wechselwirkung der Längs- und Querverbände herrschen, zu unterrichten versucht und hat gleichzeitig mit Nachdruck auf die Fehler der normalen und auch heute noch in der Praxis fast ausschließlich angewandten Längsfestigkeitsrechnung hingewiesen.

Als den Hauptfehler dieser Längsfestigkeitsrechnung möchte ich den bezeichnen, daß man das Schiff als gewöhnlichen Balkenträger berechnet, während es sich um einen Kastenträger mit starken Querverbänden handelt. Herr Dr. Wrobbel hat bereits über den Einfluß der Querschotte auf die Längsfestigkeit gesprochen und auf Grund seiner Versuche mit Flußschiffen gezeigt, wie bedeutend dieser Einfluß sein kann. Zur Klarstellung der Wirkungsweise der Querschotte in einem Kastenträger bei der Längsbiegung möchte ich hier einiges bemerken. Wird zunächst ein Kastenträger ohne Querschotte unter dem Einfluß von Lasten durchgebogen, so entstehen in den Stegen Normal- und Schubspannungen. An der Ober- und Unterkante der Stege werden die Schubspannungen auf die Gurtungen übertragen und bewirken die Teilnahme der Gurtungen an der Formänderung und der Spannungsaufnahme. Baut man nun in den Kastenträger Querschotte ein, so werden bei der Längsbiegung die vorher ebenen Schotte deformiert, und zwar einmal infolge der Verwerfung der Stegquerschnitte des Kastenträgers und dann besonders infolge der Querschiff'schen verschiedenen Dehnung der Gurtungen. Die Schotte suchen also die Verwerfung der Stegquerschnitte und die freie Dehnung der Gurtungen zu verhindern und üben an ihren Kanten achsiale Drücke auf den Kastenträger aus. Ähnlich, wenn auch in geringerem Maße, äußert sich die Wirkung der Spanten auf die Längsbiegung. Den Spannungszustand in einem Kastenträger unter Berücksichtigung dieser achsialen Kräfte zu ermitteln, halte ich für eine für den Schiffbau sehr wichtige Aufgabe. Ob eine theoretische Lösung dieses Problems erreicht wird, ist schon in Ansehung der schwer zu erfassenden Verbiegung, die die Schotte erleiden, ungewiß, ich glaube aber, daß Versuche, wie sie Prof. Lienau jetzt anstellt, die Aufgabe wesentlich erleichtern werden.

Ausführliche Betrachtungen widmet Herr Dr. Wrobbel den im Schiffbau meistens wenig beachteten Schubspannungen. Rechnerische Nachprüfungen zeigen, wie sehr die Schubspannungen die Durchbiegung der Schiffe beeinflussen. Daß aber die Unterschiede von errechneten und gemessenen Durchbiegungen nicht allein auf die Vernachlässigung der Schubspannungen zurückzuführen sind, geht sehr klar aus den angeführten Versuchen mit langen Flußkähnen hervor. Herr Dr. Wrobbel erklärt hier mit Recht den Unterschied zwischen Rechnung und Messung als eine Folge des Einflusses der Querschotte. Es wundert mich aber, daß dann Herr Dr. Wrobbel aus errechneten und gemessenen Durchbiegungswerten eine bei allen Schiffen gleiche Verhältniszahl für die durch die Schubspannungen erzeugte Durchbiegungsvergrößerung ableiten zu können glaubt. Denn in den gemessenen Durchbiegungen

äußert sich doch auch der Einfluß der Querschotte, der bei der Verschiedenartigkeit der Schottenstellung in einem allgemeinen Verhältniswert nicht ausgedrückt werden kann.

Die Konstruktionsvorschläge von Herrn Dr. Wrobbel gründen sich auf die Anschauung, daß man Schubspannungen am besten durch Diagonalverbände aufnimmt. Das ist richtig, aber man darf nicht außer acht lassen, daß im Schiffbau die knicksicher versteifte Beplattung sehr wohl in der Lage ist, Schubspannungen aufzunehmen, und daß besondere Diagonalversteifungen nur angebracht sind, wenn man gleichzeitig die Beplattung beträchtlich reduzieren kann. Zu bemerken ist auch, daß die Eisenbetonbauer nur deswegen Schubspannungen durch diagonalverlegte Eisen zu übertragen suchen, weil die Schubfestigkeit des Betons sehr gering ist.

Soweit ich dem Vortrag entnehme, soll jetzt das Festigkeitsgerippe des Schiffes aus zwei hohen Diagonalträgern an den Schiffsseiten bestehen, die durch die Querschotte miteinander verbunden sind. Das ist an sich eine statisch sehr klare Konstruktion, die in ihrem Aufbau einer Brücke entspricht, die dem Schiffbauer jedoch allerlei Bedenken einflößt. Die Konstruktion hat zunächst einige kleinere Mängel. Die Rahmenspannten sind nach der gezeigten Skizze nur als Pfosten in den Diagonalträgern anzusehen; um als Querverbände zu gelten, müßten sie durch starke Bodenwangen und Deckbalken als Rahmen ausgebildet werden. Ich nehme an, daß das auch in Herrn Dr. Wrobbels Absicht liegt. Eine Unkonsequenz erblicke ich darin, daß die Schotte nicht auch zu Diagonalträgern umgestaltet sind. In der Hauptsache halte ich es aber für bedenklich, daß aus dem Festigkeitsgerippe so viele starke Verbände, z. B. die ganze Bodenkonstruktion, ausgeschieden sind. Wie will Herr Dr. Wrobbel diese Verbände ersetzen und in den Diagonalträgern unterbringen? M. E. muß das zu einer außerordentlichen Materialanhäufung an den Schiffsseiten führen. Trotzdem wird man kaum etwas von den bisherigen Verbänden im Boden und in den Decks entbehren können, da diese zur Aufnahme des Wasser- und Ladungsdruckes oder des Gegendruckes beim Stapellauf und beim Docken kaum schwächer als bisher gemacht werden können. Auch die Beplattung wird man nicht wesentlich verschwächen können, denn es sind z. B. die Bodenplatten im Bereich zweier Längs- und Querträger schon jetzt durch den Wasserdruck bis zur zulässigen Grenze beansprucht. Ebenso steht es mit der Deckbeplattung, die durch Ladungsdruck beansprucht wird, während man bei einer Verschwächung der seitlichen Außenhaut die Stoßbeanspruchungen durch den Seegang und beim Anlegen am Pier nicht außer acht lassen darf. Ich halte demzufolge eine Materialersparnis von 10% nicht recht für möglich, und glaube eher, daß ein Schiff nach dieser neuen Konstruktion schwerer als bisher wird.

Wenn ich auch diesen Konstruktionsvorschlägen von Herrn Dr. Wrobbel nicht beistimme, so erblicke ich doch darin einen wertvollen Beitrag zu der Frage, wie sich eine klarere Gliederung des jetzt so verwickelten Festigkeitsverbandes der Schiffe in Verbindung mit einer Materialersparnis erzielen läßt, und glaube, daß der Vortrag Anregung zu weiteren Untersuchungen in dieser Richtung gibt.

Herr Dr.-Ing. Wrobbel (Schlußwort):

Ich danke Herrn Prof. Lienau für seine wertvollen Ausführungen, denen ich mich allerdings nicht ganz anschließen kann.

Man braucht beispielsweise nur die Diagonalverbände in den Schiffen, die ich Ihnen soeben gezeigt habe, aus ihrer bisherigen Lage an die Außenhaut mit ihren Quer- und Längsverbänden heranzulegen, so besteht ohne weiteres die Möglichkeit, die bisher üblichen Spantverbände in ihren Abmessungen zu reduzieren und dadurch eine bedeutende Gewichtsersparnis zu erzielen.

Ich möchte betonen, daß, wie aus meinen Darlegungen im gedruckten Vortrag hervorgehen dürfte, ich nicht allein Wert auf seitliche Diagonalverbände gelegt habe, sondern im Interesse größerer Raumfestigkeit auf Diagonalverbände an der Seite, am Boden und an den Decks.

Den Einfluß von Diagonalverbänden im Gegensatz zu Quer- und Längsverbänden bei Durchbiegung kann man bereits in einfachster Weise an einer sog. Vielfachdiagonalschere nachweisen, wie man sie, aus Holz hergestellt, auf jedem Volksfest zu kaufen bekommt.

In Anbetracht der kurzen Redezeit, die mir infolge der bereits vorgeschrittenen Zeit zur Verfügung stand, habe ich mich leider kürzer fassen müssen als es im Interesse der Sache vielleicht gelegen hat.

Zusammenfassend möchte ich mich dahin äußern, daß der Wert des von mir vorgeschlagenen Systems darin liegt, durch sinngemäße Anordnung der Verbände, durch etwaige Überlagerung von Verbänden, ihr Widerstandsmoment in weitgehendstem Maße auszunutzen.

Ich bin der Ansicht, daß die von mir zum Ausdruck gebrachte Auffassung über das Festigkeitsgerippe eines Schiffes berufen ist, neues Leben in den Schiffbau zu bringen.

Herr Prof. Lienau hat bestätigt, daß wir in gewisser Weise noch mit Scheuklappen umhergehen. Allgemein ist heute noch die Ansicht vertreten, daß Bodentanks rechteckigen Querschnitt in der Horizontale haben müssen. Es liegt aber nicht die geringste Veranlassung vor, ihnen nicht einen dreieckigen Querschnitt zu geben, die Außenhaut beispielsweise im Bereich der Diagonalverbände als Gurtung nicht diagonal anzuordnen. Es wird in jedem Falle darauf ankommen, das Widerstandsmoment der einzelnen Verbände voll auszunutzen und dadurch an Materialgewicht zu sparen.

Zum Schluß möchte auch ich meiner Freude darüber Ausdruck geben, daß der Fachausschuß der Schiffbautechnischen Gesellschaft in neuester Zeit den Fragen der Schiffsfestigkeit sein besonderes Interesse zugewandt hat. Damit wird er den deutschen Forschern auf diesem Gebiete einen wesentlichen Rückhalt geben, der zweifellos dazu beitragen wird, dem deutschen Schiffbau im Wettbewerb mit dem ausländischen die Stelle zu sichern, die ihm auf Grund seiner bisherigen Entwicklung zukommt, und die auch im Interesse eines baldigen Wiederaufstieges unseres Vaterlandes erforderlich ist. (Lebhafter Beifall.)

Vorsitzender Herr Geheimrat Prof. Dr.-Ing. Busley:

Herr Dr. Wrobbel hat versucht, in ein heute noch schwieriges Programm des Schiffbaues Klarheit zu bringen. Er hat sich damit um den Fortschritt in den Schiffskonstruktionen verdient gemacht und sich deshalb unseren wärmsten Dank erworben, den ich ihm hiermit zum Ausdruck gebracht haben möchte.

Beitrag.

XV. Eisbergung.

Von Dipl.-Ing. Wold. Kiwull.

Die Beobachtung der Eisbildung in der Natur, die Anwendung des Gefrierverfahrens im Bergbau und Strombau, führten zur Vereisung von Lecks bei beschädigten Schiffen und zur Eisbergung.

Die wissenschaftliche Untersuchung hat bewiesen, daß es möglich ist, eine dichte Eisdecke unter Wasser zu bilden, daß das Eisgewicht proportional der Zeit dauernd zunimmt, und daß unregelmäßiges Arbeiten die Eismenge erhöht.

Die praktische Erprobung hat ergeben, daß es möglich ist, mit einer bedienungslosen Kälteanlage (30 000 Kal.) auf 12 m Wassertiefe im offenen Wasser in 80 Stunden 4 m³ Eis zu erzeugen, und daß mit gleicher Kälteleistung ein Lecksegel von 3 × 3,5 m in kürzester Zeit erstarrt und in 2¹/₂ Stunden mit einer Eisschicht von 150 mm bedeckt wird.

Bergungspläne für „España“ und „Hindenburg“ mittels Kälteöl sind detailliert bearbeitet. Die Hebung eines U-Bootes aus großer Tiefe mittels Unterwasser-Kälteanlage ist dargestellt. Auch kann das Verfahren zwecks Hebung der „Armada“ und für Erforschung der Geheimnisse des Meeres Anwendung finden.

Die Arbeit der Natur — das Vereisen von Schiffsaufbauten, Decksladungen, das Verwandeln von Seezeichen in Eisklumpen, das Treiben von Eisbergen im Golfstrom und das Erstarren von reißenden Wasserfällen — zeigt der Technik Wege zur Verwertung der Kälte. Die Natur läßt unbegrenztes, bewegtes Wasser zu Eis erstarren und ermöglicht so eine Zustandsänderung, die nutzbringend verwertet werden kann (Abb. 1).

Die Verwertung von Kälte wird im Bergbau zwecks Einfrieren von wasserhaltigen Gebirgsschichten seit mehr als 20 Jahren mit Erfolg angewendet. Es werden um den Schacht in angemessener Entfernung vom Schachtstoß Bohrlöcher im Abstände von ca. 1 m bis in die wassertragenden Schichten herunter gebracht. In diese Bohrlöcher werden Gefrierrohre, die am unteren Ende geschlossen sind, eingebaut. Dieselben nehmen ein zweites Zuführungsrohr in sich auf, durch welches kalte Lauge auf den Boden des Gefrierrohres geleitet und durch dasselbe in die Höhe gepreßt wird. Die kalte Lauge gibt durch die Wand des Gefrierrohres Kälte an das wasserhaltige Gestein ab, um dieses allmählich in festen Zustand, der die Schachtarbeit ermöglicht, zu verwandeln.

Die Verwendung von Kälte ist auch im Strom- und Wasserbau zwecks Herstellung von Staudämmen neuerdings mit Erfolg erprobt worden. Das Gefrierverfahren verwendet flüssige Luft, die durch ein Rohrsystem geleitet, im offenen Wasser einen Eiswall erzeugt. Auf einer Strecke von 300 m soll innerhalb von 3 Stunden ein Eiswall von 2—4 m Höhe erzeugt worden sein, der am Meeresboden eine Stärke von 2,6 m hatte und 10—15 cm über die Wasserfläche her-

vorrage. Hinter dem Eisdamm kann ein einfacher Betonwall errichtet, und dadurch kostspielige Deichbauten vermieden werden.

Die Verwendung von Kälte im Schiffbau zwecks Leckdichtung bei havarierten Schiffen und Vereisung von Luken und Beschädigungen bei untergegangenen Schiffen wurde auf der Marinewerft in Wilhelmshaven in letzter Zeit erprobt. Eine Kältemaschine normaler Bauart, eingeschlossen in einen Kessel, wurde auf 12 m Wassertiefe versenkt und durch elektrische Fernsteuerung bedient. Mit einem Gebilde von elastischen Rohren, in denen das Kältemittel (Ammoniak) direkt verdampft, erfolgte die Vereisung von Eisenplatten einer Schiffswand.

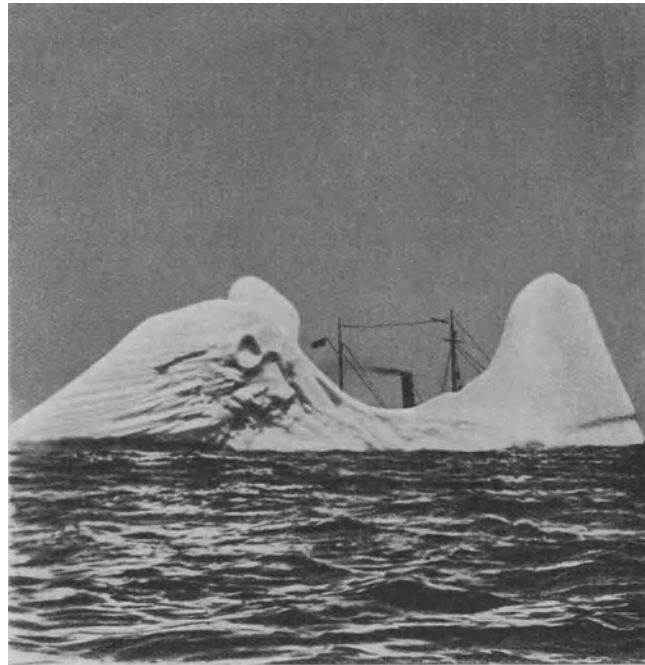


Abb. 1. Eisberg im Golfstrom.

Außerdem wurde das an Bord der Schiffe übliche Lecksegel mit einem ähnlichen elastischen Eiserzeuger versehen, über ein Leck gespannt und vereist.

Eine wissenschaftliche Untersuchung über die Möglichkeiten und die Eigenart der Eisbildung im offenen Seewasser wurden unter Mitarbeit der Herren Prof. Krainer und Prof. Koeniger, unter Leitung von Geheimrat Josse und Dipl.-Ing. Kraft im Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule vorgenommen.

Mit einer vorhandenen SO_2 -Kälteanlage und in einer gemauerten, mit Salzwasser gefüllten Grube von 2 m Tiefe und $2,6 \times 1,6$ m Grundfläche wurden die Versuche durchgeführt.

Durch ein in das Wasser eingetauchtes dreizölliges Eisenrohr von U-Form (960 + 360 + 960 mm) wurde Sole von -20° gepumpt. Die Solepumpe leistete $15 \text{ m}^3/\text{Std}$. Die Eisbildung wurde im Verlauf von 14 Tagen täglich geprüft, gemessen und gewogen.

Das Resultat war verblüffend:

1. Die Form der Eisbildung war vollkommen unregelmäßig (vgl. Abb. 4 und Abb. 2 und 3).
 2. Das Eisgewicht nahm proportional der Zeit andauernd zu (vgl. Abb. 5).
 3. Unregelmäßiges Arbeiten und Aussetzen des Kompressors ergab erhöhte Eisbildung.
- Soletemperatur von -16 bis $-19,2^\circ$ schwankend ergibt Eiszuwachs 29 kg } in gleicher Zeitperiode.
 „ „ $-18,5^\circ$ konstant „ „ 9 „ }

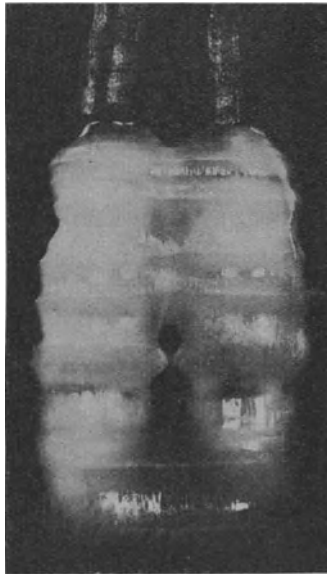


Abb. 2. Eisbildung am Gefrierrohr.

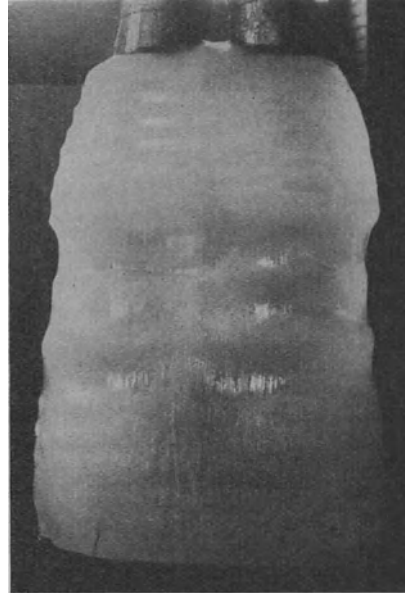


Abb. 3. Eisbildung am Gefrierrohr.

Weitere Versuche mit Eisbildung in Schlick und Schlamm sowie unter Druck bis zu 9 Atm (entsprechend 90 m Wassertiefe) und im bewegten Wasser ergaben neue Überraschungen (Abb. 6 a; b; c.):

2''-Gefrierrohr, L-Form (750 + 400 mm):			
a) im Schlamm	Eisdicke . . . 510 mm	Ø	Eisgewicht . . . 160 kg
b) unter Druck 9 Atm	„ . . . 425 „	Ø	„ . . . 112 „
c) in ruhigem Wasser	„ . . . 265 „	Ø	„ . . . 30 „

} in gleicher Zeitperiode

1''-Gefrierrohr, L-Form (720 + 650 mm):			
d) im ruhigen Wasser	Eisdicke oben 35 mm	Ø	Mitte 30 mm Ø, unten 72 mm Ø.
e) im bewegten Wasser	Eisdicke auf ganzer Länge	57 mm	Ø.

Das Eisgewicht für d und e war in gleicher Zeitperiode das gleiche.

Das Gutachten über diese Versuche lautet wie folgt:

Zusammenfassung:

Die Versuche haben ergeben, daß es praktisch durchführbar ist, mit der von Herrn Kiwull angegebenen Methode eine dichte Eisdecke unter Wasser zu bilden.

Bei den Versuchen, die sich teilweise über eine Dauer von fast 15 Tagen erstreckten, wurde eine stetige unveränderte Zunahme des Eisgewichtes während der einzelnen Versuche festgestellt.

Die Eisbildung wird durch Strömungen, die im Wasser auftreten, beeinflußt. Der Gefrierprozeß verläuft günstiger im Schlamm als im reinen Wasser, auch wenn das zu gefrierende Wasser unter höherem als atmosphärischen Druck steht, erfolgt starke Eisbildung.

Charlottenburg, den 25. Februar 1924.

gez.: Josse,
 ordentlicher Professor,
 Vorsitzender des Maschinenlaboratoriums
 der Technischen Hochschule Charlottenburg.

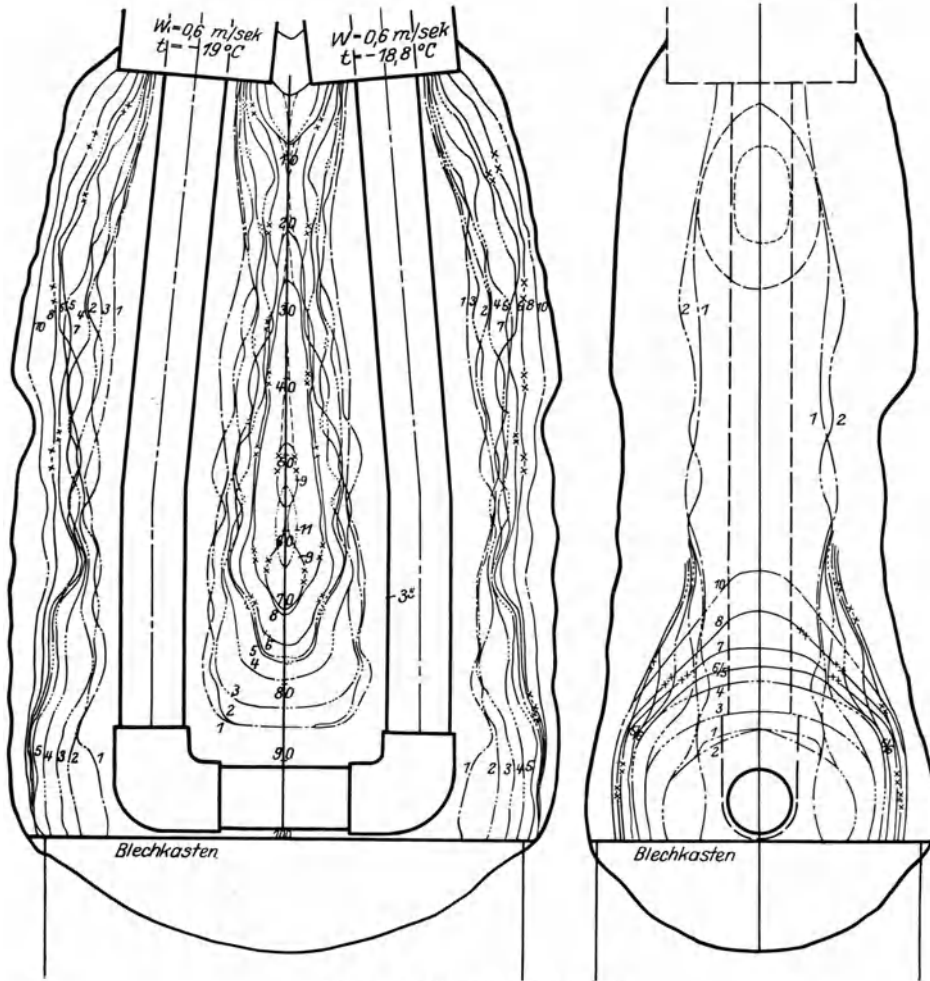


Abb. 4. Eisbildung am Gefrierrohr.

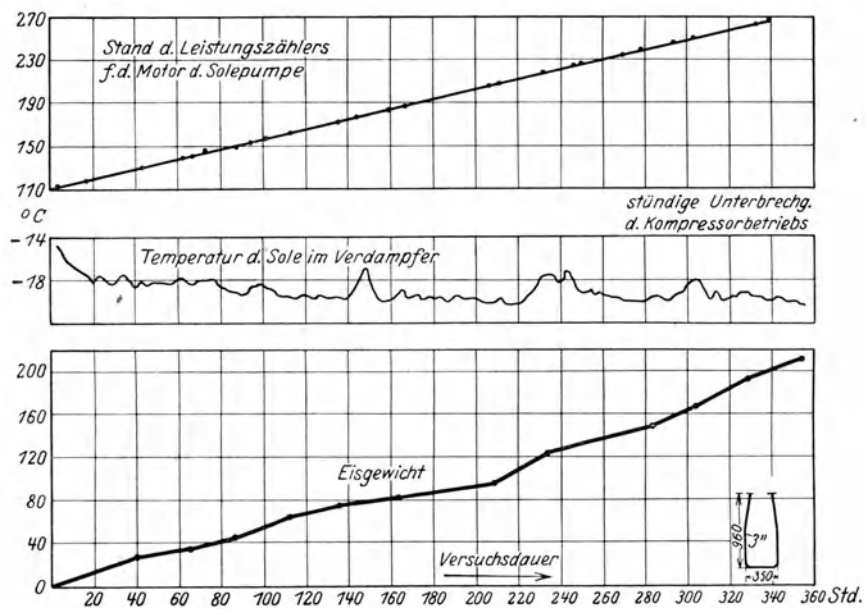


Abb. 5. Eisbildung am Gefrierrohr.

Um das Gefrierverfahren für praktische Zwecke, Leckdichtung, Vereisung von Luken, Niedergängen, Bodenventile und andere Schiffsteile nutzbar zu machen, war es erforderlich:

- a) eine gleichmäßige Eisbildung,
 - b) eine dichte Eisdecke und
 - c) ein Anhaften des Eises am Eisen
- zu erreichen.

a) Die gleichmäßige Eisbildung im offenen Wasser wurde trotz der scheinbaren Unmöglichkeit nach Überwindung der Wasserbewegung resp. Wirbelung erreicht (Abb. 7). Die Änderung des spezifischen Gewichts des Wassers bei $+4^{\circ}$, das Sinken der Wasserteilchen beim Abkühlen bis zu dieser Temperatur und das Aufsteigen der tiefer als $+4^{\circ}$ gekühlten Wasserteilchen verursachte Wirbelungen, die die Unregelmäßigkeit der Eisbildung, das Abspülen und Wiederansetzen von Eisschichten und den damit verbundenen Energieverlust bewirkten.

b) Die dichte Eisdecke wurde durch Beeinflussung der Eiserzeuger untereinander und durch gegenseitiges schnelles Zusammenfrieren derselben erreicht (Abb. 8). Diese dichte Eisdecke überwindet nicht nur Ebbe und Flut oder Seegang, sondern nutzt die Wasserbewegung an der

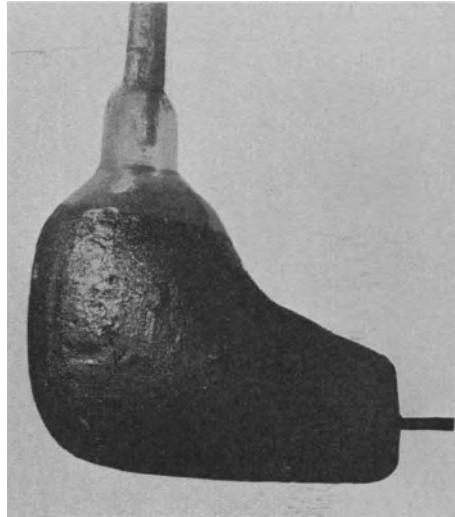


Abb. 6a. Eisbildung im Schlamm.

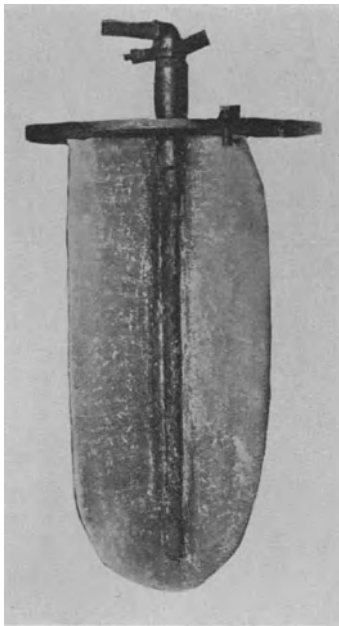


Abb. 6b. Eisbildung unter Druck.

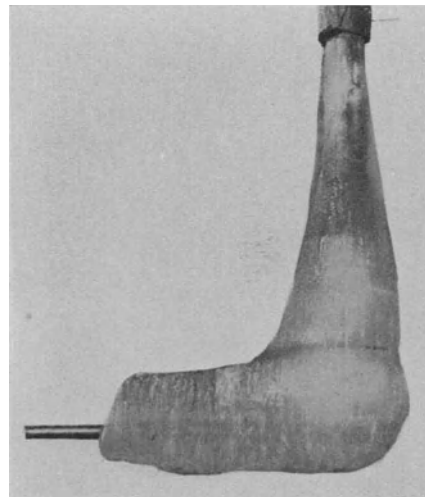


Abb. 6c. Eisbildung in ruhigem Wasser.

Eisoberfläche, entgegen den bisherigen Bedenken, zugunsten der Eiserzeugung aus. Die Strömungswiderstände (Form- und Reibungswiderstand) bewirken, daß die auf $\pm 0^{\circ}$ abgekühlten Wasserteilchen mit der kalten Eisoberfläche in

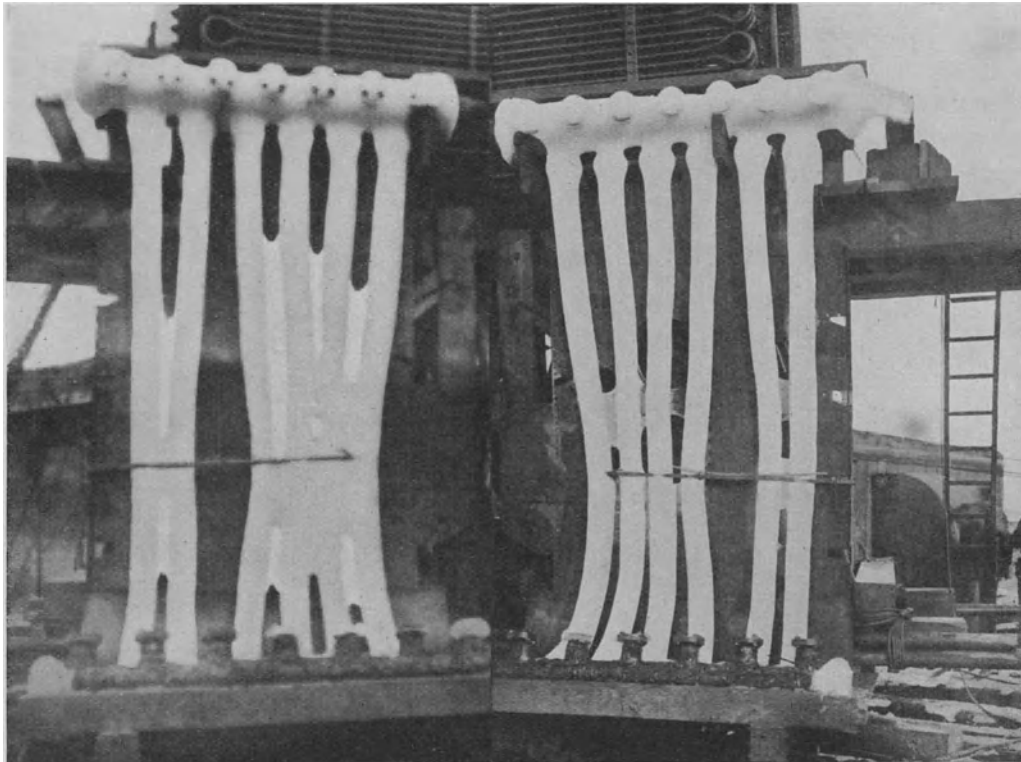


Abb. 8.

Eisbildung am Gefrierrohr auf 12 m Wassertiefe.

Abb. 7.

Berührung gehalten werden, bis dem Wasser die innere Wärme (80 kcal) entzogen ist und das Erstarren erfolgt. Abb. 9 und 10 bestätigen dieses.

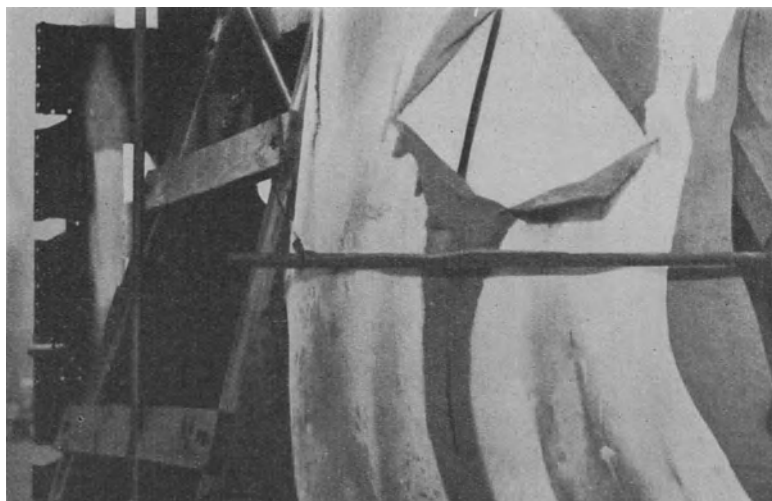


Abb. 9. Eisbildung am Eisen.

Abb. 10. Eisbildung am Persenning-Sack.

Elastische Rohre in einem vollkommen geschlossenen Persenning-Sack (Abb. 10) bewirkten im unbegrenzten Wasser starke Eisbildung an der Sackoberfläche, ohne daß das innerhalb des Sackes eingeschlossene Wasser vollkommen zu Eis erstarrt war.

Die Annahme, erst müsse das im Sack eingeschlossene, gegen Strömung geschützte Wasser zuerst zu Eis erstarren, entspricht somit nicht der Wirklichkeit.

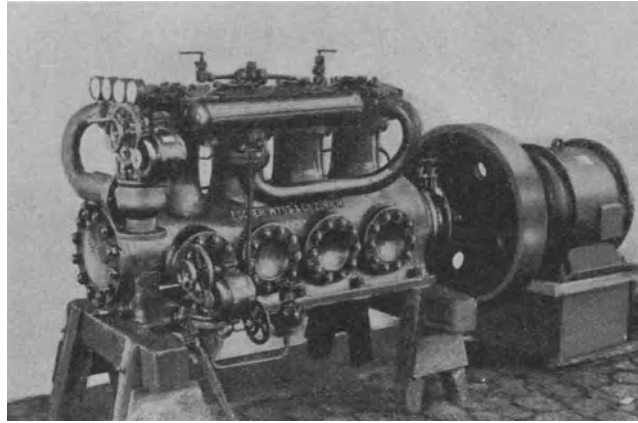


Abb. 11. NH_3 -Kompressor und Motor.

c) Die Haftfähigkeit des Eises am Eisen wird dadurch erreicht, daß das Eisen mindestens auf die Temperatur des Eises abgekühlt und erhalten wird.

Das Eisen muß durch Wärmeentziehung in die Lage versetzt werden, selbst Eis zu erzeugen (Abb. 9). Ist das Eisen wärmer als das Eis, so schmilzt letz-

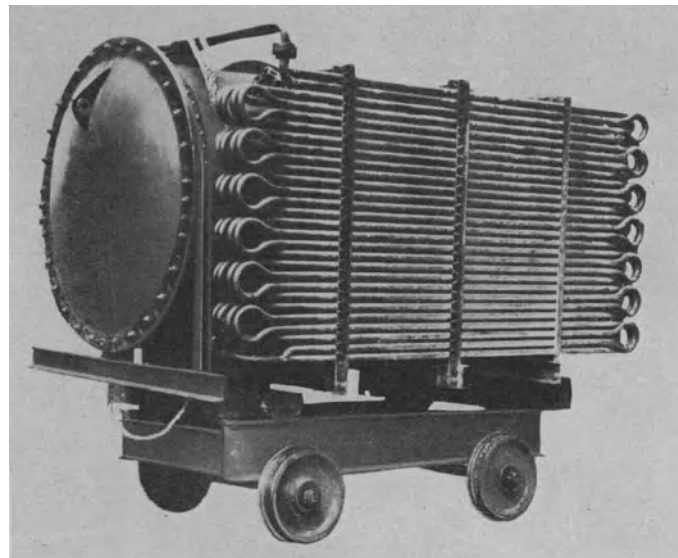


Abb. 12. Caisson und Kondensator.

teres ab, und ein Anhaften oder Abdichten tritt nicht ein. Diese Erkenntnis hat trotz ihrer verblüffenden Klarheit den ausländischen Patentprüfern große Sorgen bereitet. Nach Ben Akiba ist alles schon da gewesen, und Eisenerzeugung für Schiffshebung ist nichts Neues, nur die Notwendigkeit, das Eisen abzukühlen, war immer übersehen worden. Bei einer Erfindung ist nicht die Hauptsache die Idee, sondern die brauchbare Ausführung und Durchführung derselben.

Die Zuführung von Kälte zu dem gesunkenen Objekt von dem in Wind und Wetter, Ebbe und Flut arbeitenden Bergungsdampfer aus, und noch dazu durch besonders isolierte, halbstarre Rohre, ist seemännisch unbrauchbar.

Um die Gefrieranlage, bestehend aus Kompressor, Kondensator und Verdampfer, für Schiffshebungszwecke brauchbar zu machen, mußte man den üblichen NH_3 -Kompressor mit Motorantrieb (Abb. 11) in einen Caisson einbauen, den Kondensator und Verdampfer außerhalb desselben anbringen (Abb. 12), diese Anlage auf das zu hebende Objekt versenken und durch elektrische Fernsteuerung bedienen (Abb. 13).

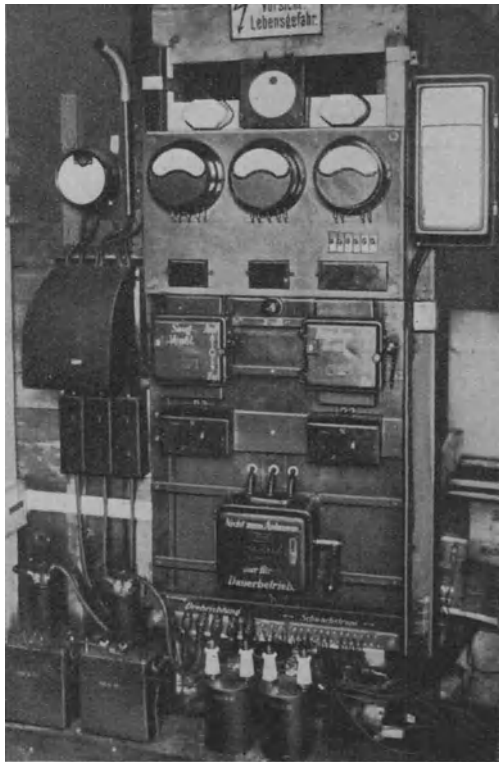


Abb. 13. Fernsteuerung.

Diese von der Fa. Escher, Wyss & Cie., Zürich (Abb. 19 u. 20), ausgeführte und vom Oberingenieur G u y e r konstruierte Anlage wurde mit musterhafter Sorgfalt hergestellt. Die unter Leitung von Prof. K o e n i g e r auf dem Werk vorgenommenen Abnahmeprüfungen ergaben eine Mehrleistung an Kälte gegenüber der Bestellung. Entgegen allen Erwartungen zeigten sich, als die Anlage in den Züricher See versenkt wurde (Abb. 14 u. 15), Überraschungen:

Die kleinste und unmerklichste Undichtheit des Kompressors verursachte im geschlossenen Caisson-Raum Störungen. Der im Caisson arbeitende Kurzschlußmotor und der HD-Zylinder des Kompressors erwärmten die Luft bis zu 85° . Die Fernsteuerung arbeitete einwandfrei, aber ihre Bedienung war, da man die versenkte Maschine weder sah, noch fühlte, noch hörte, ungewohnt. Der

Verdampfer (Eiszeuger) sowie der Kondensator (Verflüssiger von Ammoniak) arbeiteten feindlich nebeneinander; der Verdampfer entzog dem Wasser die Wärme, und die entzogene Wärme + Kompressorwärme wurde demselben Wasser durch den Kondensator wieder zugeführt. Auch war es nicht verwunderlich, wenn durch Überflutung des Verdampfers mit NH_3 die Kältemaschine vorübergehend zur Kochmaschine wurde. Diesen Störungen wurde abgeholfen, so daß das Endresultat der Erprobungen unter Wasser im Züricher See eine ganz hervorragende technische Leistung ergab. Die Anlage hat 14 Tage und Nächte insgesamt **333** Stunden ununterbrochen und vollkommen bedienungslos ohne jede Störung auf Maximalleistung belastet, gearbeitet, und konnte nach sorgfältiger Besichtigung ohne Reparatur nach Wilhelmshaven befördert werden.

Auf der Wilhelmshavener Werft wurde der Caisson auf einen Bock montiert,

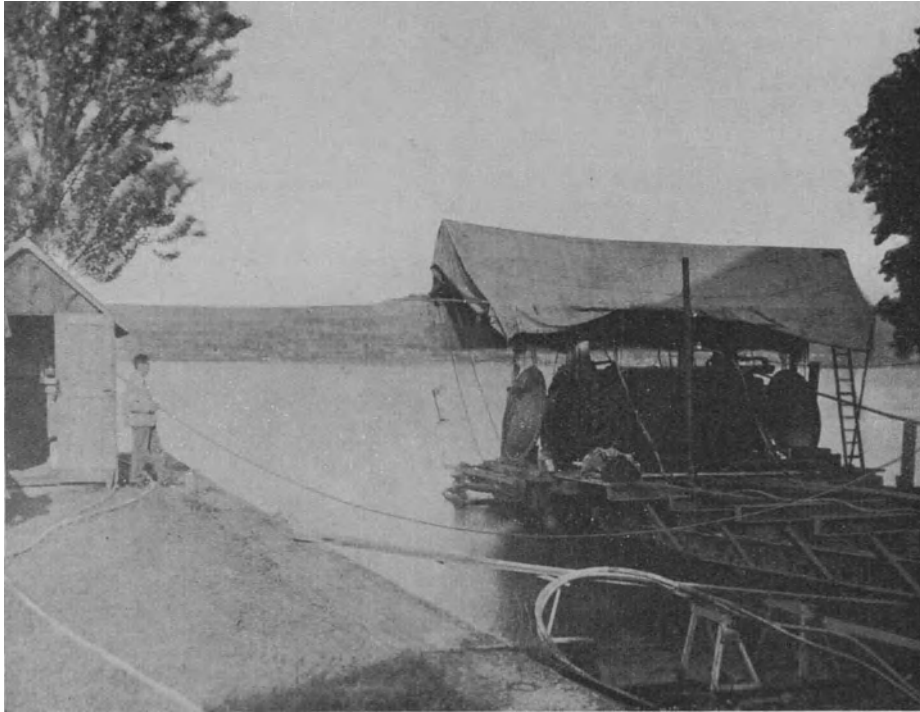


Abb. 14. Anlage auf dem Slip am Zürichsee.

mit mehreren an einer Eisenplatte hängenden Verdampfersystemen (Eisergeuern) ausgerüstet (Abb. 16), neben der III. Einfahrt auf 12 m Wassertiefe versenkt und durch Fernsteuerung vom Ufer aus bedient.

Nachdem nicht gleich ein Erfolg (Unterbrechung der Arbeiten durch Kurzschluß) zu verzeichnen war, entstanden Bedenken, ob es überhaupt möglich wäre, im tiefen Wasser am Meeresboden Eis zu erzeugen, denn der Auftrieb der tiefer



Abb. 15. Anlage während des Versenkens in den Zürichsee.

als $+4^{\circ}$ abgekühlten Wasserteilchen würde nur das an und für sich kalte Novemberwasser ($+6^{\circ}$) weiter abkühlen, aber keine Eisbildung ergeben.

Das Ergebnis dieser Versuche in $+6^{\circ}$ Wasser auf 12 m Wassertiefe war nach 80stündiger, ununterbrochener Arbeit eine Eismenge von 4 m^3 . Dieser kompakte Eisblock ($4 \times 2 \times 0,5 \text{ m}$), s. Abb. 17, kann wohl für Bergungszwecke gut verwendet werden, aber für die Zwecke der Marine-Leckdichtung an havarierten Schiffen mußte die Eiszerzeugung bedeutend beschleunigt werden. Dank dem großzügigen Entgegenkommen Exzellenz Zenkers war es ermöglicht, daß ein Lecksegelversuch auf der Marinewerft ausgeführt werden durfte.

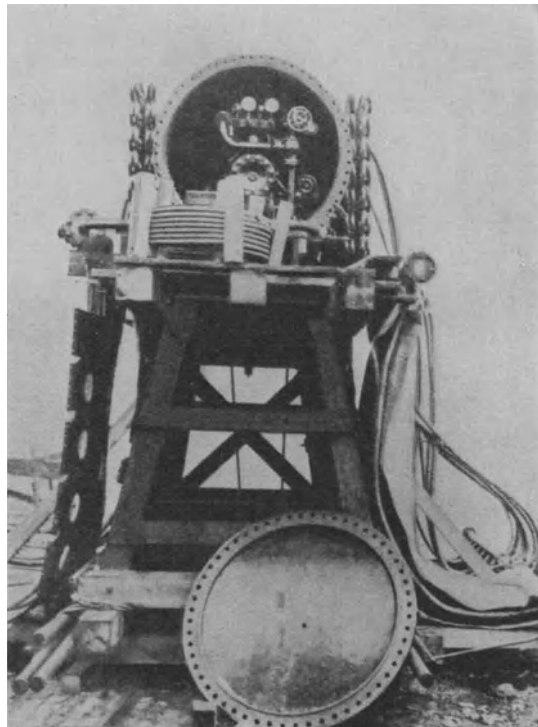


Abb. 16. Caisson-Anlage auf Bock montiert.

Das an Bord der Schiffe übliche Lecksegel von $3,5 \times 3 \text{ m}$ wurde mit einem Geflecht von Gummischläuchen ausgerüstet (Abb. 18). Das fertige Lecksegel wog 152 kg (55 kg im Wasser). Es war leichter und handlicher als die mit Stahltrossen und Einlagen armierten üblichen Lecksegel. Sein Stauraum ($3 \times 0,5 \times 0,6 \text{ m}$) ermöglichte einfachstes Unterbringen und leichten Transport durch Luken und Türen.

Ein Zufall bei der Prüfung der Gummischläuche im chemisch-technischen Laboratorium der Technischen Hochschule ergab eine überraschende und außerordentlich wichtige Feststellung:

Bericht Professor Schaarschmidt vom 1. März 1926:

„Es wurde in das größere und weitere der beiden Schlauchstücke flüssiges Ammoniak eingeführt, und die Temperatur hierauf innen und außen gemessen. Es stellte sich heraus, daß innen die Temperatur regelmäßig -38° betrug, während außen an den Schläuchen eine außerordentlich starke Abkühlung festgestellt wurde, die bis auf -59° herunterging. Bei länger dauerndem Betrieb beschlug das Rohr außen an der Luft mit einer festen Eiskruste.“

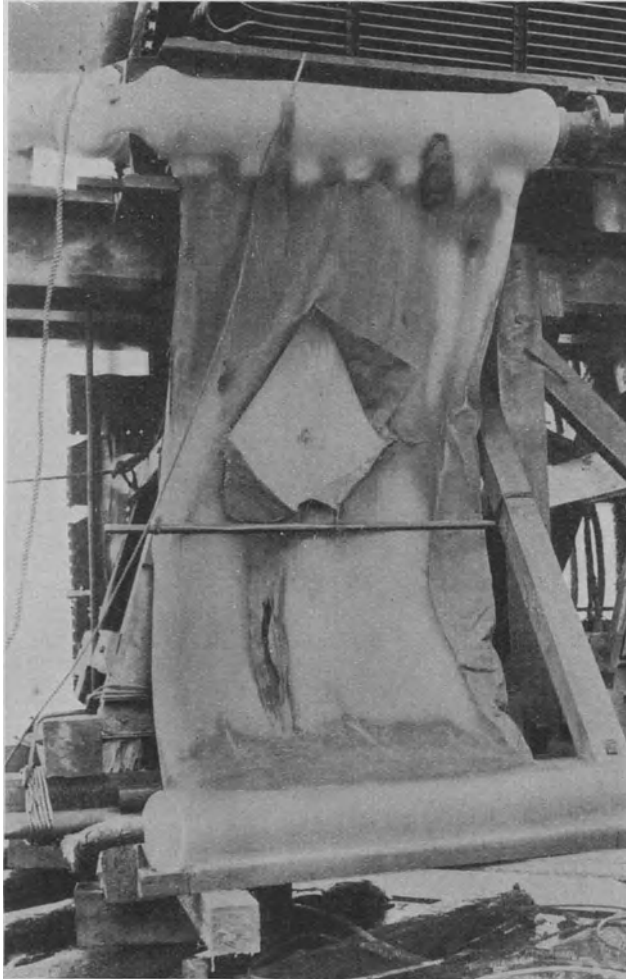


Abb. 17. Eisbildung in W-hawen auf 12 m Wassertiefe.

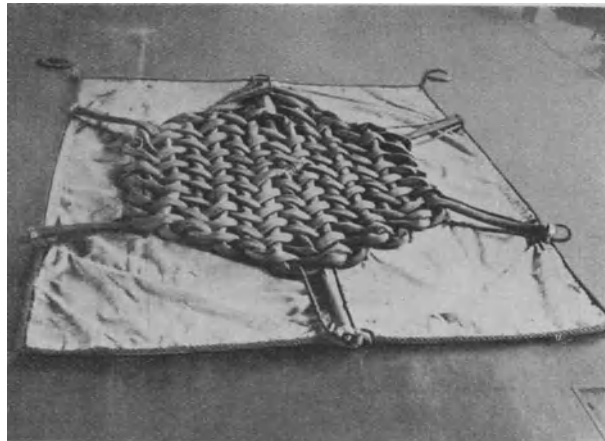


Abb. 18. Lecksegel 3,5 × 3 m.

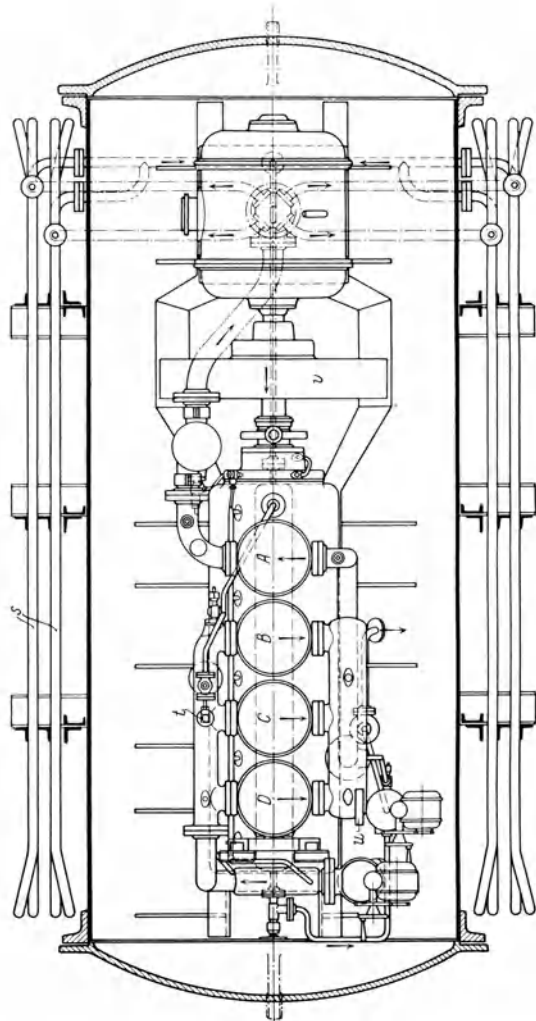
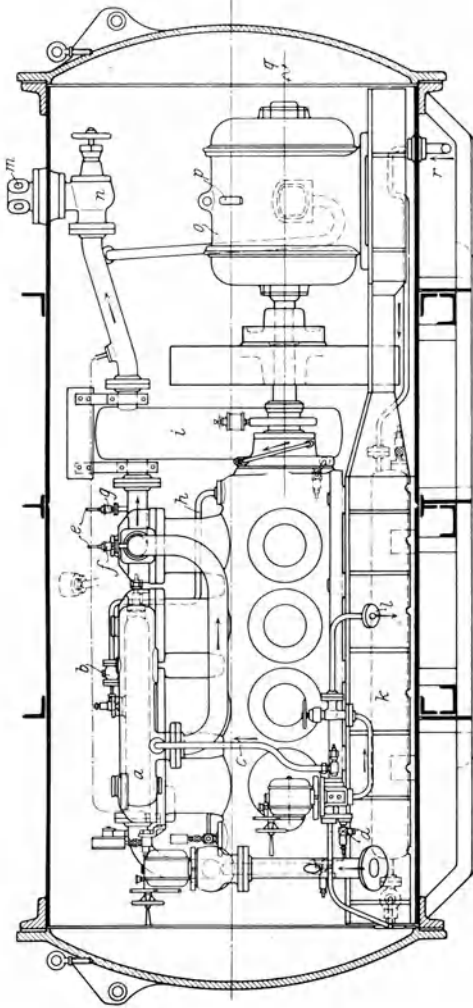
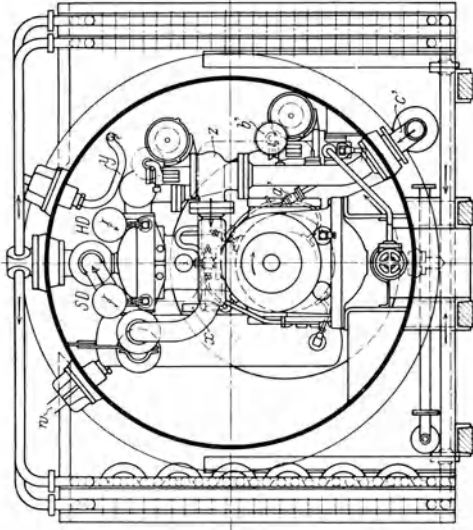


Abb. 19. Unterverwasser-Kälte-Anlage Escher Wyss & Co., Zürich.
a) Receiver, *b*) Rückschlagventil, *c*) Einspritzleitung, *d*) Füllventil, *e*) Fernthermometer *f*) M. u. E., *g*) Kondensator, *h*) Druckausgleich, *i*) Ölabscheider, *k*) Flüssigkeitsbehälter, *l*) zum Verdampfer, *m*) zum Kondensator, *n*) Druckabschließung, *o*) 1-Ström-Kurzschlussmotor 50 PS, Spannung: 500 bzw. 220/380 Volt, Periodenzahl: 50, *p*) Fernthermometer für den Motor, *q*) $n = 425 \pm 485$, *r*) vom Kondensator, *s*) Kondensator, *t*) Belüftungsventil, *u*) Fernthermometer M. F. E., *v*) Schwungrad, *w*) Motorkabel, *x*) Fernthermometer (Öl), *y*) Kabel für Steuermotoren, Fernmanometer und Fernthermometer, *z*) Saugableitung, *a'*) Fernthermometer verd., *b'*) Regulierventil, *c'*) vom Verdampfer.
 □ NH₃-Leitungen. □ NH₃-Flüssigkeits-Leitungen.
 □ Ölleitungen.

Diese außerordentlich niedrige Temperatur war unter Beibehaltung der bisherigen Maschinenleistung von 30 000 Kcal für das schnelle Vereisen eines Lecksegels ausschlaggebend. Sie ergab nunmehr in $+18^\circ$ Wasser die Vereisung eines Segels von $3 \times 3,5$ m in $2\frac{1}{2}$ Stunden (Abb. 21, 22 u. 23). Ein Resultat, das seemännisch und technisch einwandfrei und brauchbar ist.

Die bisher vorhandenen Gefahren des Zerreißen des Segels durch die Spitzen der beschädigten Außenhaut und das Einsaugen des Segels in das Leck werden durch das Vereisen verhindert.

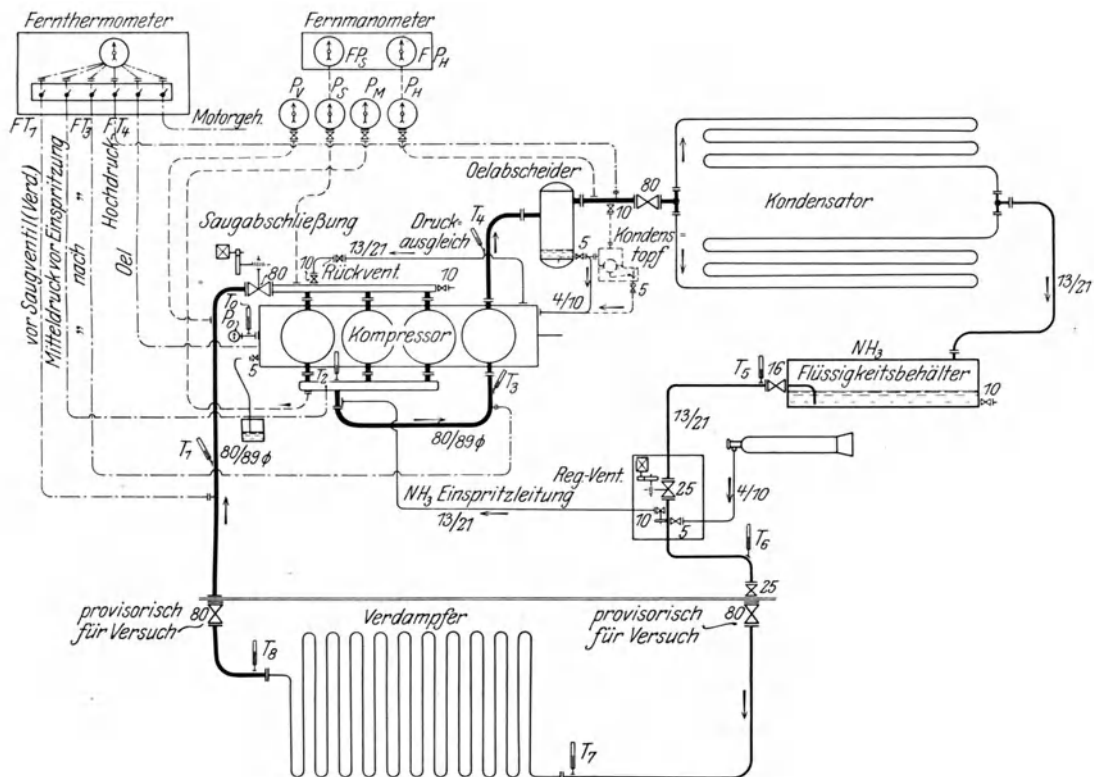


Abb. 20. Leitungsschema der Unterwasser-Kälteanlage (EWE).

Die an Bord der Schiffe vorhandene, für Munitions- und Proviantkühlung bestimmte Kühlanlage wird je nach Leistung für die Vereisung oder Erhaltung des am Lecksegel erzeugten Eises verwendet, denn im Havariefalle ist das wichtigste, das Leck zu dichten und das Schiff sicher in den Hafen zu bringen. Mit dem Anbringen des Segels auf das Leck beginnt bereits das Vereisen. Das flüssige Kältemittel NH_3 oder CO_2 wird von der Kälteanlage durch eine Schlauchleitung von 10—15 mm licht \varnothing dem Segel zugeführt, expandiert im Eisergezeuger und wird durch einen Schlauch von 50—75 mm licht \varnothing entweder zum Kompressor der Kälteanlage zurückgeführt oder absorbiert oder abgelassen. Die in das Lecksegel eingeführte flüssige Kohlensäure bildet bei der Expansion Kohlensäureschnee, welcher das Segel durch seine niedrige Temperatur, -79° , sofort zum Erstarren bringt. Ein Zerreißen oder ein Einsaugen des erstarrten Segels ist

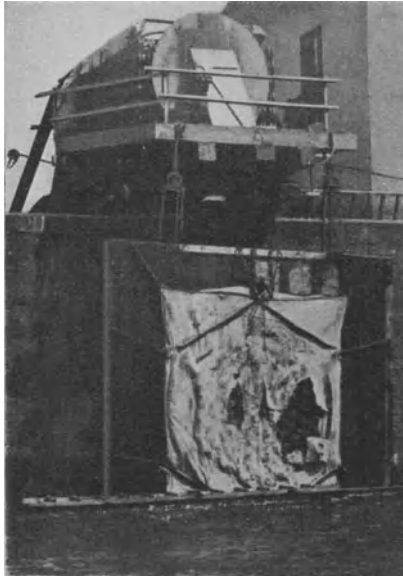


Abb. 21.



Abb. 22.

Versuchs-Anlage. Platten-Rahmen 5×6 m mit Lecksegel, versenkbar.

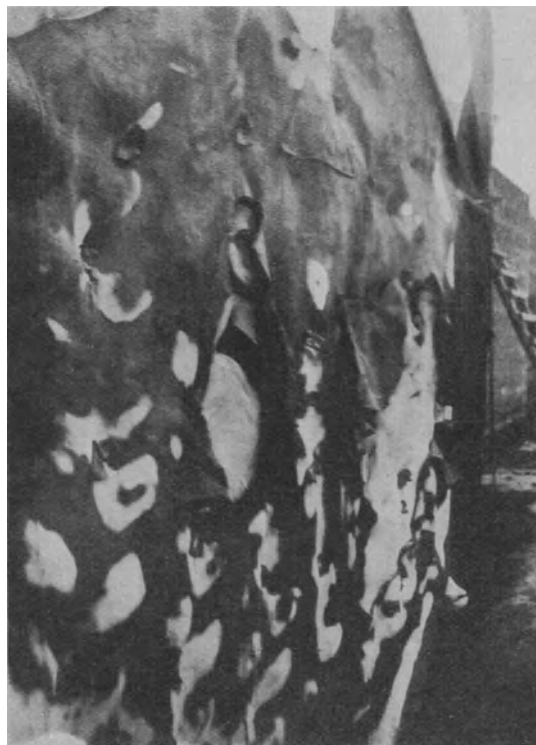


Abb. 23. Vereistes Lecksegel.

unmöglich, da die Druckfestigkeit des Eises eine außerordentlich große ist. Während des Lenzens der beschädigten Räume wird die Eiserzeugung fortgesetzt, Es wurde bei den Wilhelmshavener Versuchen in $2\frac{1}{2}$ Stunden eine Eisschicht von 150 mm Dicke erreicht (Abb. 23). Für das Erhalten des Eises, welches durch besondere Isolierschichten gegen Einflüsse der Fahrgeschwindigkeit (10 Knoten) geschützt ist, genügt die halbe Kälteleistung.

Die Anwendung des Gefrierverfahrens als Hilfsfaktor bei Hilfeleistung in Seenot erfordert, daß der Bergungsdampfer mit einer Kälteanlage ausgerüstet wird, die durch Unempfindlichkeit, Zuverlässigkeit, Einfachheit der Bedienung einer Winde oder Pumpe gleichkommt. Diesen Bedingungen entspricht kältetechnisch die Absorptionsanlage, denn sie besteht in der Hauptsache aus zwei einfachen Pumpen. Das flüssige Ammoniak wird im Eiserzeuger verdampft, die Dämpfe werden vom Wasser absorbiert, bilden Salmiakgeist, welcher durch eine Pumpe in einen Behälter befördert wird, wo durch Wärme mittels Abdampf das NH_3 dem Wasser entzogen wird. Diese NH_3 -Dämpfe werden im Kondensator durch zirkulierendes Wasser verflüssigt und gehen als flüssiges Ammoniak wieder in den Eiserzeuger.

Eine stabilere, einfachere und für Bergungszwecke geeignetere Anlage ist kaum denkbar. Das Gewicht der Anlage beträgt ca. 5 t; der Raumbedarf 2×3 m Deckfläche.

In der Kältetechnik wird die Absorptionsanlage selten verwendet, weil sie reichlich viel Kühlwasser benötigt, ein Faktor, der für Bergungszwecke nur von Vorteil ist.

Der Eiserzeuger ist entweder ein sehr großes Lecksegel von 6×8 m, welches in einer Zeit von 4—5 Stunden vereist, oder ein Sack (Eisbeutel), welcher in eine Öffnung gestopft und diese durch einen Eispfropfen abschließt, oder er ist eine Kuppelung von elastischen Rohren, die hintereinander in einen Schiffsraum eingebracht werden, um den ganzen Raum zu vereisen, dadurch wird das Entfernen des Wassers aus dem Rumpf ermöglicht.

Die bisher üblichen Dichtungsmittel, Leckkästen, Zementsäcke u. a. m. werden entweder vom Seegang losgeschlagen oder beim Aufrichten des Schiffes abgerissen. Auch bedingen die Leckkästen und Zementdichtungen, da sie von außen angebracht sind, das Auspumpen des Wassers, während das einfachere Ausblasen des Wassers mittels Druckluft nur bei Vereisung möglich ist. Es ist jedem Fachmann bekannt, wie schwer das Eis vom Eisen der überfrorenen Decks zu entfernen ist, und welche Vorsicht das Arbeiten auf vereistem Deck der Bergungsobjekte erfordert. Hier wird ein Übel zum Vorzug, zum Werkzeug der Arbeit und des Erfolges.

Die Anwendung des Gefrierverfahrens bei besonders schwierigen Bergungsfällen, beispielsweise Überwindung von Bodenbeschädigungen, an die ein Herankommen und Abdichten mit anderen Hilfsmitteln unmöglich ist, soll am Bergungsplan des Linienschiffes „España“ erläutert werden (siehe Abb. 24).

Das Schiff war in voller Fahrt in der Nähe von Melilla (nordafrikanische Küste) auf einen unter Wasser befindlichen Felsen aufgelaufen. Der ganze Boden vom Bug bis zum Turbinenraum war aufgerissen. Während das Schiff

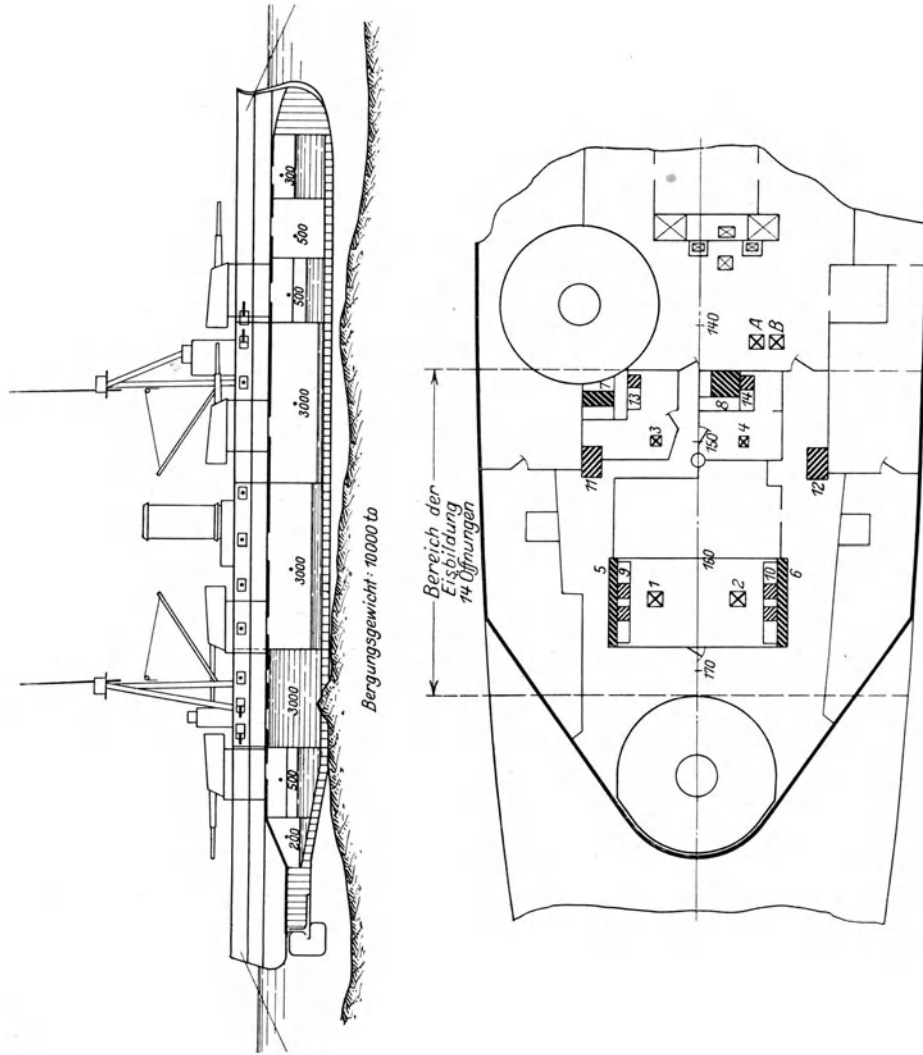
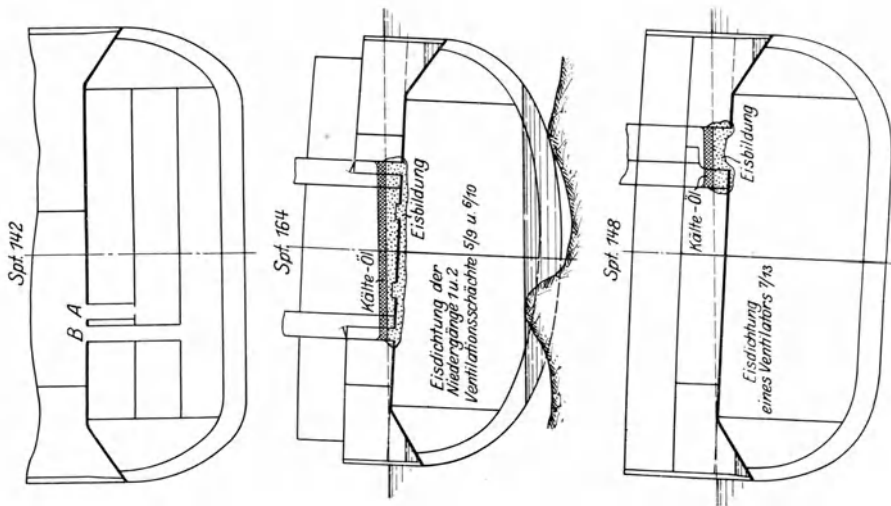


Abb. 24. Bergungsplan des Linienschiffes *Espara Meilla*.



voll lief, drückte sich der Felsen in den Turbinenraum ein, und das Schiff setzte sich auf das Felsenplateau auf. Der Innenboden der Kesselräume war nur teilweise beschädigt, so daß das Auspumpen dieses Raumes vorgenommen werden konnte. Der dadurch erreichte Auftrieb genügte nicht, um das Schiff frei zu bekommen. Das Anbringen von Hebepons im Heck war schwer, weil weder Ketten noch Trossen unter dem Boden des Schiffes durchgezogen werden konnten. Eine besondere Brückenkonstruktion, die über Deck angeordnet wurde, wurde beim ersten Seegang inkl. Hebepons abgespült. Die spanische Marine hatte mit größter Energie und außerordentlicher Sorgfalt das Schiff für die Hebung vorbereitet. Die Mannschaft hatte sich in den Bug- und Heckräumen von Deck zu Deck durchgearbeitet, und um das Bergungsgewicht zu vermindern, auf Ablaufbahnen die Geschütztürme ins Wasser gelassen und dann durch Krane wieder gehoben. — Unsere Aufgabe bestand darin, die Zugänge zum Maschinenraum, die Ventilationsschächte, Rohrleitungen und Durchbrüche durch das Panzerdeck mit Kälteöl einzufrieren. Eine leistungsfähige Kälteanlage, bestehend aus Kälteturbine, gekuppelt mit Dampfturbine, durch ihre Abmessungen für Bergungszwecke geeignet, wurde von der Fa. Escher Wyss & Cie., Zürich, geliefert. Als Eiszeuger wurde Spezialpetrol verwendet, bis zu -40° abgekühlt und auf die bezeichneten Räume des Panzerdecks gegossen. Das tiefgekühlte Öl entzog dem Wasser die Wärme und erstarrt dasselbe. Das verbrauchte Petrol wurde durch Pumpen angesaugt und zur Kälteanlage zurückgeführt, um im Kreislauf von neuem zu arbeiten.

Die im Panzerdeck durch Eis geschlossenen Öffnungen ermöglichten mittels Druckluft das Verdrängen des Wassers aus dem Turbinenraum durch das Loch im Boden des Schiffes. Die diesbezüglichen Vorversuche in Zürich bei der Prüfung der Anlage haben ein sehr gutes Resultat ergeben. Zur Ausführung der Bergungsarbeiten kam es nicht, da während des Transports der Maschinenanlage von Genua nach Melilla das Bergungsobjekt, die „España“, von einem orkanartigen Sturm zerstört wurde (Abb. 25 u. 26).

Die Bergungsarbeiten am großen Kreuzer „Hindenburg“ in Scapa Flow haben, trotz sachverständigster Vorbereitungen und sorgfältigster Arbeitsausführung die Unzuverlässigkeit der bisher üblichen Leckdichtung gezeigt.

Beim Aufschwimmen des Vorschiffes neigte sich das Schiff zur Seite, lockerte durch seine Bewegung und durch Grundberührung die angebrachten Dichtungen derart, daß das weitere Auspumpen nicht nur zwecklos wurde, sondern ein bedenkliches Krängen verursachte, welches die Unterbrechung der Bergungsarbeiten erzwang (Abb. 27 u. 28).

Beim Vereisen der Bodenventile durch eine Eisbildung, die im Ventilstuhl erfolgt, wird das Lockern und Losreißen der Dichtungen unmöglich. Der Eiszeuger ist ein Sack, der zusammengerollt durch das Sauggrating gesteckt wird. Das Zuleitungsrohr für das flüssige Ammoniak (10 mm \varnothing) ist in einem armierten Gummischlauch (50 mm \varnothing), welcher als Saugrohr dient, untergebracht. Das Kältemittel expandiert im Sack, der durch den Überdruck der Form des Ventilstuhls angepaßt wird und diesen vollkommen vereist. —

Das verbrauchte Kältemittel wird durch den Gummischlauch zum Kompressor zurückgeleitet. Dieser Saugschlauch bedeckt sich mit Eis, und friert an der

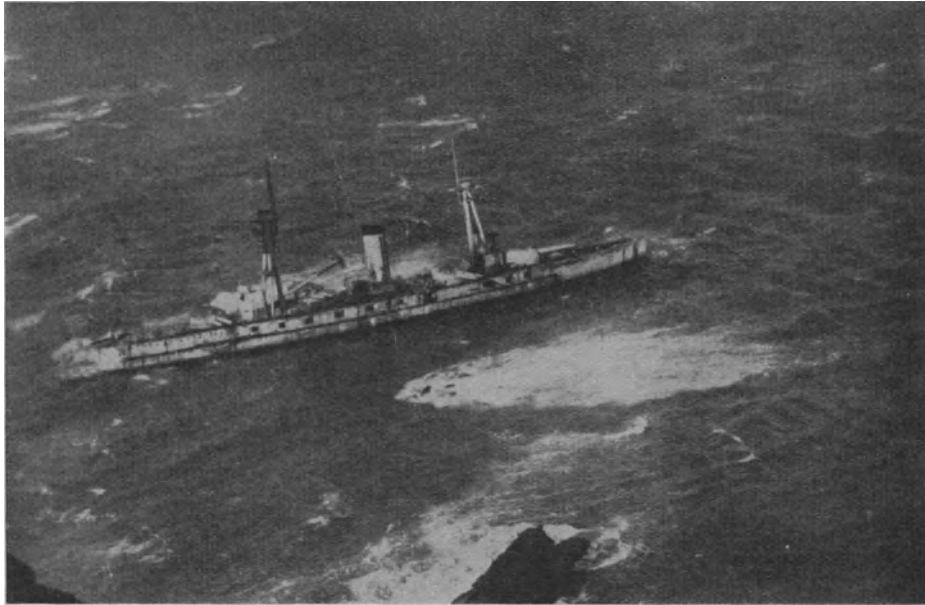


Abb. 25. „E s p a ñ a“ gestrandet.



Abb. 26. „E s p a ñ a“ durchgebrochen.

Außenwand derart an, daß beim Krängen oder Grundberührungen weder ein Zerdrücken noch ein Abreißen möglich ist (vgl. Abb. 29).

Der Kreuzer „Hindenburg“ ist als Bergungsobjekt betrachtet mit einem Sieb zu vergleichen. Alle 16 Bodenventile sind offen, alle Niedergänge, alle



Abb. 27. „Hindenburg“, Anheben!

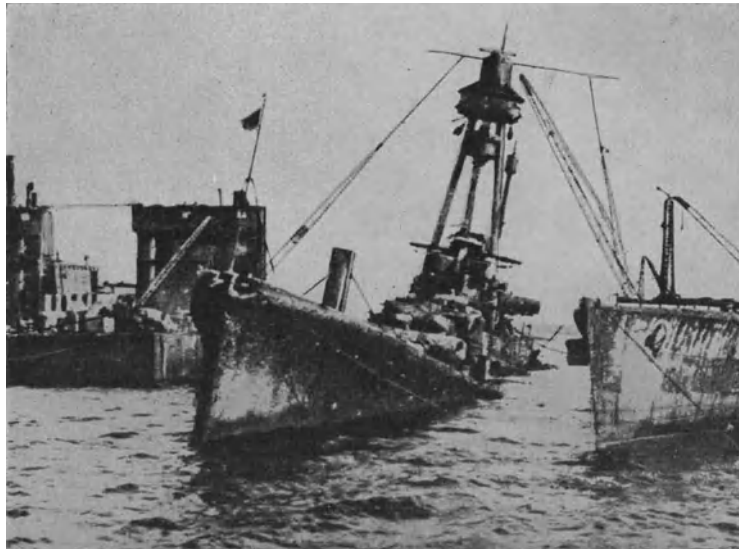


Abb. 28. „Hindenburg“, Krängen und wieder Versenken.

Schächte, Bunker- und Decköffnungen sind offen, alle Verschlüsse der Längs- und Querschotten sind geöffnet. Die Rohrdurchleitungen durch die Schotten sind beschädigt, nur die Bordwände und die beiden Enden des Batteriedecks

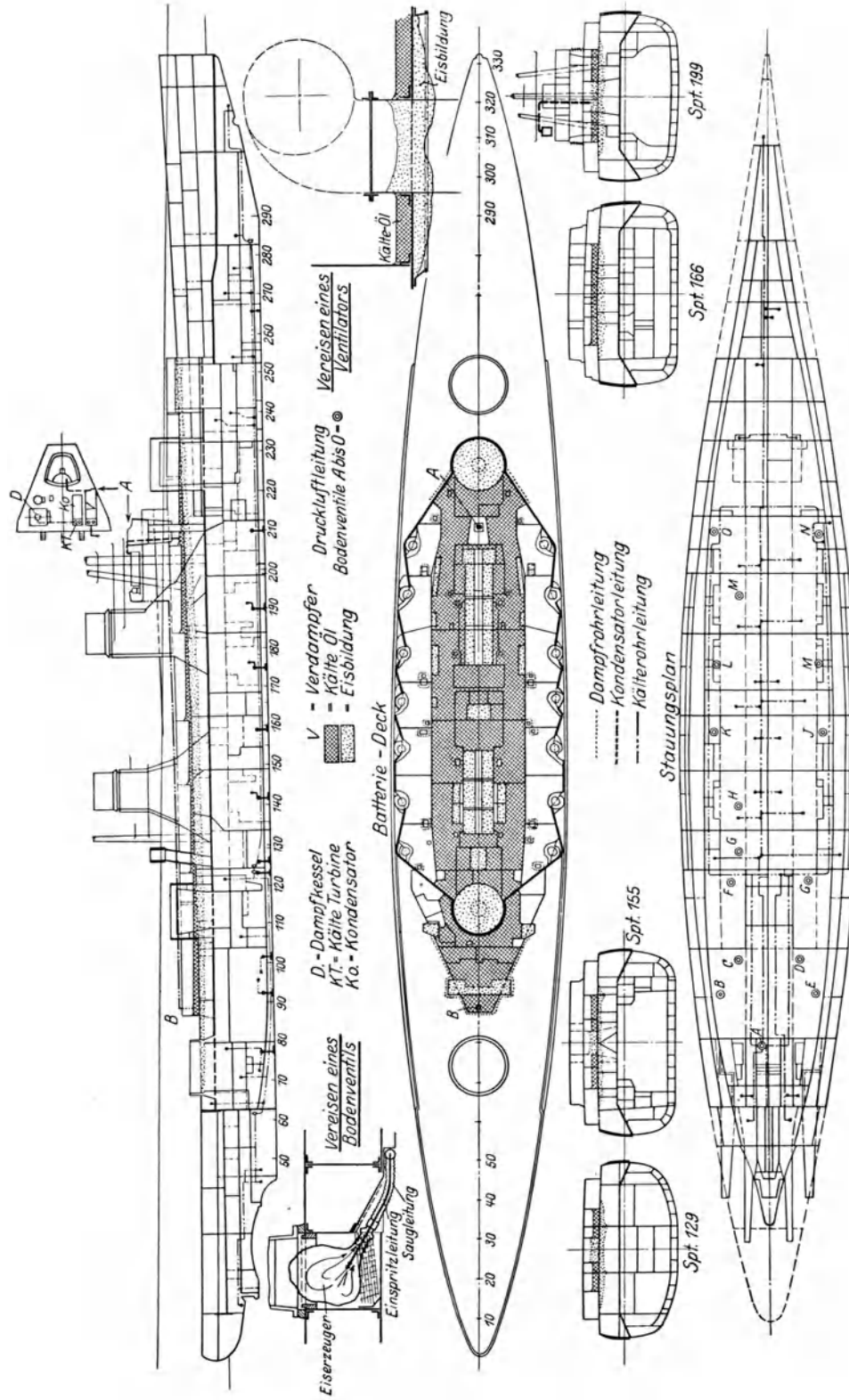


Abb. 29. Bergungsplan des Großen Kreuzers „Hindenburg“, Scapa Flow.

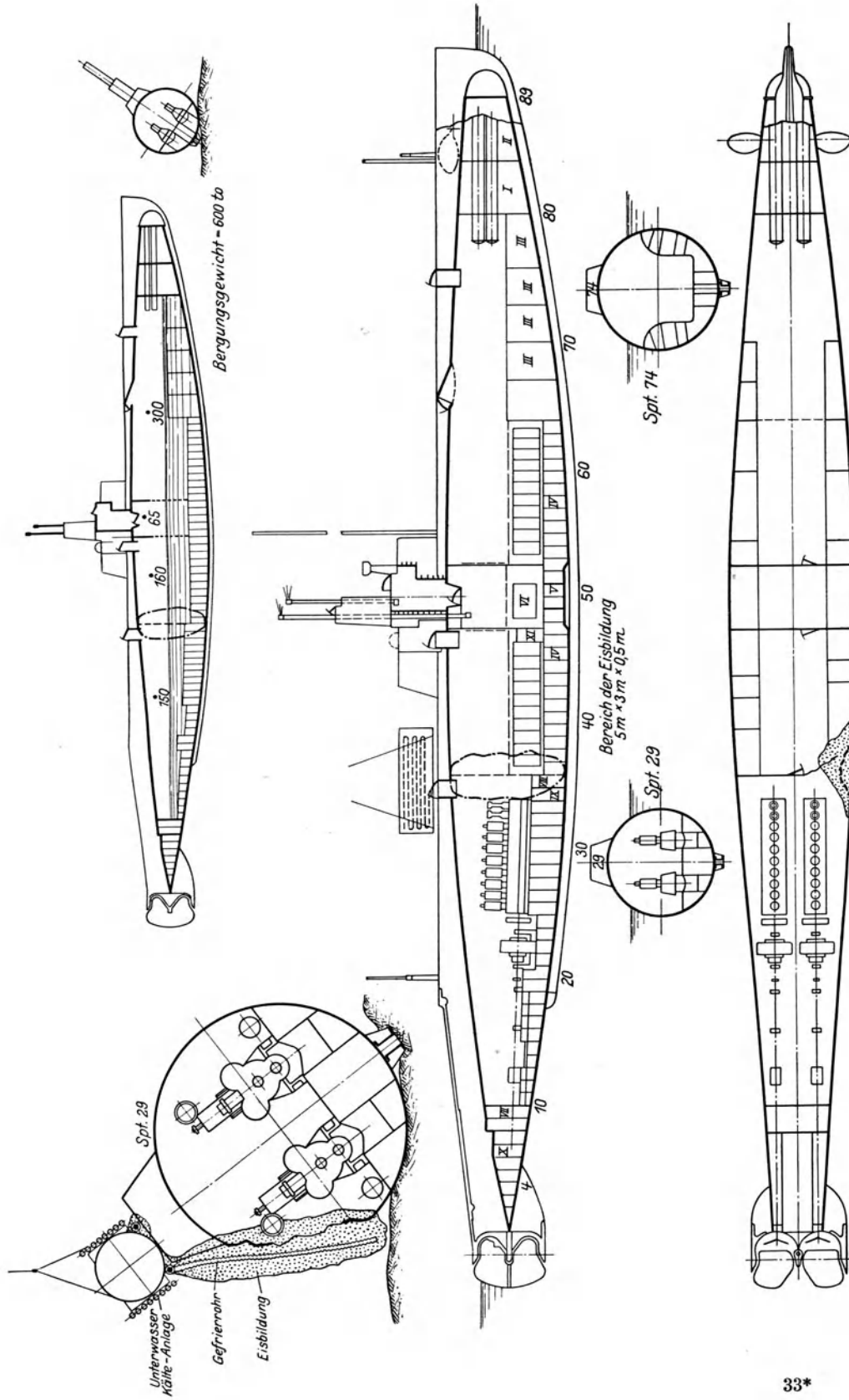


Abb. 30. Bergungsplan U-Boot G 6.

sind dicht. Durch den mittleren Teil des Batteriedecks führen alle Ventilationsöffnungen, Rauchfänge und Munitionsaufzüge nach oben. Daher wird vorgeschlagen, das Batteriedeck ähnlich dem Panzerdeck der „España“ mittels Kälteöl zu vereisen und alle Öffnungen durch Eisbildung abzuschließen (Abb. 29).

Die Kälteanlage wird auf der Kommandobrücke aufgestellt, und durch ein Zuleitungsrohr wird das tiefgekühlte Schweröl auf das Batteriedeck geschüttet. Die Sülle der Türen und Luken und das Kasemattenschott begrenzen das durch Trimmelage und Krängungen nach Heck fließende Öl, wo es durch eine Pumpe abgesaugt und durch eine Rückleitung der Kälteanlage wieder zugeführt wird. Als Kälteöl kommt das außerordentlich billige Masut in Frage, welches bei -40° eine sirupähnliche Zähigkeit hat. Das vereiste Batteriedeck und die ebenso gedichteten Bodenventile ermöglichen das Entfernen des Wassers aus dem Rumpf und direktes Aufschwimmen des Schiffes.

Bei Verwendung sehr leistungsfähiger Bergungspumpen und der Ausnutzung der Ebbe brauchen eventuell nur die Bodenventile vereist zu werden. Der erreichte Auftrieb und das teilweise Anheben des Schiffes ermöglichen ein Aufschleppen resp. Abdrehen des aufschwimmenden Teiles auf flacheres Wasser. Bei der nächsten Ebbe wird das gleiche wiederholt so lange, bis das Batteriedeck frei kommt und dadurch ein Auspumpen des gesamten Rumpfes möglich wird.

Die Dichtung eines durch Rammstoß beschädigten, auf große Tiefe gesunkenen U-Bootes wird bei Verwendung des Gefrierfahrens unabhängig von Wind und Wetter, von Strömung, Ebbe und Flut.

Auf das gesunkene Objekt (Abb. 30) wird durch Beobachtung vom Bergungsdampfer aus oder durch Beobachtung der Taucher ein Caisson ($1,8 \text{ } \varnothing \times 3 \text{ m}$) versenkt und im Bereich des Lecks so angeordnet, daß der Eiserzeuger (ein Bündel von Rohren) das Leck überdeckt. Ein sauberes Aufliegen der Rohre ist nicht erforderlich, denn je unregelmäßiger die Rohre verteilt sind, desto größer ist der Widerstand und dementsprechend schneller erfolgt die Eisbildung.

Es ist nicht notwendig, den Caisson am Bergungsobjekt zu befestigen, denn das Saugrohr friert als erstes an Deck an. Vom Caisson führt ein Kabel zum Bergungsdampfer, von wo aus durch elektrische Fernsteuerung die Anlage bedient wird.

Die von uns verwendete elektrische Fernsteuerung hat einwandfrei in Wilhelmshaven und Zürich gearbeitet. 333 Stunden kann die Anlage mit Sicherheit arbeitend Eis erzeugen. Die Eisbildung ist ein Faktor der Zeit und wir haben in Wilhelmshaven in 80 Stunden 4 m^3 Eis hergestellt, folglich können wir in 320 Stunden 16 m^3 Eis mit unserer Anlage erzeugen. Mit dieser Eismenge von 16 m^3 kann ein Loch von 10 m Länge und 3 m Breite mit einer Eisschicht von 0,5 m Stärke abgedichtet werden.

Im Falle, daß der Bergungsdampfer die Arbeit unterbrechen muß, schmilzt das erzeugte Eis nur sehr langsam ab, und die Arbeit der Eiserzeugung kann zu jeder Zeit wieder aufgenommen werden. Es kann also ohne Risiko gutes Wetter für das Heben abgewartet werden. Das Eis ist ein sehr billiges Dichtungsmittel, die Eiserzeugung im offenen Wasser mit unserer Anlage kostet inkl. Stromverbrauch, Bedienungspersonal, Hilfsmaterial und mit Berücksichtigung der Amortisation der Anlage **M. 100.— pro Kubikmeter.**

Besichtigung.

XVI. Die Siemens-Werke in Berlin-Siemensstadt.

Von Oberingenieur E. H. Schultze.

Die diesjährige Tagung fand am 20. November ihren Abschluß mit einer Besichtigung der Siemens-Werke in Berlin-Siemensstadt, die eine solche Fülle von Eindrücken bot, daß sie wohl allen Teilnehmern in Erinnerung bleiben wird. Die Bedeutung der Firma Siemens für die gesamte Elektrotechnik

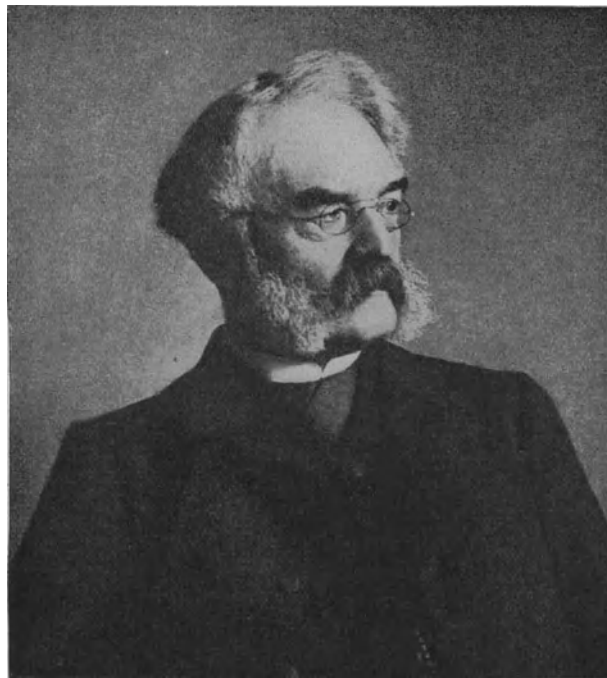
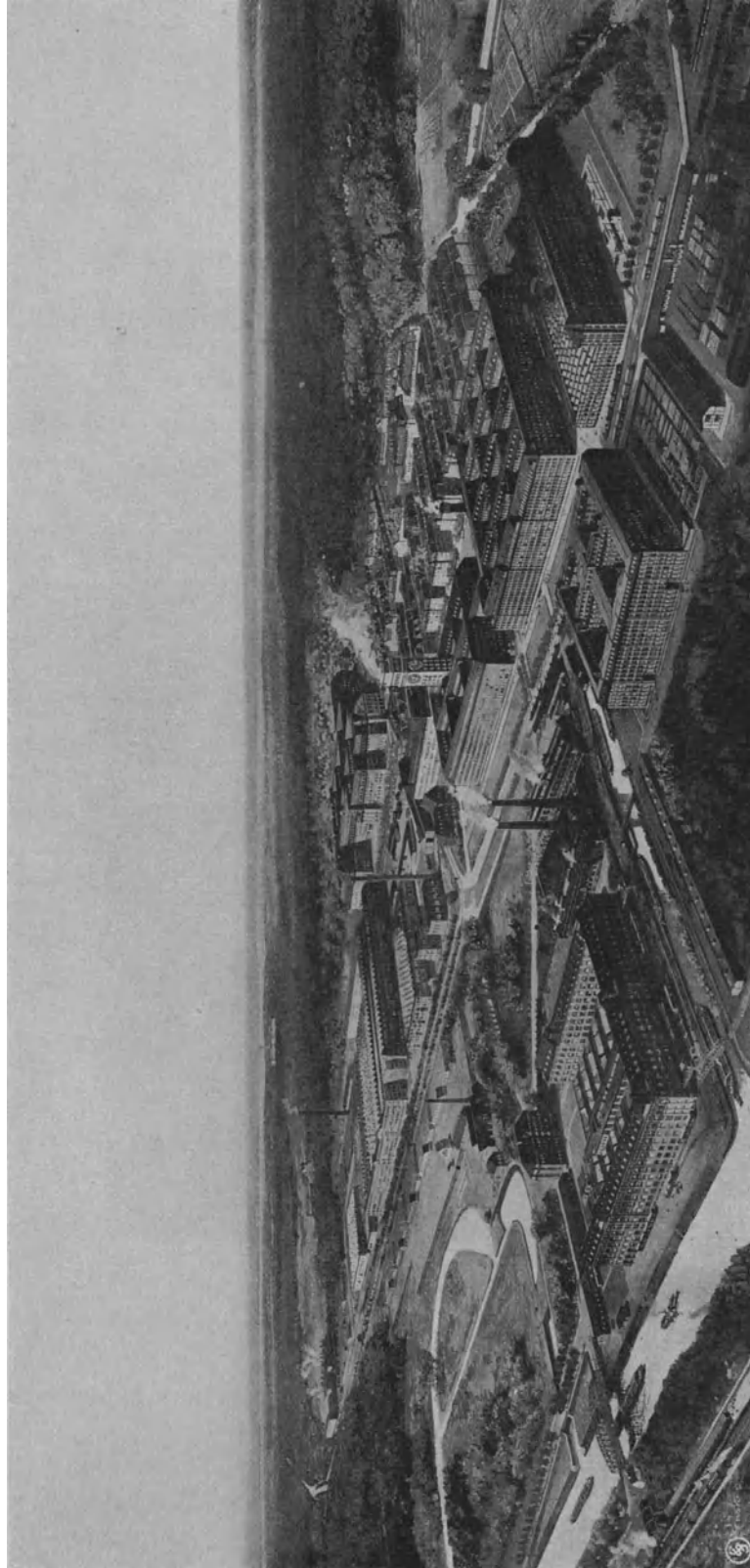


Abb. 1. Werner Siemens.

ist bekannt, ebenso ihre Verdienste um Einführung der Elektrizität im Schiffbau, wo sie auf Grund ihrer einfachen Erzeugung, ihrer leichten Verteilbarkeit, ihrer sicheren Fortleitung und ihrer mit geringen Verlusten verbundenen Wandelbarkeit eine so vielseitige Verwendung gefunden hat.

Erinnern wir uns daran, daß erst 60 Jahre verflossen sind, seit der Altmeister der Elektrotechnik, Werner Siemens, dessen Bild wir unseren Lesern in Abb. 1 zeigen, in einem Hintergebäude der Schöneberger Straße in Berlin eine



Kabelwerk Gartenfeld und Metallwerk
 Dynamowerk
 Automobilwerk
 Elektromotorenwerk

Verwaltungsgebäude
 Laboratorium
 Kraftwerk

Wernerwerk II

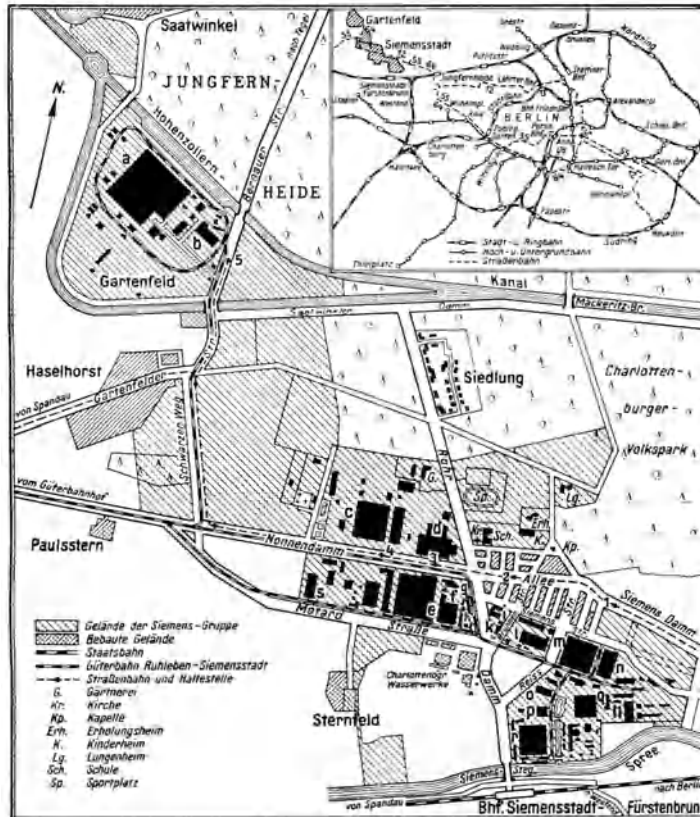
Gelbgießerei

Wernerwerk I
 Kleinbauwerk

Blockwerk
 Sägewerk

Abb. 2. Blick auf Siemensstadt.

kleine Werkstatt für den Bau von Telegraphenapparaten mit bescheidenem Kapital errichtete, in dem nur 10 Arbeiter beschäftigt waren, und bedenken wir, daß heute der Siemens-Konzern ein Welthaus ist, das mehr als 100000 Arbeiter und Angestellte hat, so können wir uns eine Vorstellung machen von der gewaltigen Entwicklung und der Ausdehnung der Fabrikgebäude, die zu diesem Unternehmen gehören. Insbesondere Siemensstadt, wo der größte Teil der Werke vereinigt ist, macht einen imposanten Eindruck. Unsere Abb. 2 und 3



- | | | |
|------------------------|-------------------------------------|------------------------|
| a = Kabelwerk | g = Bahnhalle | n = Blockwerk |
| b = Metallwerk | h = Bauabteilung | o = Metallgießerei |
| c = Schaltwerk | i = Laboratorium | p = Kraftwerk |
| d = Verwaltungsgebäude | k = Fernsprechkentrale (Feuerwache) | q = Kleinbauwerk |
| e = Dynamowerk | l = Wernerwerk II (WWM) | r = Elektromotorenwerk |
| f = Autowerk | m = Wernerwerk I (WWF u. WWZ) | s = Eisengießerei |

Abb. 3. Plan von Siemensstadt.

lassen die Größe dieser Fabrikstadt erkennen. Aber es ist keine Fabrikstadt mit rauchenden Schloten und düsteren Kasernenbauten, sondern dank der Verwendung modernster Mittel ein freundlicher und sauberer Ort mit gesunden Fabrikräumen, breiten Straßen, schönen Anlagen, einer reizenden Wohnkolonie, mit Sportplätzen, Kirchen, Schulen, Kinder- und Erholungsheim, umrahmt von wohlgepflegten Gärten und schattigen Wäldern.

Unser Führer zeigte uns zunächst das Dynamowerk, dessen Außenansicht Abb. 4 wiedergibt. Er erzählte uns, daß dieses Gebäude zusammen mit der angebauten Lokomotiven-Montagehalle eine nutzbare Fläche von über 70 000 m²

umfaßt. Das Werk enthält eine für den Aufbau von Maschinen bis zu den größten Abmessungen bestimmte hohe Halle von 217 m Länge und 72,5 m Breite mit drei Längshallen, von denen die mittlere 20 m breit ist und sich bis zu 16,5 m Höhe erhebt. Seitlich ist ein niedriger Hallenbau von gleicher Grundfläche angebaut, der vorbereitende Werkstätten sowie die Abteilungen für den Bau von Turbogeneratoren, Generatoren und Motoren für Gleich- und Wechselstrom, Einankerumformern und Kaskadenumformern, Bahnmotoren, Kollektormotoren, regelbaren Drehstrom-Reihenschlußmotoren, Drehtransformatoren, Frequenzwandlern, Phasenschiebern, Gleichrichtern usw. enthält.

Dem Bau von Turbogeneratoren haben die Siemens-Schuckertwerke besondere Beachtung geschenkt und darin die besten Erfolge auch bei hoher Umlaufgeschwindigkeit erzielt. Drehstrom-Generatoren von Einzelleistungen bis



Abb. 4. Das Dynamowerk der Siemens-Schuckertwerke.

zu 12500 kVA bei 3000 Umdrehungen in der Minute wurden in erheblicher Zahl ausgeführt, ebenso mehrere für 25000 kVA bei 3000 Umdrehungen, während die gelieferten Drehstrom-Turbogeneratoren niedrigerer Drehzahl Einzelleistungen bis zu 60000 kVA aufweisen. Aber auch in dem viel schwierigeren Bau von Gleichstrom-Turbogeneratoren haben die Werke Hervorragendes geleistet. Über 880 Turbogeneratoren für Gleichstrom mit einer Gesamtleistung von etwa 309000 kW haben bisher die Werkstatt verlassen. Unter diesen befinden sich Maschinen für Leistungen bis zu 1000 kW bei 3000 Umdrehungen, die in ununterbrochenem Tag- und Nachtbetrieb ohne Störung arbeiten. Auch auf dem Gebiete der Einanker-Umformer und Kaskadenumformer neigt man zur Verwendung immer größerer Einheiten: Einanker-Umformer wurden für Leistungen bis zu 5000 kW, Kaskaden-Umformer für Leistungen bis zu 3000 kW geliefert; insgesamt wurden 1400 Einanker-Umformer mit einer Gesamtleistung von 475000 kW und rund 165 Kaskaden-Umformer für über 164000 kW von den Siemens-Schuckertwerken ausgeführt. Erwähnt sei noch der Bau der selbst-

anlaufenden Drehstrom-Synchronmotoren bis zu 4000 kW, der Wasserkraftgeneratoren bis zu 20000 kVA und der langsamlaufenden Gaskraftgeneratoren bis 4500 kVA.

Wir hörten diese Erläuterungen, als wir auf einer Galerie im ersten Stock standen und in die gewaltige Maschinenhalle blickten, deren Eindruck mit den imponierenden Zahlen, die uns genannt wurden, im Einklang stand. Abb. 5 zeigt das Prüf- und Versuchsfeld, in das wir von der Galerie schauten, wo die

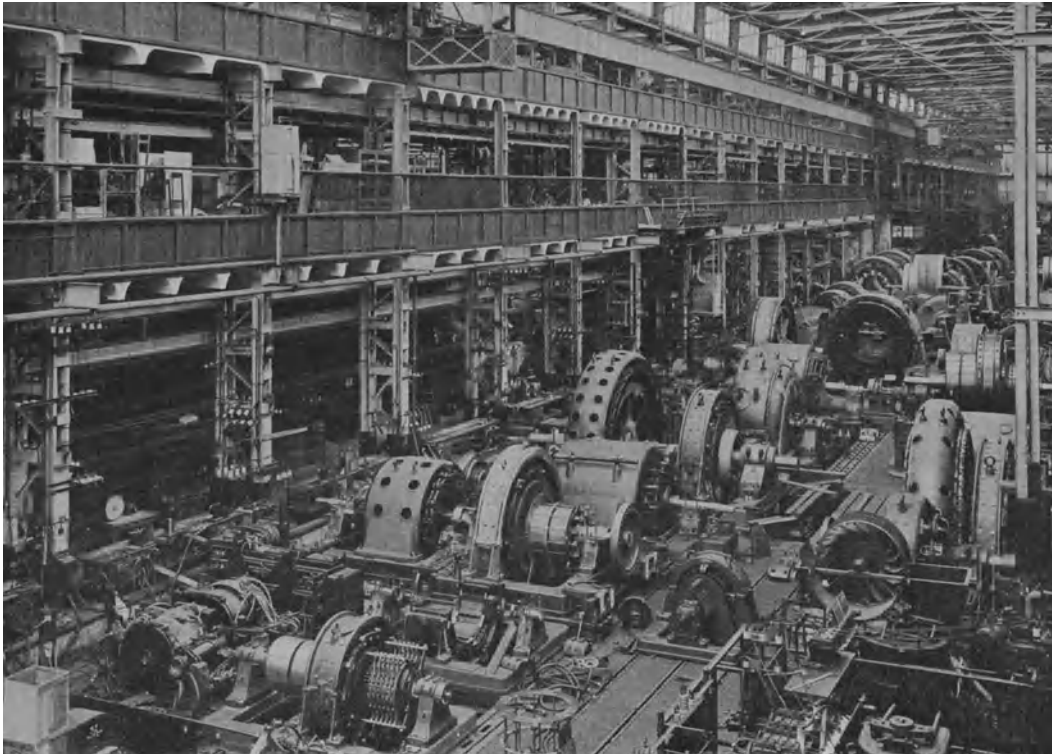


Abb. 5. Blick in das Prüf- und Versuchsfeld des Dynamowerkes.

Maschinenriesen auf Herz und Nieren geprüft werden, bevor sie das Werk verlassen. Unser Führer erinnerte daran, daß die Strom erzeugenden Generatoren in der ersten Zeit der Elektrotechnik durch Kolbendampfmaschinen angetrieben waren. Nachdem die Dampfturbine für den Antrieb der Schiffspropeller in Aufnahme gekommen war, hat auch die Turbodynamo die Dampfdynamo in den Fällen abgelöst, wo es auf Gewicht und Raumersparnis besonders ankam. Und dieses ist ganz besonders bei Schiffen der Fall.

Dadurch hat sich auch die Form der elektrischen Generatoren wesentlich geändert. Der Durchmesser wurde erheblich kleiner, die Länge größer. Als dann der Verbrennungsmotor wegen seiner Vorzüge den Dampfmotor — Kolbenmaschine und Turbine — zu verdrängen begann, hat sich auch die Elektrotechnik den veränderten Verhältnissen angepaßt, was ihr um so leichter war, als die Neubearbeitung der Konstruktion ihrer Maschinen wieder eine Rückkehr zur alten Form bedeutete.

Diese Wandlung geht deutlich hervor aus den beiden Abb. 6 und 7. Abb. 6 zeigt eine Turbodynamo mit einer Leistung von 180 kW bei 2200 Umdrehungen in der Minute und einer Spannung von 115 V, wobei die Länge des Kollektors besonders auffällt, wogegen Abb. 7 eine Dieseldynamo von 50 kW Leistung darstellt, die im elektrischen Teil besonders gedrungen erscheint.

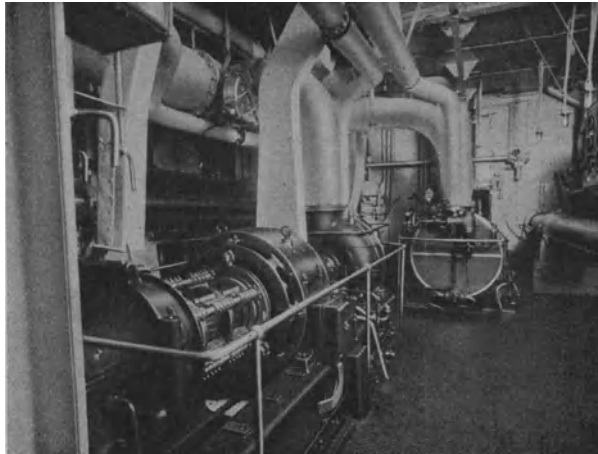


Abb. 6. Turbodynamo für 180 kW-Leistung.

Es ist von Interesse, damit eine entsprechende Anlage zu vergleichen für ein modernes Elektrizitätswerk, die unsere Abb. 8 zeigt, ein Dieselmotor für 15000 PS mit angebautem Generator für 13000 kVA, 6300 V. Manche unserer

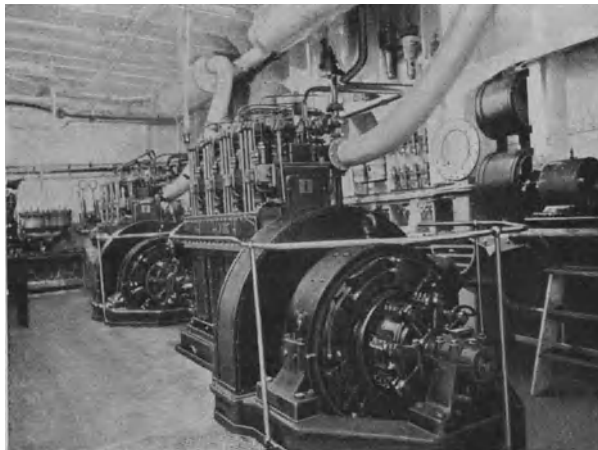


Abb. 7. Dieseldynamo für 50 kW-Leistung.

Leser wird es interessieren zu wissen, daß diese Maschine im Kraftwerk Neuhof der alten Hansastadt Hamburg steht.

In Abb. 9 sind zwei der größten bisher auf Schiffen verwendeten Stromerzeuger, miteinander gekuppelt und zur Belastung in der sogenannten Kreis-schaltung geschaltet, auf dem oben erwähnten Prüfstand abgebildet. Diese

Maschinen haben eine Einzelleistung von 450 kW bei 250 Umdrehungen in der Minute und einer Spannung von 230 V.

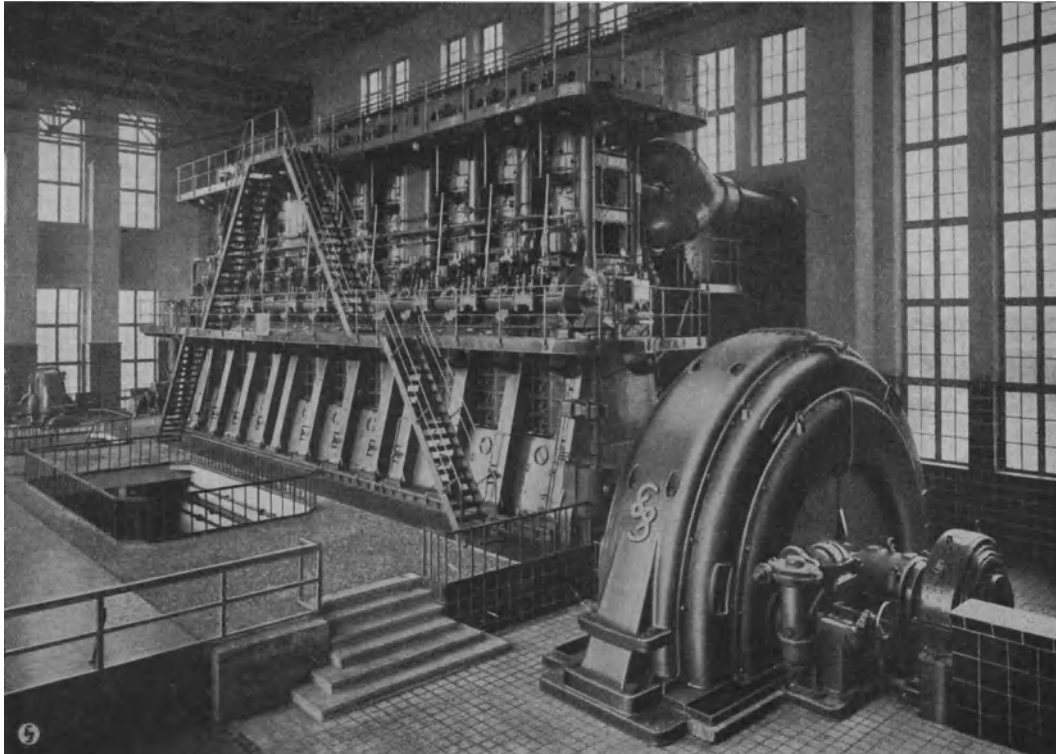


Abb. 8. 15 000 PS-Dieselmotor, gebaut von Blohm & Voß, Hamburg, mit angebauter Dynamo.

Allgemeine Beachtung fand die im Dynamowerk im Bau begriffene Maschine für das Kachlet-Kraftwerk, das besonders die Flußschiffahrt interessiert. Bekanntlich war für die Großschiffahrtsverbindung vom Nordwesten zum Süd-

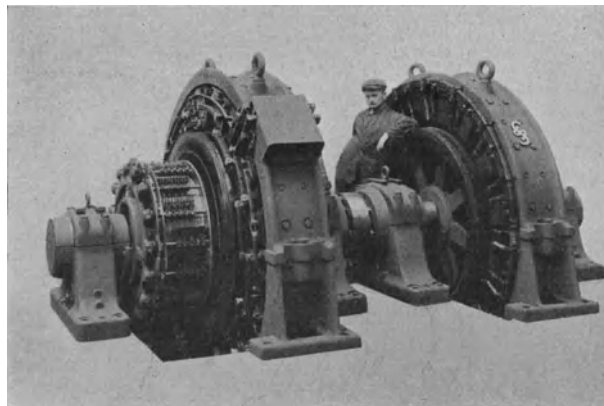


Abb. 9. Zwei Generatoren von je 450 kW auf dem Prüfstand.

osten Europas auf dem Rhein-Main-Donau-Weg bisher das Kachlet bei Passau das größte Hindernis. Es ist das ein unter der Wasseroberfläche sich hinziehen-

der Streifen von Felsriegeln und Klippen, der den Namen Kachlet, das „Zerhackte“, führt. Frühere Versuche, mittels Fahrwasserregulierung und Sprengungen eine breitere und tiefere Fahrrinne herzustellen, ergaben, daß auf diese Weise das Ziel, einen Großschiffahrtsweg zu schaffen, nicht zu erreichen war. Die Rhein-Main-Donau-A.-G. schlug deshalb einen anderen Weg ein, um die erforderliche Tiefe von 2 m zu erreichen. Die Donau wird aufgestaut, wobei die 25 km lange Felsenstrecke des Kachlets durchweg eine genügende Wassertiefe erhält. Zu diesem Zweck werden quer zum Strom auf der aus hartem Fels bestehenden Sohle alle 25 m gewaltige Pfeiler aus Beton errichtet. Die hier-

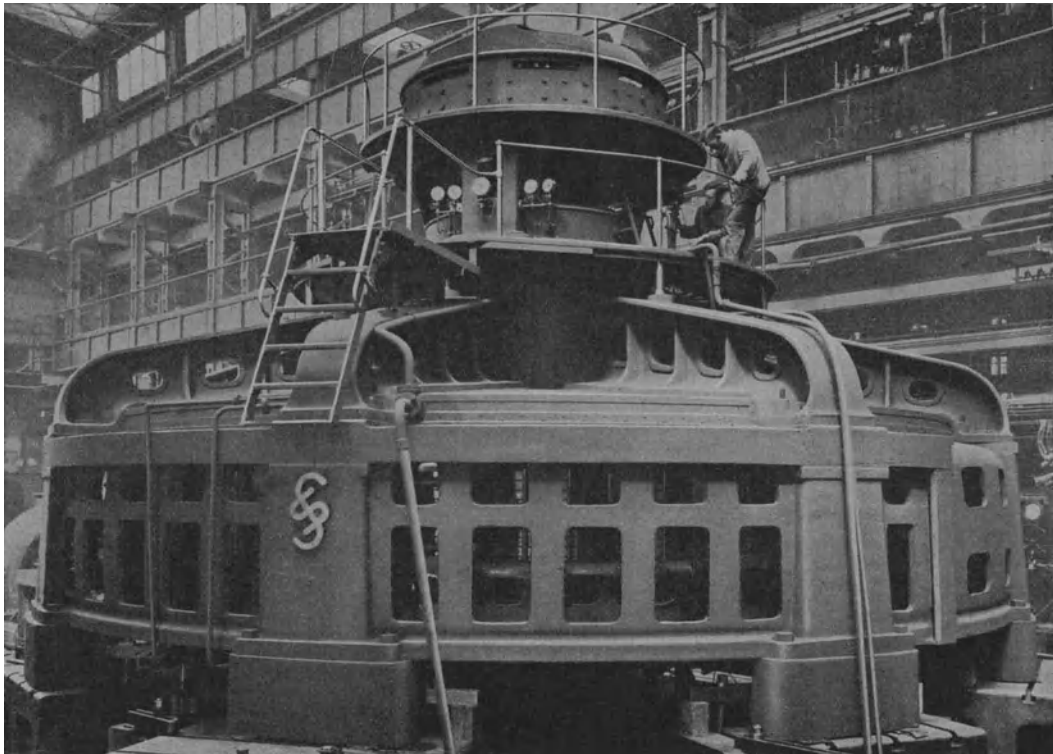


Abb. 10. Generator für das Kachlet-Kraftwerk.

durch entstehenden Wehröffnungen werden durch eiserne Schütze abgeschlossen, man erreicht so eine Stauhöhe des Wassers bis zu $9\frac{1}{2}$ m.

Es lag nahe, das hierdurch entstehende Gefälle zur Gewinnung von elektrischer Energie auszunutzen. Das geschieht durch 8 Turbinen, die unmittelbar mit Drehstrom-Generatoren gekuppelt sind. Die eigenartige Bauart dieser Generatoren zeigt unsere Abbildung 10. Zwei dieser Generatoren sind bereits geliefert, weitere sind im Bau begriffen. Über die Größe dieser Maschine geben folgende Zahlen Aufschluß: Der Durchmesser beträgt 9 m, die Gesamthöhe 8 m und das Gewicht 260 t, das Schwungmoment 2800 tm^2 . Bei einer Umdrehungszahl von 75 leistet die Maschine 8500 Kilovoltampère, die Spannung beträgt 6300 V.

Nach Ausbau der Gesamtanlage werden 56 000 PS zur Verfügung stehen; durch die Donauregulierung wird eine Jahresarbeit von 250 Millionen Kilowattstunden gewonnen, ein schönes Beispiel für die Wechselbeziehungen zwischen Schifffahrt und Energieerzeugung.

Bevor wir das Dynamowerk verließen, besichtigten wir noch die Schleuderhalle, in der die rotierenden Teile einer eingehenden Prüfung unterzogen werden, wie Abb. 11 zeigt.

Nachdem wir so einen Überblick über die Repräsentanten des Großmaschinenbaues erhalten hatten, wurden wir in das Elektromotorenwerk geführt, in dem die kleineren Motoren in Massen hergestellt werden. Es ist dies ein Stockwerkbau von 6500 m² Grundfläche, der eine große Halle von 13 600 m² umschließt. Die gesamte nutzbare Fläche beträgt etwa 65 000 m². Außer der Massenerzeugung von elektrischen Kleinmotoren gehört zu dem Arbeitsgebiet

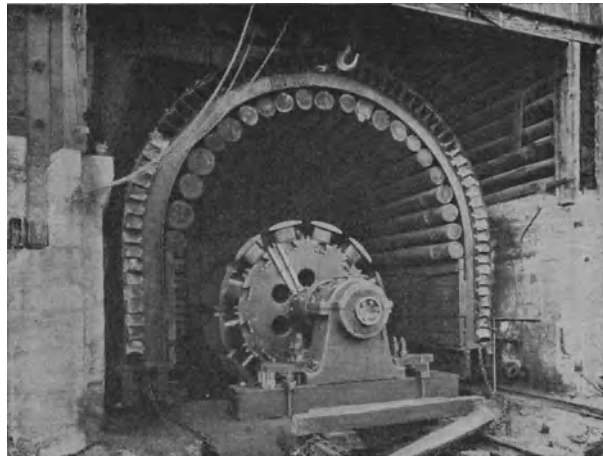


Abb. 11. Schleuderhalle im Dynamowerk der Siemens-Schuckertwerke.

des Elektromotorenwerkes die Herstellung von elektrisch betätigten Werkzeugmaschinen, wie Hand- und Tischbohrmaschinen, Schleif- und Poliermotoren, Spindelstockmotoren, Holzbearbeitungsmaschinen; Ventilatoren, Gebläse, Lüfter und Fächer; Bergbauhilfsmaschinen unter Tage, Gesteinbohrmaschinen und -geräte, Schrämmaschinen, Schüttelrutschenantriebe, Grubenlüfter, Schießschalter, Leitungszubehör für Abbau usw. sowie die Herstellung von umlaufenden Pumpen für die Förderung von Wasser, Luft und Öl, für Kondensations- und Verdampfungsanlagen sowie pneumatische Förderung und Entstäubung.

Viel beachtet wurde die Herstellung der Protos-Staubsauger nach den modernsten Grundsätzen der fließenden Fertigung, von der Abb. 12 einen Ausschnitt zeigt. Der Protos-Staubsauger hat sich nicht nur für die Entstaubung von Wohnräumen, sondern auch für Büroräume, Treppenaufgänge und überall da, wo sich die Anschaffung einer großen Entstaubungsanlage nicht lohnt, außerordentlich schnell eingeführt.

Im Elektromotorenwerk wurden wir von den Maschinen und Motoren noch auf ein anderes Gebiet geführt, das nicht minder wichtig ist, nämlich den Ap-

paratebau. Wie ausgedehnt dieser ist, geht daraus hervor, daß noch ein anderes großes in Charlottenburg gelegenes Werk sich ausschließlich mit der Herstellung von Apparaten befaßt. Wir sahen die Fabrikation von Steuerwalzen, die beispielsweise bei Hafen- und Schwimmkränen gebraucht werden. Daß die Apparate unter Umständen mindestens ebenso wichtig sein können wie der Motor selbst, ist bekannt von der Druckknopfsteuerung, die zur Steuerung der Aufzüge auch auf Schiffen Verwendung findet. Die aufs sorgfältigste ausgedachten Apparate zwingen den Aufzug, genau das zu tun, was der Führer

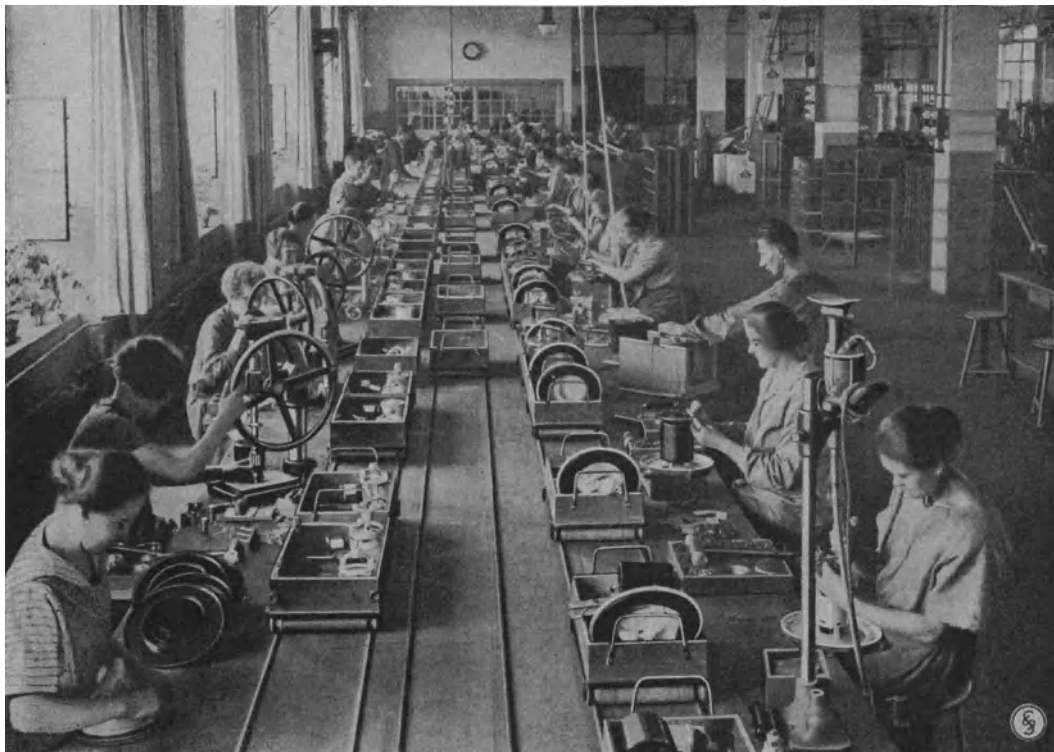


Abb. 12. Zusammenbau des Protos-Staubsaugers im Elektromotorenwerk.

wünscht, und schalten jede Gefahr aus. Eine wichtige Rolle spielen die Apparate auch bei den elektrischen Ruderantrieben, auf deren Entwicklung die Siemens-Schuckertwerke von jeher besonderes Augenmerk gerichtet haben. Sind doch von ihnen bis heute 1287 derartige Antriebe geliefert worden. Für die Durchbildung der Rudermaschinen, bei denen die Betriebssicherheit wichtiger ist als bei jeder anderen Maschine an Bord, war der leitende Gedanke, eine Anlage zu entwickeln, die einfach im Aufbau und in der Arbeitsweise, also leicht verständlich für das Personal ist, aus kräftigen Einzelteilen besteht und keine empfindlichen Kontaktapparate hat. Außerdem war man bestrebt, mit wenigen starken Kabeln statt der bei anderen Systemen erforderlichen großen Anzahl dünner Verbindungsleitungen mit ihren vielen Anschlußstellen auszukommen.

Bei dem aus diesen Erwägungen heraus entwickelten System betätigt der Rudersmann auf der Brücke das Steuerrad in der ihm von den Dampfsteuermaschinen her vertrauten Weise. Das Ruderblatt folgt der Handradbewegung äußerst feinfühlig; Rechtsdrehung legt das Ruderblatt nach Steuerbord, Linksdrehung nach Backbord. Hierbei ist die Zahl der Umdrehungen ein Maß für den zurückgelegten Ruderwinkel und die Drehgeschwindigkeit ein Maß für die Ruderblattgeschwindigkeit. Die Verkoppelung zwischen Ruderblatt und Handrad geht bei dem SSW-System im Gegensatz zu anderen so weit, daß jede Störung des Ruders, sei sie elektrischer oder mechanischer Natur, durch Hemmung der freien Beweglichkeit des Steuerrades vom Rudersmann sofort bemerkt wird.

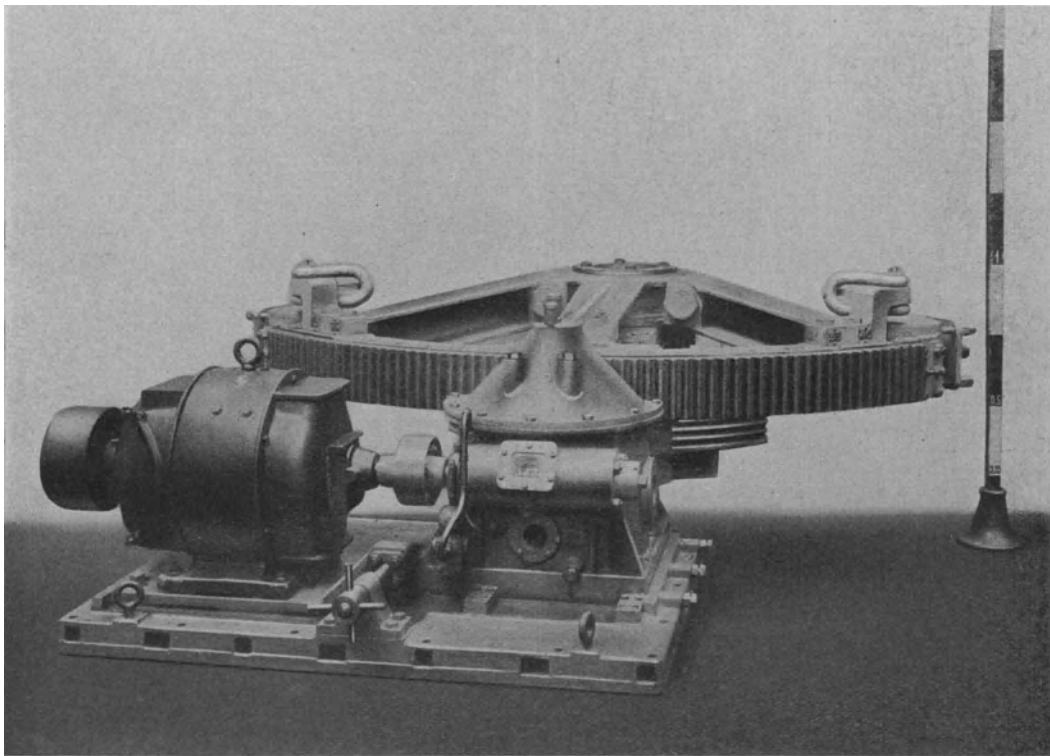


Abb. 13. Elektrisch betriebene Quadrant-Rudermaschine für Hauptstromsteuerung.
Mechanischer Teil: Atlas-Werke A.-G., Bremen.

Für die Ruderanlagen der SSW wird reine Anlaßschaltung des Rudermotors verwendet. Während bei manchen Systemen auch bei den kleinsten Anlagen Leonard-Umformer erforderlich sind, ist sie hier nur bei den großen erforderlich. Der Anlasser wird — wie beim Dampfuder der Wechselschieber — über ein Differentialgetriebe vom Steuerrad auf der Brücke und vom Rudermotor selbst beeinflußt.

Das Steuerrad ist durch eine kurze Wellenleitung mit dem Differentialgetriebe verbunden. Andererseits sitzt an diesem ein außerordentlich einfacher Spezialmotor ohne Kollektor und ohne Schleifringe (Modell RY), der durch ein dreiadriges Kabel mit 3 Schleifringen am Rudermotor verbunden ist

(DRP. 409882). Durch diese einfache elektrische Übertragung werden die früher übliche mechanische Axiometerleitung mit ihren Unbequemlichkeiten sowie hydraulische und sonstige Telemotoren überflüssig.

Die Einfachheit der Anlage zeigt sich in den beifolgenden Bildern: Abb. 13 zeigt eine Quadrantrudermaschine mit Rudermotor, auf Abb. 14 ist

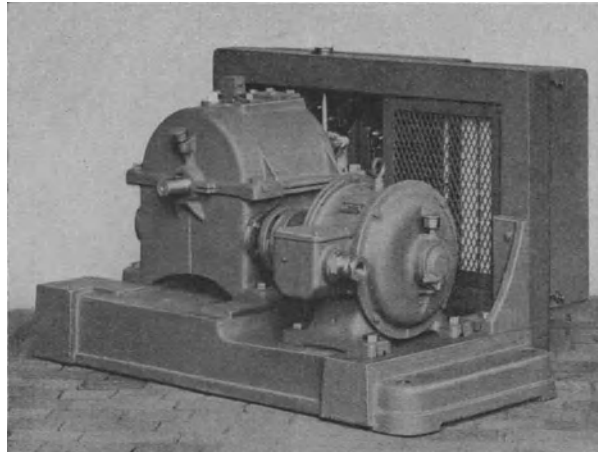


Abb. 14. Generator-Feldregler mit Rückdrehgetriebe und Spezialmotor für Ruderanlage mit Leonard-Antrieb.

der Umkehrregler mit Differentialgetriebe und Rückdrehmotor dargestellt. Diese Einrichtung zusammen mit dem nicht abgebildeten normalen Leonard-satz (ein Gleichstrommotor gekuppelt mit einer Gleichstromdynamo) und zwei

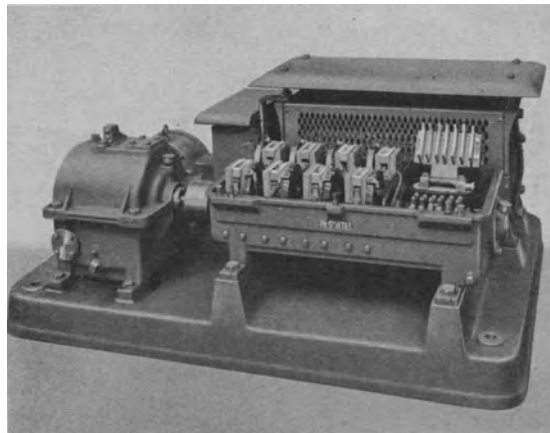


Abb. 15. Steuerapparat mit Rückdrehgetriebe und Spezialmotor für Ruderanlage mit Hauptstromsteuerung

normalen Endlagenabschaltern bilden die Anlage, die in dieser Form bis zu den größten Rudermomenten ausgeführt werden kann.

Bei kleinen Anlagen mit geringen Rudermomenten ist es, wie bereits erwähnt, nicht erforderlich, einen Leonard-Umformer zum Anlassen zu verwenden. Anlassen, Umkehren und Regeln des Rudermotors übernimmt dann ein Apparat, wie in Abb. 15 dargestellt, der Rückdrehmotor, Differentialgetriebe,

Umkehranlasser und Anlaßwiderstände enthält. Dieser Apparat, ein Ruder-motor und zwei Endlagenabschalter stellen die gesamte Ruderanlage dar, die sich auf kleineren Fahrzeugen selbst im schwersten Betrieb außerordentlich gut bewährt hat.

In gleich kräftiger Konstruktion sind auch die auf Schiffen viel verwendeten Winden gebaut. Abb. 16 stellt eine Ladewinde für Schützensteuerung,

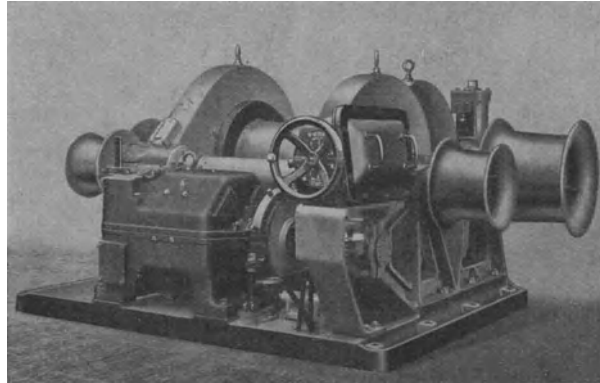


Abb. 16. Elektrisch betriebene 6,5 t-Ladewinde mit Schützensteuerung.
Mechanischer Teil: Atlas-Werke A.-G., Bremen.

Abb. 17 eine solche für Kontrollersteuerung dar. Die Winden mit Schützensteuerung brauchen zur Steuerung nur 3 einpolige Schützen und bieten den Vorteil, daß die eigentlichen Schaltorgane, die in geschützten Räumen unter-

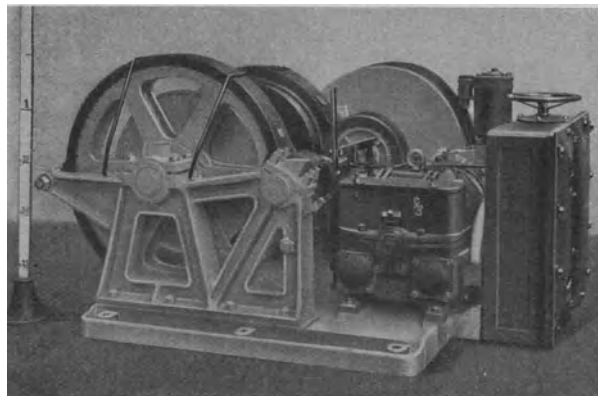


Abb. 17. Elektrisch betriebene 5 t-Ladewinde mit Kontrollersteuerung.
Mechanischer Teil: Atlas-Werke A.-G., Bremen.

gebracht werden, während des Arbeitens der Winden beobachtet und bei jedem Wetter überholt werden können.

Bei den Kontrollerwinden sind Motor und sämtliche Steuerorgane an die Windengrundplatte angebaut bzw. darauf aufgebaut. Sie sind einfach zu montieren, da sie als ein Ganzes aufgestellt und nur mit 2 Klemmen an das Kraftnetz angeschlossen zu werden brauchen. Die Steuerungsorgane sind so gewählt, daß die Widerstandshäuser auch während des Betriebes wasserdicht geschlossen



Abb. 18. Anordnung von Ladewinden mit Schützensteuerung auf Deck.

bleiben, so daß die Überflutungssicherheit bestens gewährleistet ist. In Abb. 18 sind Ladewinden mit Schützensteuerung in der Aufstellung an Bord wiedergegeben.

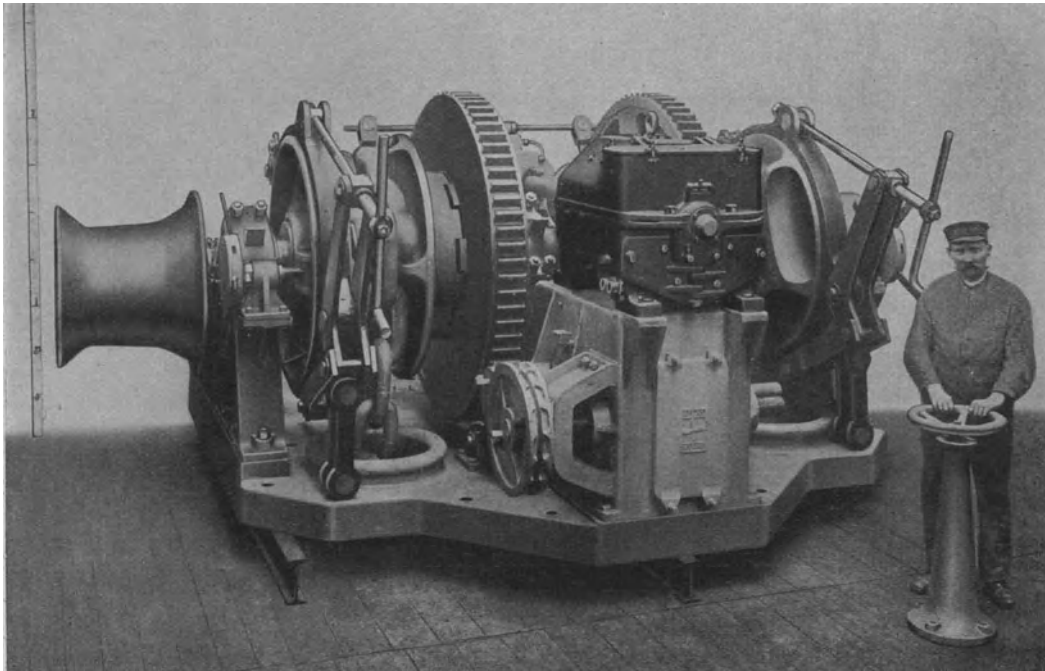


Abb. 19. Elektrisch betriebene Ankerwinde für 75 mm-Kette. Mechanischer Teil: Atlas-Werke A.-G., Bremen.

Abb. 19 stellt eine elektrische Ankerwinde für ein großes Motorschiff dar, bei der wie üblich die Steuerorgane von Deck aus betätigt werden, aber geschützt unter der Back aufgestellt sind. Die vorn am Motorsockel sichtbare Kettenuß dient zum Reserveantrieb durch eine benachbarte Ladewinde.

Ein Verholspill mit senkrechter Welle ist in Abb. 20 gezeigt. Der Motor und das Getriebe stehen unter Deck. Die Seiltrommel auf der Spillkopfswelle dient zum Reserveantrieb des Ruders.

Es würde zu weit führen, einen auch nur annähernd vollständigen Überblick über alle im Schiffbau angewandten, in den beiden genannten Werken gebauten Fabrikate zu geben. Wir wollen uns deshalb darauf beschränken, aus ihrer Fülle einige Beispiele in Bildern vorzuführen. Abb. 21 zeigt den Antrieb von Pumpen und Kompressoren auf einem Motorschiff. Eine eigenartige Form

haben die Motoren in Abb. 22; sie dienen zum Antrieb von Schiffsraumlüftern und stehen frei auf Deck. Demzufolge müssen sie vollkommen geschlossen ge-

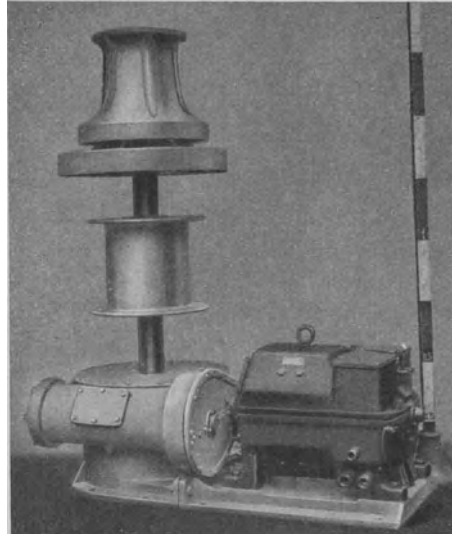


Abb. 20. Elektrisches Verholspill für 3000 kg Seilzug bei 12 m/min. Geschwindigkeit. Mechanischer Teil: Atlas-Werke A.-G., Bremen.

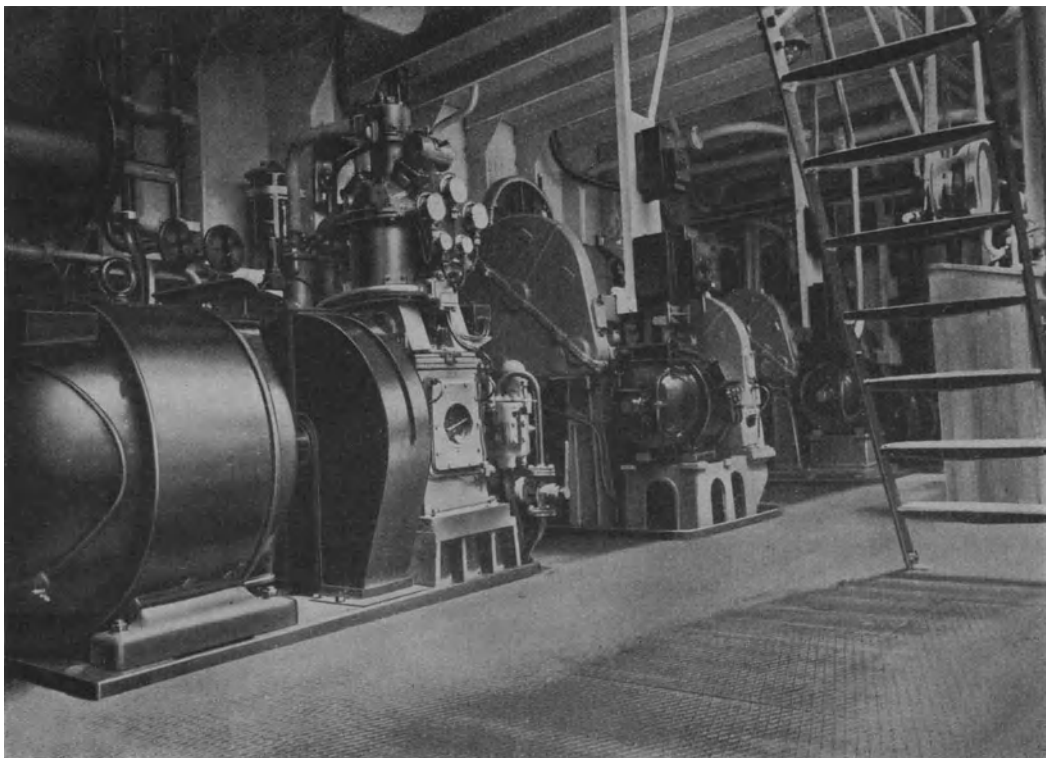


Abb. 21. Antrieb von Pumpen und Kompressoren auf einem Motorschiff.

baut sein. Um die im Innern entwickelte Wärme, die bei gewöhnlichen Motoren von der durchströmenden Luft abgeführt wird, nach außen abzugeben, sind be-

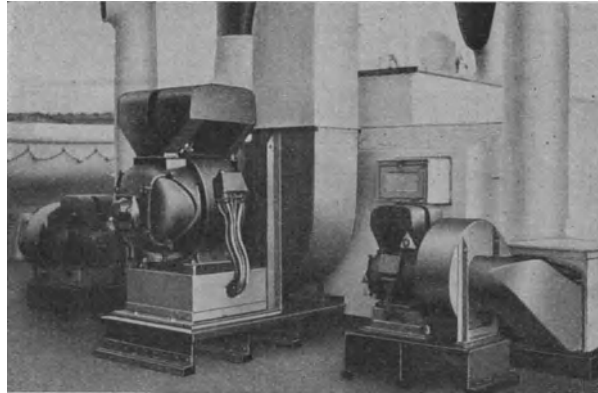


Abb. 22. Lüftermotor mit vergrößerter Kühlfläche.

sondere Umlaufkanäle aufgesetzt, die von der Außenluft umspült als Kühlkörper wirken und die Motoren selbst klein und leicht zu halten gestatten.

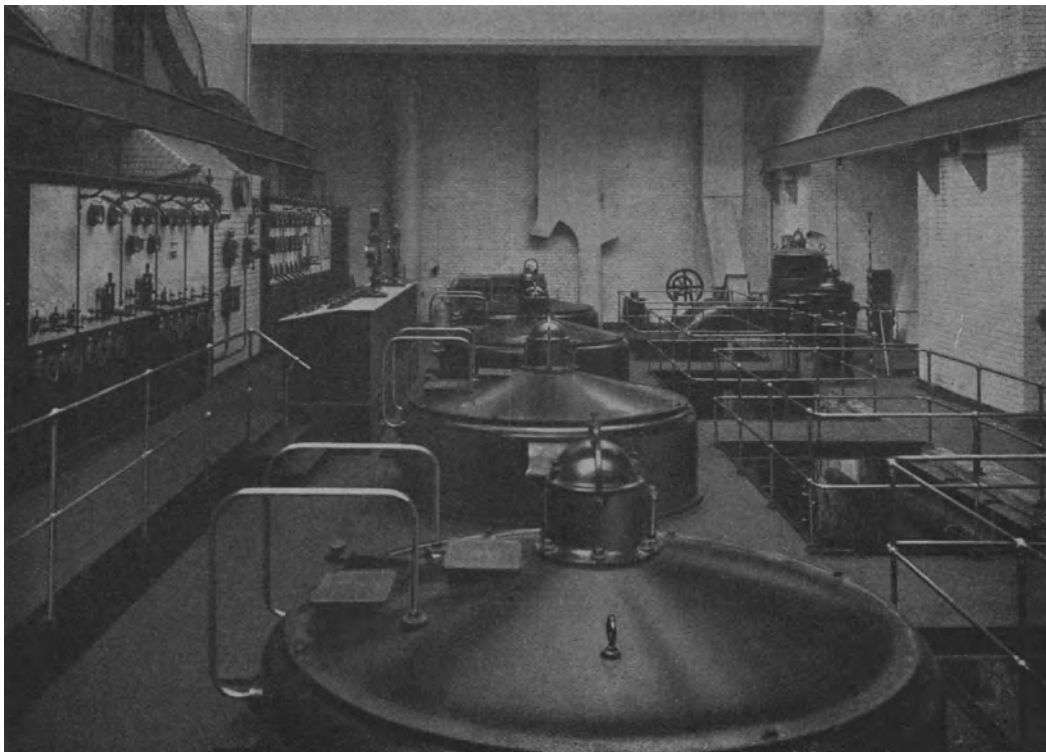


Abb. 23. Dock-Pumpenanlage Wilhelmshaven.

Wo nur eine beschränkte Grundfläche zur Verfügung steht, werden die Motoren einfach vertikal gestellt. Dies ist in der Regel bei den Lenzpumpen der Fall, die in größeren Ausmaßen bei Dockanlagen Verwendung finden. Ein Bei-

spiel dieser Art mit einer Reihe von 450 pferdigen Vertikalmotoren ist auf Abb. 23 zur Darstellung gebracht.

Auch bei Fluß- und Kanalanlagen, die immer mehr an Bedeutung gewinnen, hat der elektrische Antrieb die Menschenkraft und die früher gebräuchlichen Preßwassereinrichtungen allmählich verdrängt. Hier sollen die Bilder zeigen, welche Teile bewegt werden und welcher Art diese Bewegungen sind.

Um Schiffen mit ihren Aufbauten freie Fahrt durch Überquerungen zu ermöglichen, hat es der Brückenbau, an kühne Eisenkonstruktionen gewöhnt, schon früh gewagt, die größten Gebilde beweglich zu machen, wie Abb. 24 zeigt.



Abb. 24. Doppeldrehbrücke.

Es ist eine Doppel-Drehbrücke, die eine Weite von 159 m überspannt und in der Mitte eine Durchfahrtsbreite von 79,5 m aufweist. Die beiden Teile sind so gelagert, daß eine Motorenleistung von 37 PS genügt, um die Öffnung in $1\frac{1}{2}$ Minuten zu bewerkstelligen.

Abb. 25 ist das Bild einer modernen Klappbrücke für dichten, schweren Verkehr. Der Antrieb einer jeden etwa 130 t wiegenden Klappe besteht aus 2 Motoren von je 24 PS Leistung, die von einem der auf dem Bild sichtbaren Pfeileraufbauten gesteuert werden. Abb. 26 zeigt eine Hängebrücke von 170 m Stützweite mit einer Schwebefähre, eine Verkehrseinrichtung, die zuerst in Amerika gebaut, dann auch in Deutschland zur Ausführung kam. Der obere Antriebswagen wird von 4 Drehstrommotoren von je 36 PS angetrieben, so daß

die Bewegung noch gegen einen Winddruck von 100 kg/m^2 erfolgen kann. Der Führerstand ist über der Plattform angeordnet, so daß der Führer den Fahrweg gut übersehen kann.



Abb. 25. Klappbrücke.

Im Schleusenbau sind, entsprechend dem Schleusungsvorgang, eine ganze Reihe von Bewegungen auszuführen. Die wichtigste davon ist die Öffnung und Schließung der Tore. Bei Hubtoren (Abb. 27), die nur in beschränkten Ab-

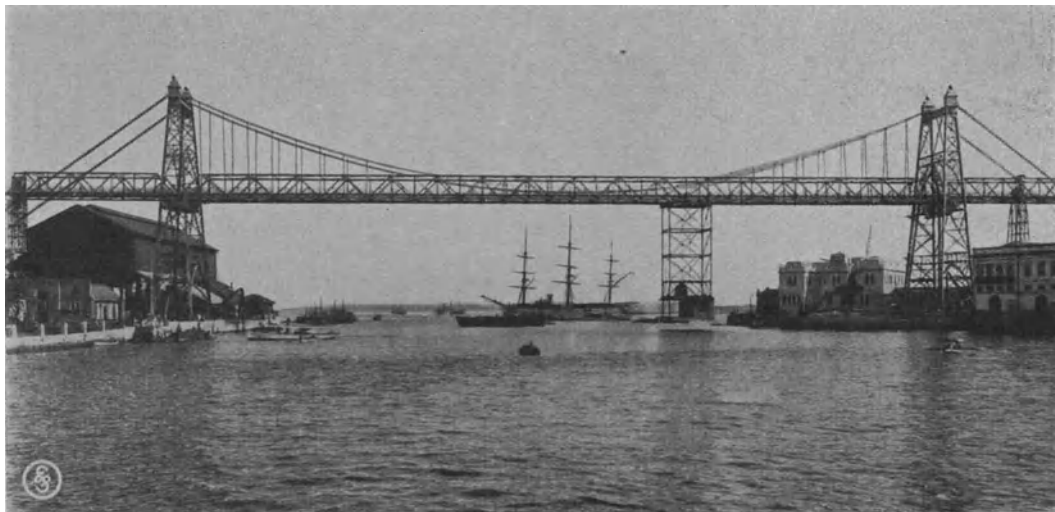


Abb. 26. Hängebrücke mit elektrischer Schwebefähre.

messungen anwendbar sind, gestalten sich die tiefbaulichen Arbeiten am einfachsten; bei Schiebetoren (Abb. 28), die bis zu den größten Ausmaßen — 45 m Durchfahrtsbreite bei 10 m Tiefe und mehr — ausgeführt werden, ist die für die Bewegung erforderliche Leistung gering, da die Fahrbahn horizontal

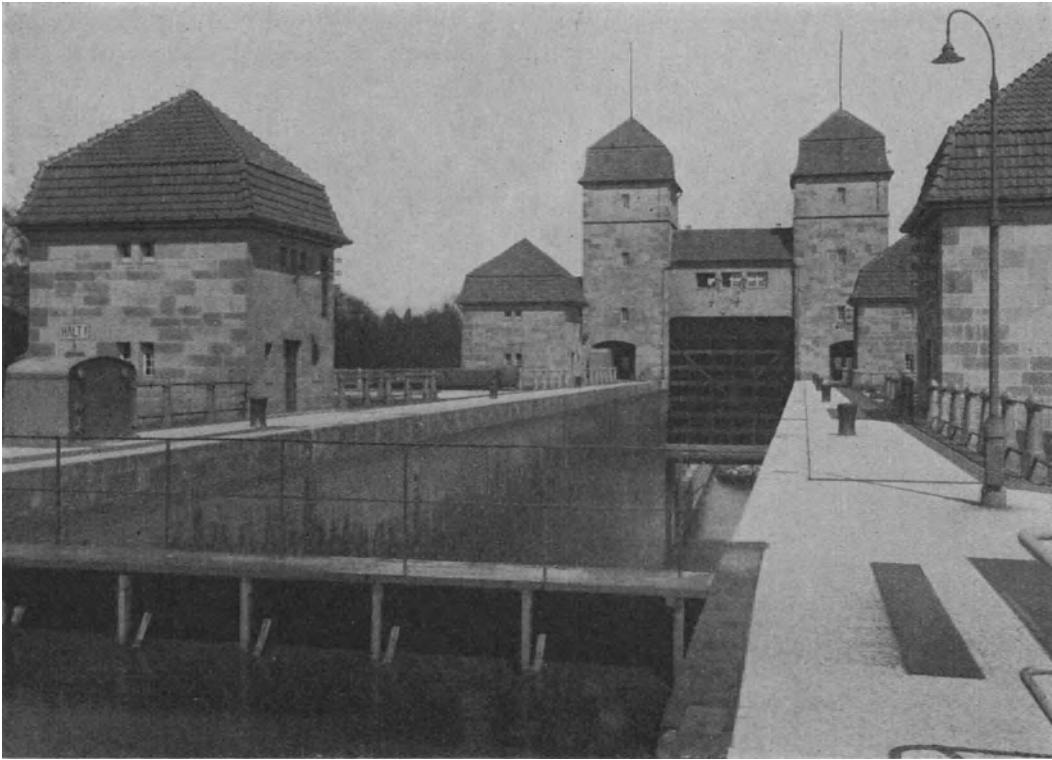


Abb. 27. Hubtor einer Schleuse.

liegt und der Auflagedruck durch Schwimmer beliebig klein gehalten werden kann. So genügt für die Bewegung des abgebildeten Schiebetores von über 900 t Gewicht bei einer Länge von 47 m und einer Höhe von 18,5 m für eine Schließung oder Öffnung in $2\frac{1}{4}$ Minuten eine Motorleistung von 120 PS. Auch

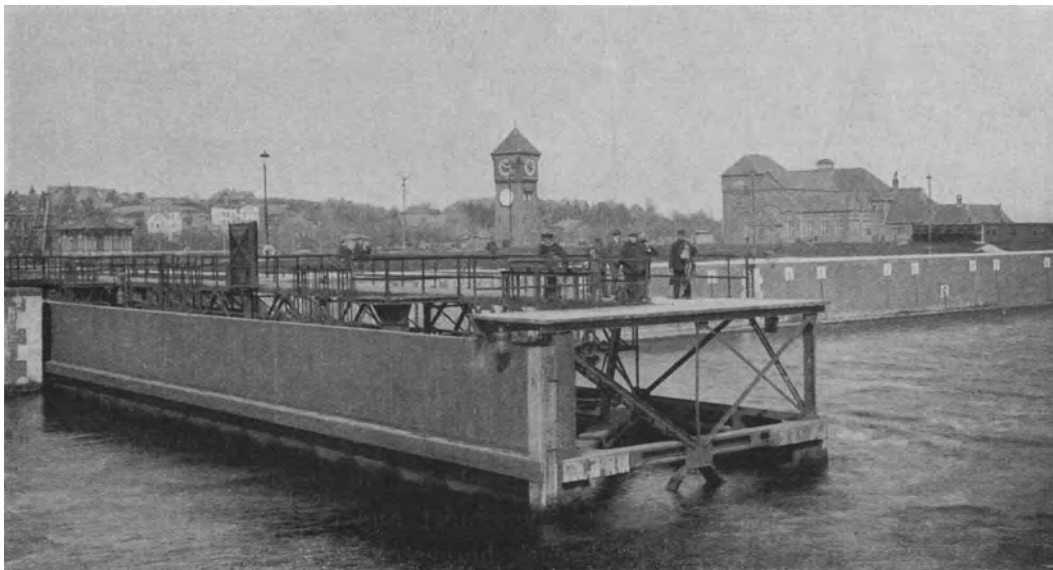


Abb. 28. Schiebetor einer Schleuse.

für die Antriebe der Verschlüsse zum Füllen und Leeren der Schleusen, der Verholeinrichtungen usw. werden heute fast ausschließlich Elektromotoren verwendet. Die Eigenart des Betriebes fordert einen sicheren Schutz vor Wasser und Witterungseinflüssen, ohne daß die Wartung dadurch beeinträchtigt wird. Auf welche Weise diese Aufgabe gelöst worden ist, ist auf Abb. 29 gut zu sehen. Sie stellt ein Spill dar, das für die Kontrolle umgeklappt ist und im

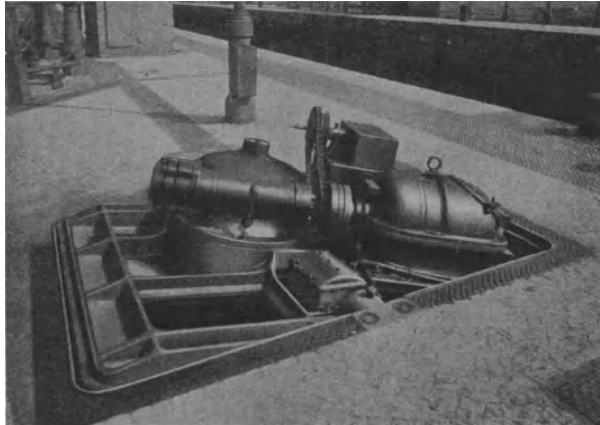


Abb. 29. Umklappbares Spill einer Schleuse.



Abb. 30. Wasserdichte Signallampe.

Bedarfsfalle in kürzester Zeit in seine Normallage zurückgebracht und dann sofort betrieben werden kann.

Bei diesen Anlagen, bei denen große Massenwirkungen im Spiele sind, verlangt die Herstellung der Motoren keine Besonderheiten. Dagegen erheischt der zeitliche Verlauf und die Reihenfolge der einzelnen Bewegungsvorgänge besondere Beachtung. Durch zweckmäßige Steuerungen und durch sichere Verriegelungen muß dafür gesorgt werden, daß keine Katastrophen eintreten. Sinnfällige Anzeigevorrichtungen: Wasserstandszeiger, Brückenstandszeiger usw. liefert das Wernerwerk, auf das wir noch zu sprechen kommen.



Abb. 31. Wasserdichte Doppelschottlampe.

An die Besichtigung der beiden genannten Werke schloß sich ein Gang durch das Kleinbauwerk, das sich mit der Herstellung von Installationsapparaten, wie Sicherungen, Schalter, Steckdosen und Stecker, Fassungen und gekapselten Apparaten, ferner von Bogenlampen, Glühlichtarmaturen sowie von Koch- und Heizapparaten befaßt. Letztere werden jetzt allerdings zum größten Teil in einem besonderen Werk in Sörnwitz bei Dresden hergestellt. In Abb. 30 und 31 sehen wir Beispiele von wasserdichten Armaturen und in Abb. 32 die Massenherstellung von Einzelteilen in der Drückerei des Kleinbauwerkes, während Abb. 33 einen Ausschnitt aus der Stanzerei zeigt. Die Zusammensetzung der im Kleinbauwerk hergestellten Einzelteile geschieht je nach dem Verwendungsort an verschiedenen Stellen.

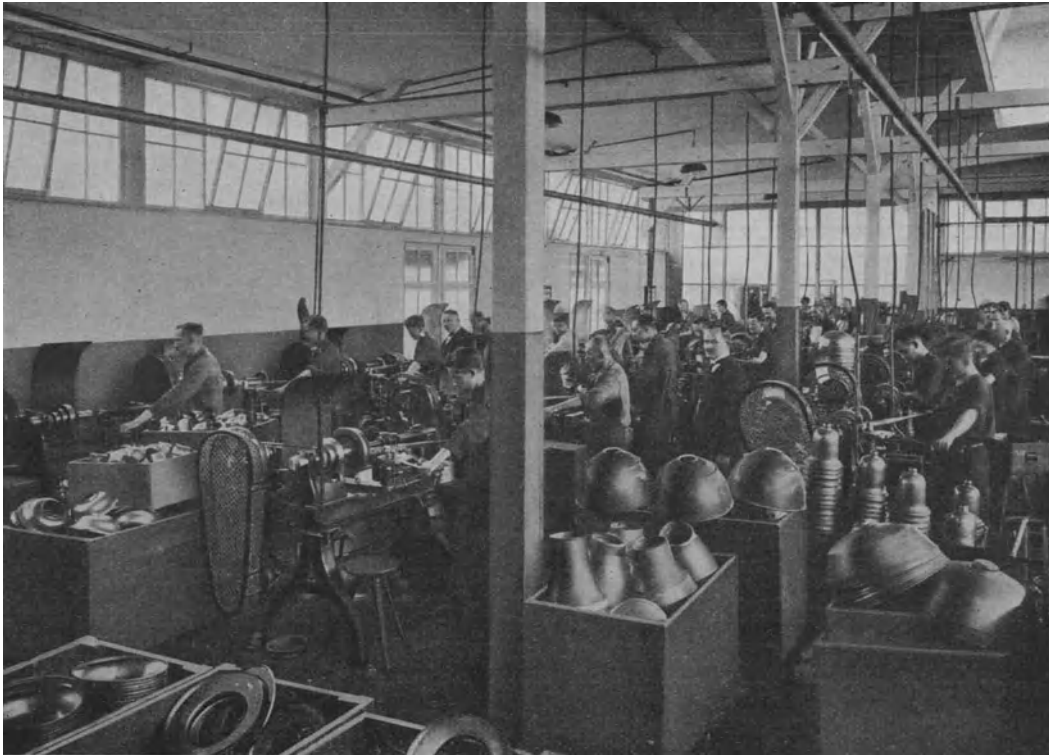


Abb. 32. Massenherstellung von Einzelteilen im Kleinbauwerk.

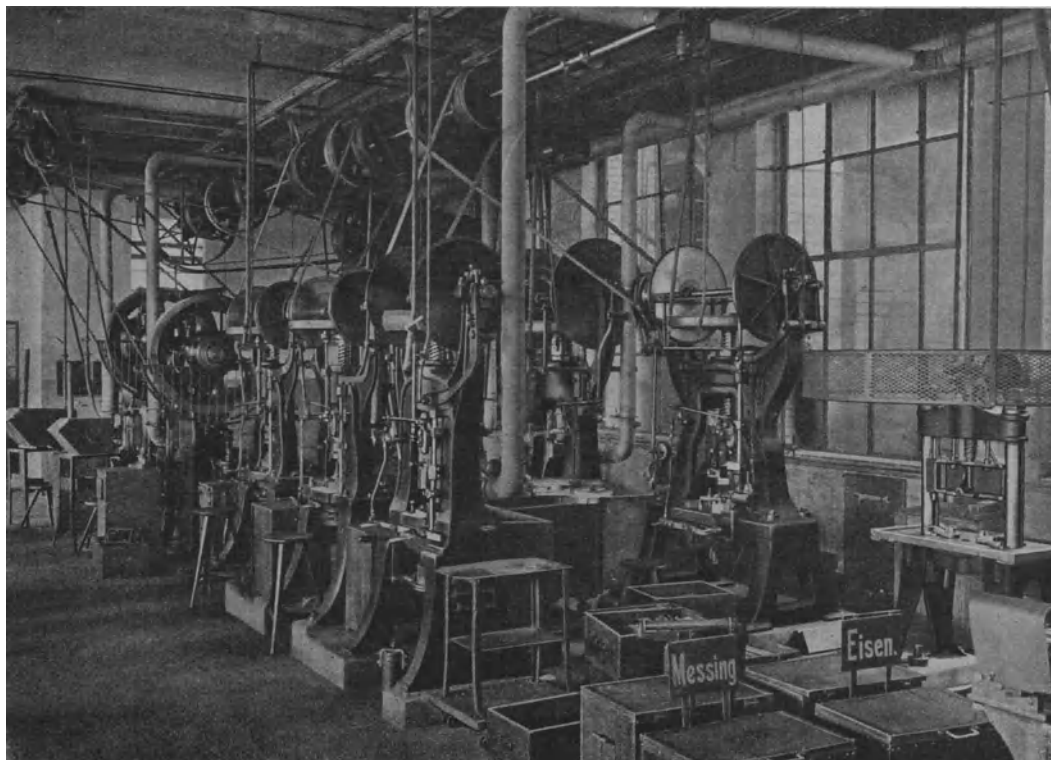


Abb. 33. Stanzerlei im Kleinbauwerk.

Die besonderen Bedingungen, die der Schiffsbetrieb an alle bei ihm zur Verwendung kommenden Maschinen und Apparate stellt, haben naturgemäß auch Geltung für die Teile der elektrischen Anlage an Bord.

Die Isolation der gesamten Anlage muß noch in weit höherem Maße sicher sein als bei Landanlagen, da sie dem verderblichen Einfluß des Seewassers und der salzhaltigen Luft ausgesetzt ist. Isolationsfehler führen an Bord, namentlich bei einpoliger Verlegung, leicht zu Schiffsschlüssen, die für die ganze Anlage verhängnisvoll werden können. Die verhältnismäßig beschränkten Raumverhältnisse an Bord bringen es außerdem mit sich, daß Passagiere und Mannschaften in häufigere und engere Berührung mit der elektrischen Anlage kommen als dies am Land der Fall ist. Alle diese Umstände sprechen dafür, auf Schiffen nur besonders gut isoliertes Material zu verwenden.

Eine andere Forderung, die bei der Auswahl von Installationsmaterial für Schiffe beachtet werden muß, ist die der Wasserdichtigkeit. Nur in ausgesprochen trockenen Räumen, z. B. in den hochgelegenen Salons und Wohnkabinen können nichtwasserdichte Apparate zur Anwendung kommen.

Natürlich beeinflußt auch das überall auf Schiffen durchgeführte Prinzip der äußersten Raumausnutzung und Gewichtersparnis die Konstruktion der Sonderausführungen für Schiffe und führt zu möglichst engem Zusammenbau der Teile und zu dem Streben, mit einer möglichst geringen Zahl von Ersatzteilen auszukommen.

Trotz der von Jahr zu Jahr verbesserten technischen Ausbildung des an Bord zur Verfügung stehenden Bedienungspersonals muß immer noch damit gerechnet werden, daß einzelne Teile der elektrischen Anlage völlig ungeschultem Personal überlassen werden, was entsprechend kräftige Konstruktion und leichte Auswechselbarkeit bedingt. Eine Forderung, die auf Schiffen von ganz besonderer Bedeutung ist, ist die des sicheren und exakten Funktionierens, da die Sicherheit einer großen Zahl von Menschenleben zum nicht geringen Teil hiervon abhängt.

Die Art der Verteilung des elektrischen Stromes an Bord weist wesentliche Verschiedenheiten gegenüber den Landanlagen auf. Die Stromkreise werden einzeln oder in Gruppen auf die einzelnen Maschinen geschaltet.

Als Leitungsmaterial werden fast ausschließlich Kabel- und Gummiisolation und Bleimantel verwendet, nur in den Kammern werden Gummiadern in Holzleisten verlegt.

Die Verteilung und Weiterleitung einer verhältnismäßig großen Leistung auf kleinen Raum erinnert an einen lebenden Organismus. Auf enggedrängter Hauptschalttafel (Abb. 34 und 35) erfolgt die Hauptverteilung. Dicke Leitungsadern (Abb. 36) führen zu den größeren Verbrauchern und den Verteilungstafeln (Abb. 37), um sich von dort aus über kleine Schalter (Abb. 38) bis zu den einzelnen Glühlampen zu verästeln.

In besonderen Fällen wird gefordert, daß auch die Schaltung und Verteilung selbst in wasserdichten Gehäusen vor sich gehen. Abb. 39 und 40 zeigen zwei dieser Bedingung Rechnung tragende wasserdichte Schalttafeln, die selbst in

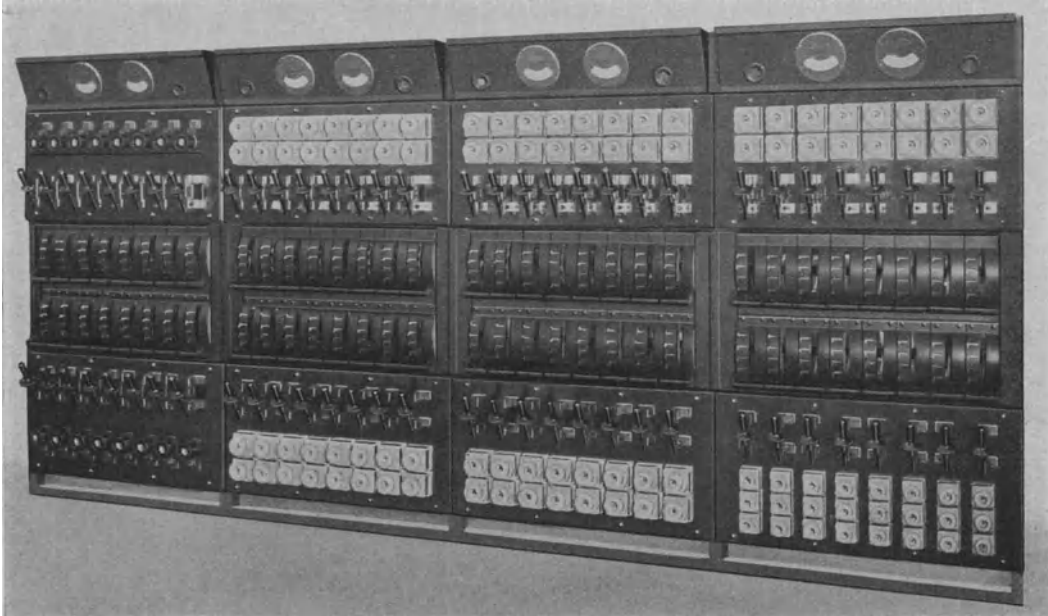


Abb. 34. Hauptschalttafel für ein großes Fahrgastschiff (Vorderansicht).

ganz überfluteten Räumen noch voll betriebsfähig bleiben. Abb. 41 stellt eine Schalttafel neuester Form für Spezialstromkreise dar.

Es ist bekannt, daß die Elektrizität auf Luxusschiffen auch zum Betrieb von zierlichen Brat- und Kochapparaten (nach Abb. 42), von Brennscheren-

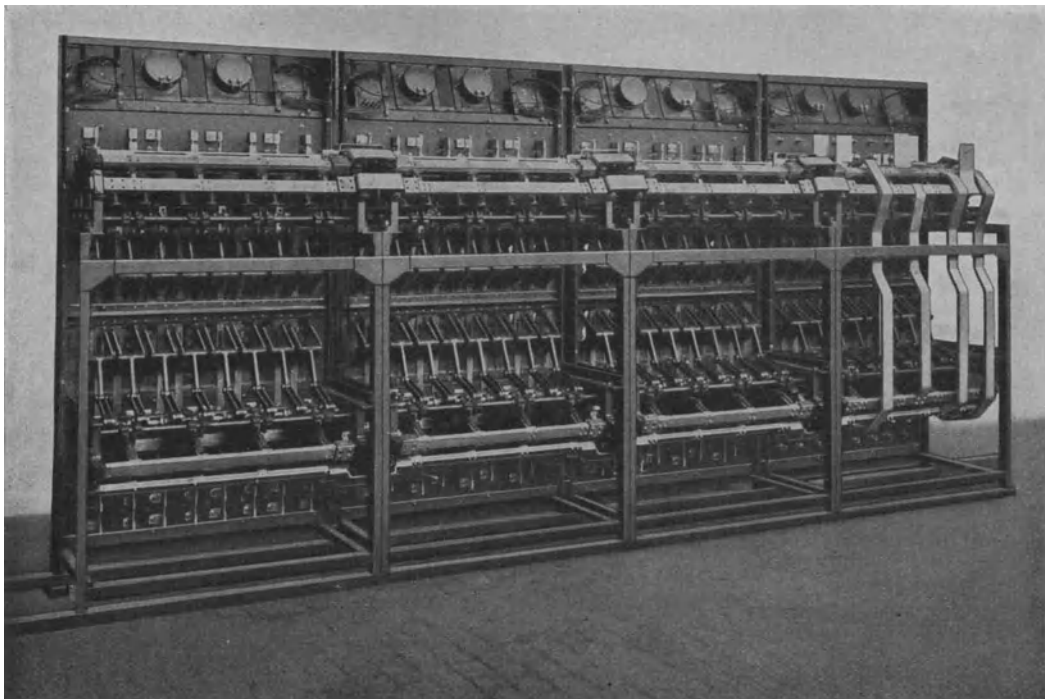


Abb. 35. Hauptschalttafel für ein großes Fahrgastschiff (Rückansicht).

wärmern, Zigarrenanzündern und sonstigen Utensilien dient, und es braucht nicht hervorgehoben zu werden, daß zum Antrieb der weitaus meisten Hilfs-

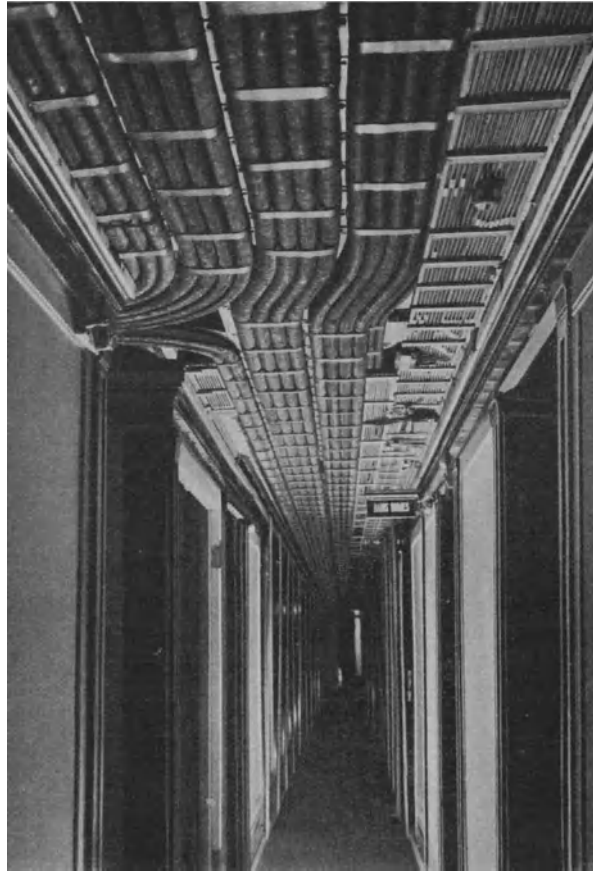


Abb. 36. Kabelverlegung im Kammergang auf einem großen Fahrgastschiff.

maschinen an Bord Elektromotoren benutzt werden, die einfache Energiezuführung mit größter Anpassungsfähigkeit verbinden.

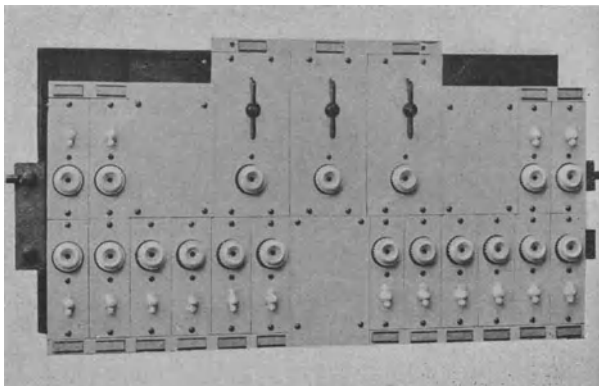


Abb. 37. Verteilungsschalttafel nach Handelsschiff-Normen.



Abb. 38. Wasserdichte Anschlußdose mit Schalter nach Handelsschiff-Normen.

Als wir das Kleinbauwerk verließen, begegneten wir einer ganzen Reihe von Elektrokarren, die geschäftig hin und her fuhren, um allerlei Materialien

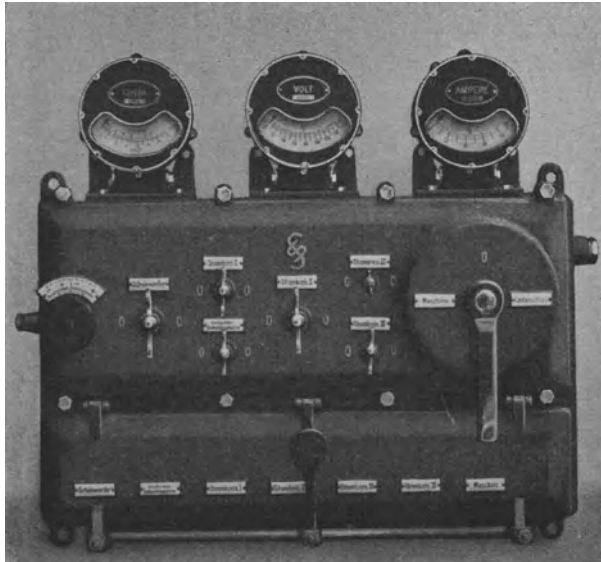


Abb 39. Wasserdichte Verteilungsschalttafel.



Abb. 40. Wasserdichte Signallaternenschalttafel.

von einem Platz zum anderen zu befördern. Unser Führer machte uns darauf aufmerksam, daß diese flinken Gehilfen auch bei der Befrachtung von Schiffen gute Dienste leisten und daß die SSW eine ganze Anzahl davon bereits für diese Zwecke geliefert hätten. Unsere Abb. 43 zeigt den Elektrokarren, wie er bei der Schiffsverladung tätig ist.

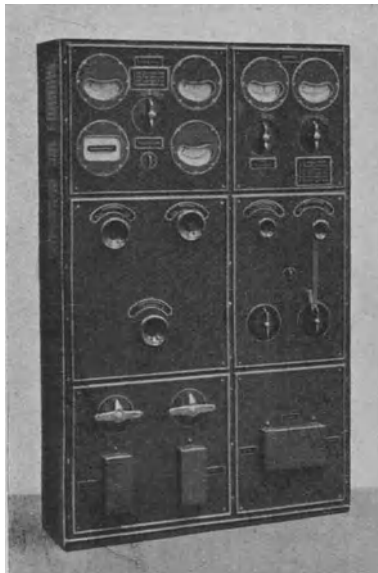


Abb. 41. Schalttafel für Wechselstrom-Generator und Akkumulatoren.



Abb. 42. Elektrische Küche auf einer Luxus-Yacht.

Wir fahren nunmehr zur Besichtigung des Kabelwerkes und Metallwerkes nach Gartenfeld zwischen Siemensstadt und Spandau. Die Werk-

stätten des Kabelwerkes: Drahtfabrik, Bleikabelfabrik, Leitungsfabrik und Gummifabrik haben eine Nutzfläche von über 120000 m². Die Werkstätten

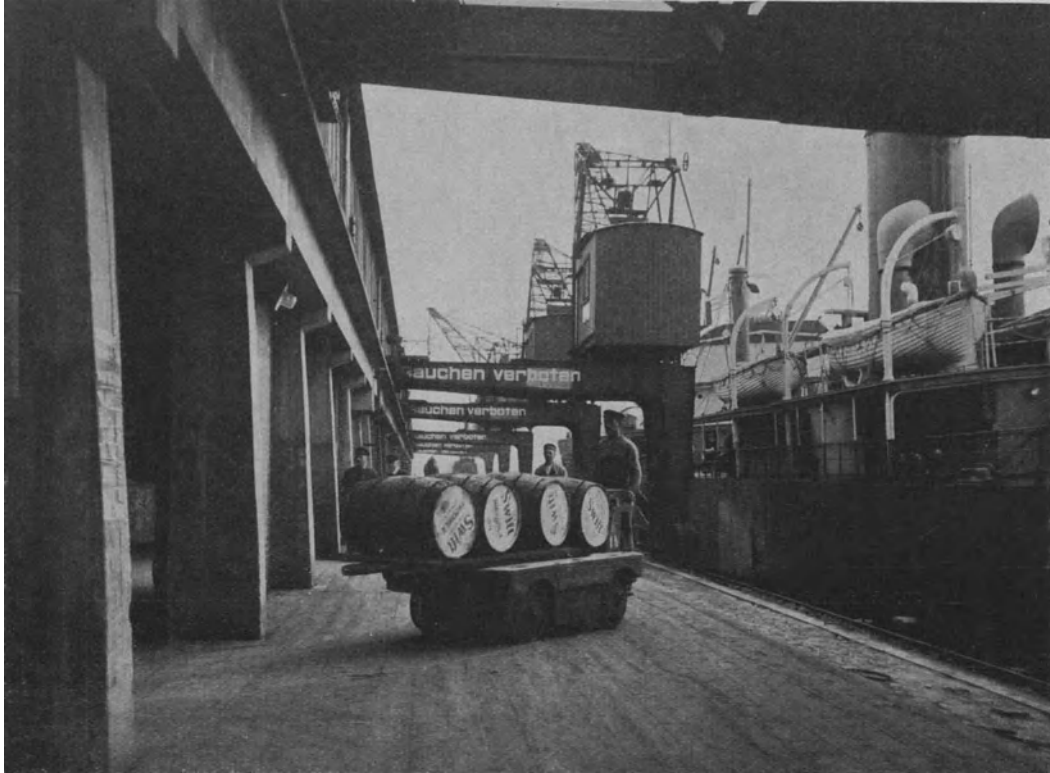


Abb. 43. Elektrokarren im Dienste der Schifffahrt.

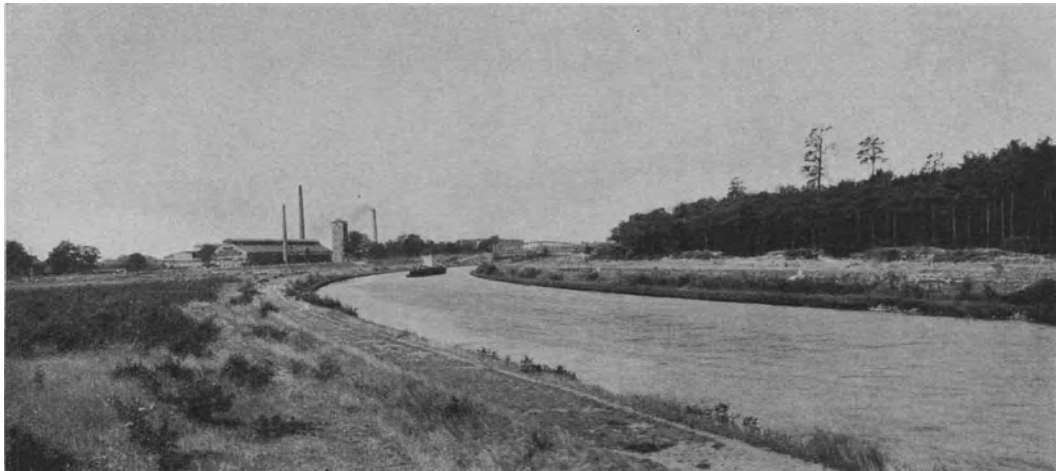


Abb. 44. Metallwerk der Siemens-Schuckertwerke am Großschiffahrtsweg Berlin-Stettin (im Hintergrunde das Kabelwerk).

der Gummifabrik erzeugen sämtliche Weich- und Hartgummiwaren für den technischen und elektrotechnischen Bedarf, sowie Isoliermaterialien. Unmittelbar neben dem Kabelwerk — wie dieses am Großschiffahrtsweg Berlin—Stettin

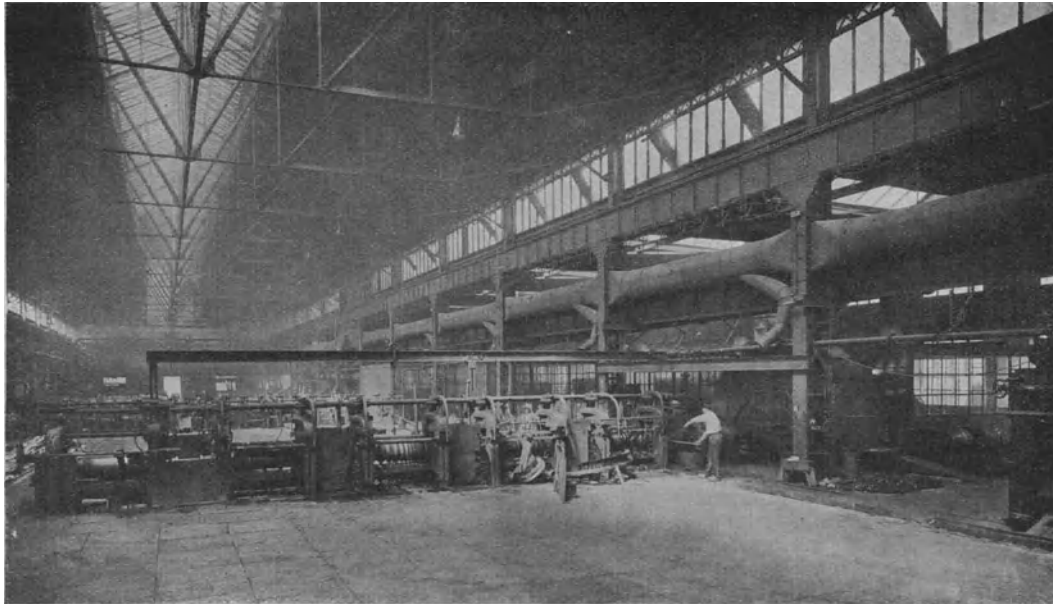


Abb. 45. Walzenstraße im Metallwerk.

gelegen — befindet sich das Metallwerk, von dem Abb. 44 die äußere Ansicht zeigt. Hier werden aus dem Rohkupfer Drähte und Flachbänder hergestellt in den Walzenstraßen, die wir in Abb. 45 sehen, während Abb. 46 zeigt, wie

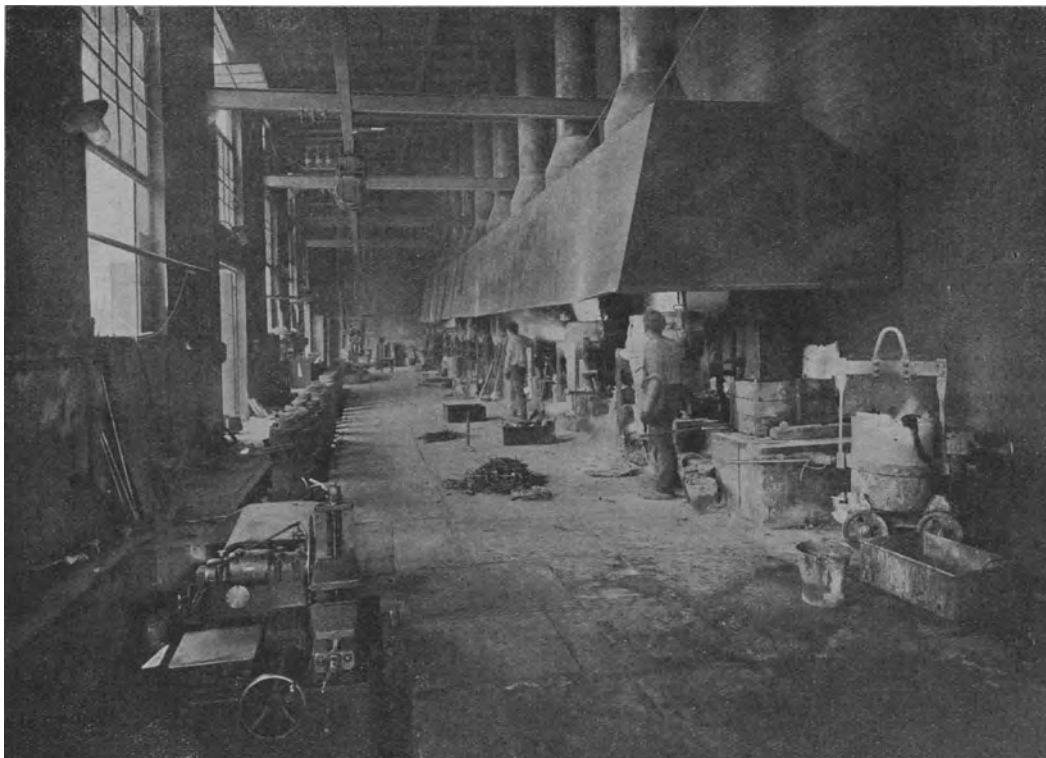


Abb. 46. Schmelze im Metallwerk.

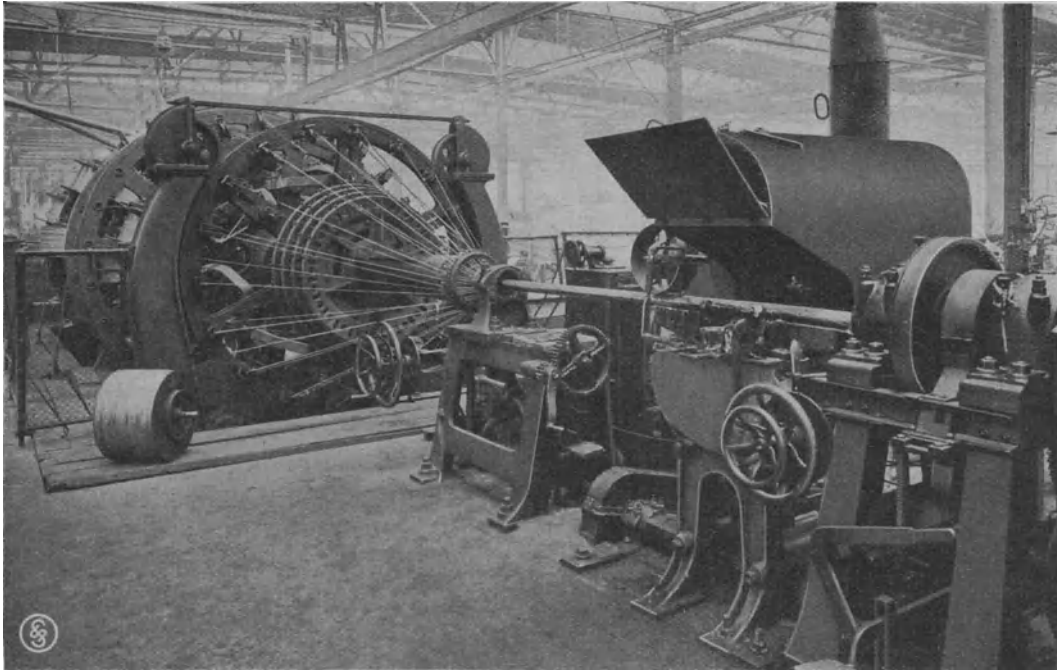


Abb. 47. Kabelarmierungsmaschine.

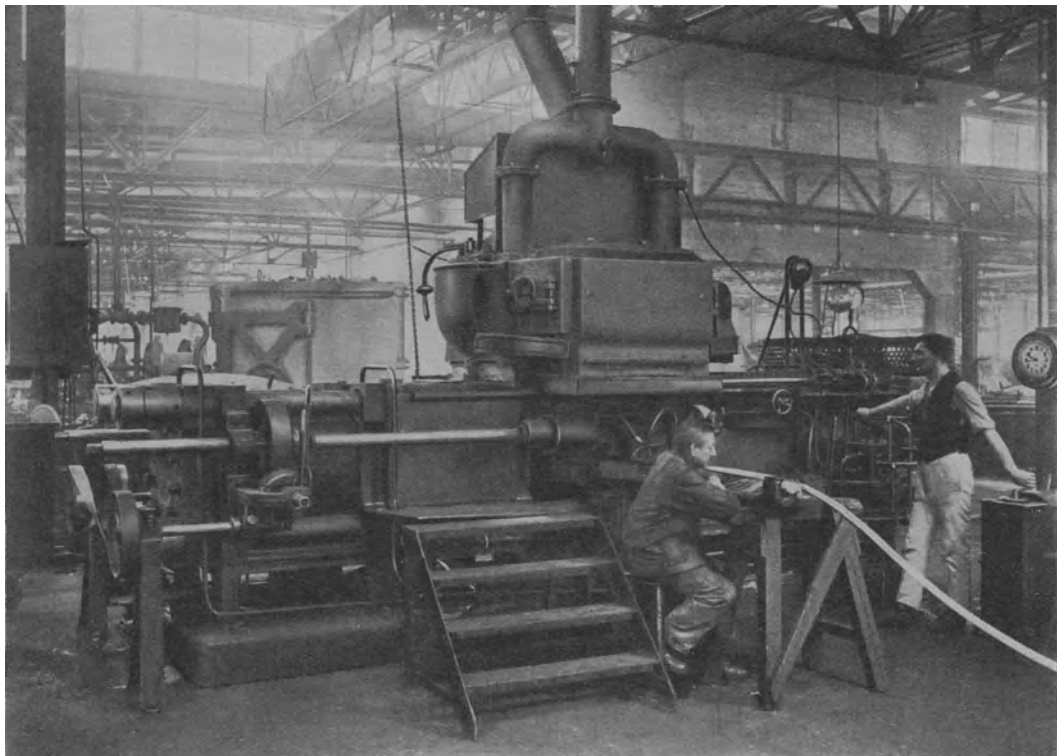


Abb. 48. Bleipresse im Kabelwerk.

das Metall geschmolzen wird. Die interessante Abb. 47 läßt erkennen, wie dann aus Einzeldrähten ein Kabel entsteht, die Abb. 48, wie das Kabel mit dem nahtlosen Bleimantel umgeben wird.

Den Schluß der Besichtigung bildete der Ausstellungsraum des Wernerwerkes, das zu den Werken der Siemens & Halske A.-G. gehört, die sich in erster Linie mit der Schwachstromtechnik befaßt. Leider gestattete die zur Verfügung stehende Zeit nicht, auch diesen interessanten Fabrikationsstätten einen Besuch abzustatten. Die Verdienste von Siemens & Halske um die Entwicklung des Telegraphen- und Fernsprechwesens sind so bekannt, daß sie nicht weiter hervorgehoben werden brauchen. Im Ausstellungsraum wurde an einem 25 km langen, aufgewickelten Fernsprechkabel vorgeführt, wie durch Einschalten von Pupinspulen und Verstärkerröhren die menschliche Stimme deutlicher übertragen und damit die Entfernung der Übertragung außerordentlich vergrößert werden kann.

Großes Interesse erregten auch die mit Wechselstrom betriebenen Kommando-Apparate für Schiffe sowie der Schnelltelegraph, der beispielsweise den beim Heringsfang im äußersten Norden der norwegischen Küste tätigen Schiffen gute Dienste leistet. Mit ihm lassen sich 1000 Worte in der Minute übertragen.

Apparate für Feuermeldewesen und Zentraluhrenanlagen können unter Umständen auf größeren Schiffen von großem Nutzen sein.

Von weiteren Apparaten, die für die Marine von Interesse sind, wurde uns u. a. ein Rauchgasprüfer gezeigt, mit Hilfe dessen und eines Fernthermometers die sachgemäße Bedienung des Kessels genau kontrolliert und bedeutende Kohlenersparnis erzielt werden kann.

Wichtig im Betriebe sind ferner die Wassermesser. Es wurden solche für kaltes und heißes Wasser erläutert, ferner die Venturi-Kesselspeisewassermesser. Abb. 49 zeigt Ausschnitte aus dem Ausstellungsraum des Wernerwerkes.

Die Besichtigung ergab in ihrer Gesamtheit, daß in Siemensstadt und den zugehörigen Werken insbesondere auch alle die Teile hergestellt werden, die zur vollständigen elektrischen Ausrüstung von Schiffen notwendig sind. Wir erinnern an die Elektroboote auf dem Königssee (Abb. 50), deren geräuschloser Gang und rauchfreies Arbeiten jeden Besucher dieses herrlichen Fleckchens Erde mit Freude erfüllen. Eine kleine Flotte von 12 Schiffen ist von den Siemens-Schuckertwerken für die Fahrten auf dem Königssee vollständig ausgerüstet worden. Wir erinnern ferner daran, daß die vollständigen elektrischen Einrichtungen von Riesenschiffen, wie „Columbus“, von dieser Firma ausgeführt wurden und führen in Abb. 51 auch das Rotorschiff „Barbara“ unseren Lesern vor Augen, dessen elektrische Anlage ebenfalls von den SSW stammt.

In diesem Zusammenhang erinnern wir auch an die für die Marine so wichtigen Scheinwerfer, die heute an der Stelle ihrer Erfindung und Entwicklung, nämlich im Nürnberger Werk der Siemens-Schuckertwerke hergestellt werden. Die von diesem Werke gebauten Scheinwerfer haben in allen Ländern der Welt

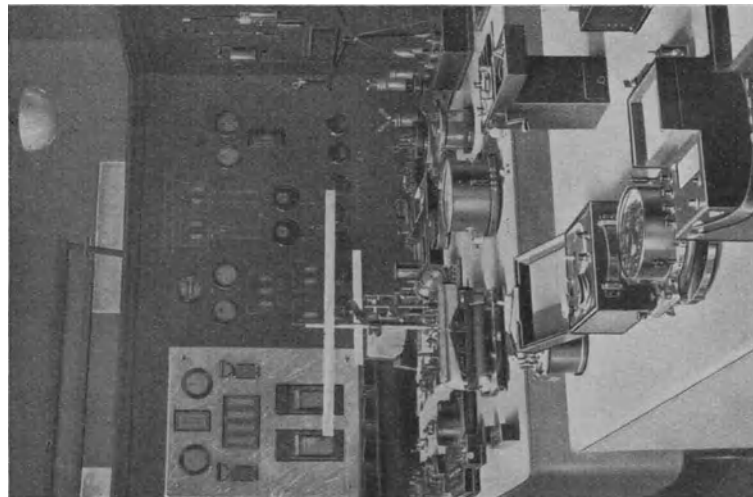
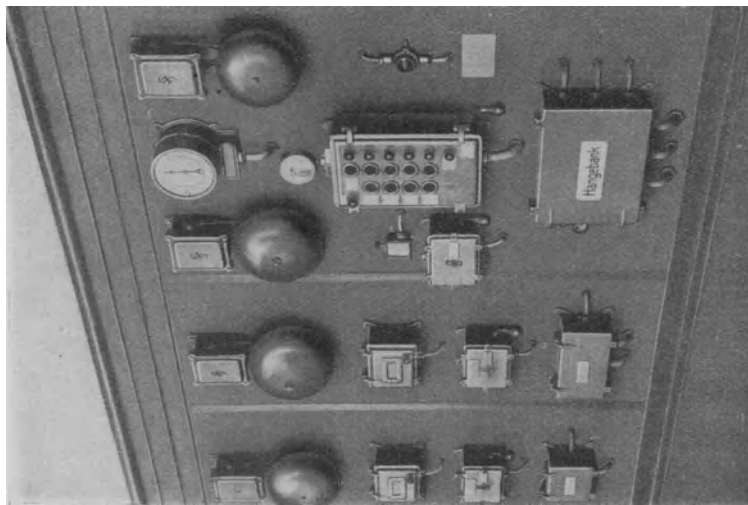
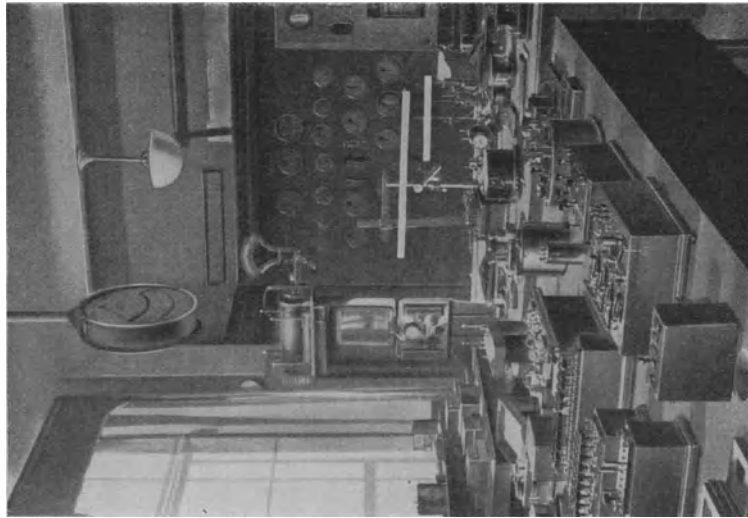


Abb. 49. Teile vom Ausstellungsraum des Wernerwerkes der Siemens & Halske A.-G.



Abb. 50. Elektroboot „Falkenstein“ auf dem Königssee.

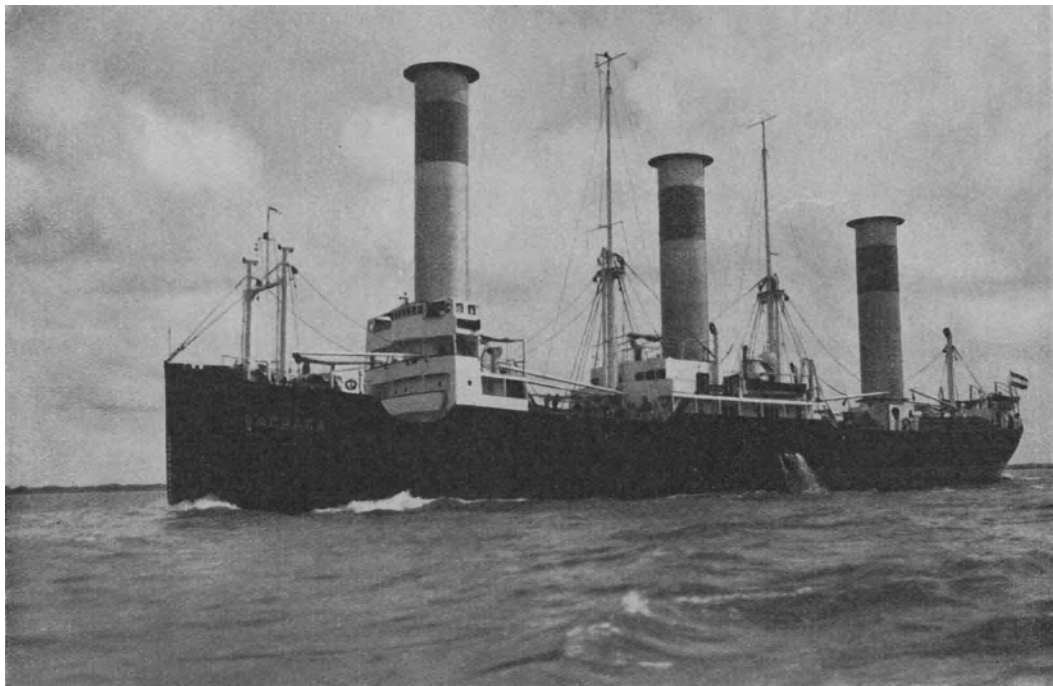


Abb. 51. Rotorschiff „Barbara“, erbaut von A.-G. „Weser“, Bremen.

auf Schiffen der Kriegs- und Handelsmarinen, zur Küstenverteidigung, auf Leuchttürmen und im Dienste des Heeres und der Festungen Verwendung gefunden. Im letzten Jahre vor dem Kriege wurden 1000 Scheinwerfer aller Größen vom Nürnberger Werk geliefert. Die größten dieser Apparate hatten einen Spiegeldurchmesser von 2 m und ergaben bei 200 Ampère eine Lichtstärke im Scheinwerferstrahl von 440 Millionen Kerzen. Der erste dieser Riesenscheinwerfer

wurde für die Weltausstellung in Paris im Jahre 1900 gebaut. In den letzten Jahren ist durch weitere Verbesserungen die Leistung der Scheinwerfer bedeutend gesteigert worden. Ein moderner Hochleistungsscheinwerfer erreicht eine Lichtstärke von 2 Milliarden Kerzen. Diese Zahl kommt schon den Größen nahe, mit denen die Astro-

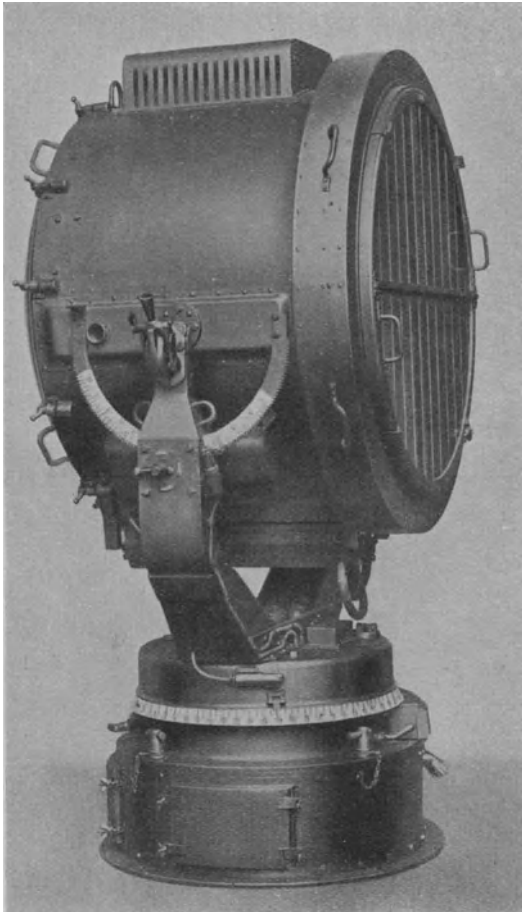


Abb. 52. Scheinwerfer mit 110 cm-Spiegeldurchmesser und 150 Ampère-Lampe für große Fahrgastschiffe.



Abb. 53. Scheinwerfer mit 50 cm-Spiegeldurchmesser und 40 Ampère-Lampe für Fahrt durch den Suez-Kanal.

nomie zu rechnen pflegt. In der Tat würde sein Licht vom Monde aus noch sichtbar sein. Ein auf der Erde aufgestellter Riesenscheinwerfer würde einem Bewohner des Mondes mit der Helligkeit eines Sternes sechster Größe erscheinen.

Wir zeigen in Abb. 52 ein Scheinwerfermodell für große Fahrgastdampfer und in Abb. 53 einen Scheinwerfer, wie er auf Schiffen, die den Suezkanal durchfahren, verwendet wird.

Etwas ermüdet und doch angeregt von all dem Gesehenen und Gehörten begaben wir uns zum Verwaltungsgebäude der Siemens-Schuckertwerke in

Siemensstadt. Das in schönem Stil errichtete Gebäude, das wir in Abb. 54 sehen, enthält in seinen verschiedenen Stockwerken eine nutzbare Fläche von 70 000 m² und bietet 5000 Angestellten Raum. Hier begrüßte Direktor Bingel im Namen des Vorstandes die Erschienenen und wies auf die freundschaftlichen Beziehungen



Abb. 54. Verwaltungsgebäude der Siemens-Schuckertwerke in Berlin-Siemensstadt.

hin, die das Haus Siemens seit den Tagen von Werner Siemens mit Schiffbau und Schifffahrt verbinden. Der Vorsitzende der Schiffbautechnischen Gesellschaft, Geheimrat Busley, dankte für die erwiesene Gastfreundschaft und trank auf die alte Kameradschaft zwischen der Schiffbautechnischen Gesellschaft und den Siemens-Werken, die sich in guten und schlechten Tagen bewährt habe.

XVII. 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	Einfluß der Deformation des Flügelblattes unter der Last auf die Wirksamkeit der Schrauben	432
Bauer	An Schiffsdampfturbinen mit nicht allzu hohen Leistungen, die mit Hochdruckdampf betrieben werden sollen, müssen allzu mächtige Schaufeln beim Eintritt vermieden werden	125
Betz	Die Kavitationsfrage spielt für den Schiffbau eine so wichtige Rolle, daß Versuche nur von Nutzen sein können	433
Birkner	Propeller, die von der Nabe eine Steigungszunahme nach dem Umfang aufnehmen, scheinen einen besseren Erfolg zu bringen als solche, bei denen die Steigung nach der Nabe zunimmt	439
Commentz	Achterliche Widerstände verbessern die Kursbeständigkeit stark, dahin gehört auch der vierkantige Ruderstegen mit seinem enormen Widerstand	235
Flügel	Unter Voraussetzung vollständig bearbeiteter Leitkränze, kleinster Überdeckungen der Eintrittskanten eines Kranzes gegenüber den Austrittskanten des vorausgehenden Kranzes, kleinster Spiele und engster Stufenteilungen kann der Mindestwert von a auf etwa = 1,4 mm gesetzt werden	125
„	Er ist der Ansicht, daß bei Berücksichtigung aller Umstände, wie die von ihm nicht behandelten Einflüsse der Strahlkonstruktion und die Neigung der Propellerflügel gegen die Achse, eine gesteigerte Treffsicherheit bei der Berechnung von Propellern auf dieser Grundlage erreicht wird	440
Föttinger	Die Gesamtverluste aus Reibung (einschließlich Rückenwirbelbildung) und kinetischer Austrittsenergie sind zu einem Minimum zu machen	430
Goos	Rohrleckage durch Korrosion im Speisewasser-Erzeuger oder Kondensator kann für Kesselbetrieb gefährlich werden	160
Hartmann	Entwicklungsmöglichkeiten des Höchstdruckdampfes im Schiffsbetrieb	127
Helling	Das Problem des radialen Stellungszuwachses scheint heute noch nicht gelöst zu sein, es steht nur fest, daß der Einfluß desselben nicht groß ist	437
Helmbold	Bereitwilligkeit der Praxis, Forschungsarbeiten zu verfolgen und Bereitwilligkeit der Werften und Reedereien, die Versuchsanstalten zu unterstützen	188
„	Modellschraube und Schiffsschraube dürfen nicht mehr einander geometrisch ähnlich sein, damit sie dynamisch ähnlich sind	435
Horn	Versuche mit Tragflügel-Schiffsschrauben	342
„	Empfehlenswert durch einen Zwischenversuch mit freifahrender Schraube mit möglichst hoher Drehzahl neben dem Versuch mit der „ähnlichen“ Drehzahl die Wirkungsgraddifferenz festzustellen	186
Hüllmann	Die Achterstegen der Segelschiffe sind seit dem 16. Jahrhundert immer steiler gestellt worden, in der offenbaren Absicht, die Kursbeständigkeit des Seglers zu erhöhen	238

Name des Verfassers oder Redners bei den Erörterungen	Inhalt des Vortrages oder der Erörterungen	Seite
Kempf	Neuere Erfahrungen im Schiffbau-Versuchswesen	162
Kraft	Die neuzeitliche Dampfturbine und ihre Anwendung für den Schiffsantrieb	87
Lienau	Der Vorteil des Oertz-Ruders, nämlich seine für den Abstrom des Propellerstrahles günstigere Form, durch die ein schädigender Rückstau des Wassers hinter dem Propeller vermieden wird, ist einleuchtend	236
„	Das von Dr. Wrobbel empfohlene System für Seeschiffe wird keine Gewichtersparnisse bringen, vielleicht in einzelnen Fällen für Flußschiffe mit dünnen Wänden und sehr hohen Aufbauten .	490
Nover	Feuerlöschern mit dem Clayton-Apparat	211
Rottmann	Durch symmetrisch geformte Propellereinkleidungen werden die Grundursachen für schlechte Kursbeständigkeit und Steuerfähigkeit, sowie schlechten Propellerwirkungsgrad nicht erfaßt	238
Schaffran	Kann an ganzen Serien von Beispielen die Übertragbarkeit der Ergebnisse seiner systematischen Propellerversuche nachprüfen und daraus weitere Schlußfolgerungen für die zweckmäßigste Dimensionierung von Schrauben ziehen	443
Schilling	Wenn Dr. Schilling auch den Konstruktionsvorschlägen von Dr. Wrobbel nicht beistimmen kann, so erblickt er darin doch einen wertvollen Beitrag zu der Frage, wie sich eine klare Gliederung des jetzt so verwickelten Festigkeitsverbandes der Schiffe in Verbindung mit einer Materialersparnis erzielen läßt	491
Schlichting	Die Sogvermehrung am Schiff im Vergleich zu der des Modells läßt sich aus der Summe des wellenbildenden Widerstandes und des Reibungswiderstandes mit Hilfe des neuen Koeffizienten und den wirklichen Widerstand des Schiffes feststellen	191
Schulthes	Wünscht weitere Angaben über das 15000-PS-Motorenschiff . . .	340
Schwarz	Die Kursbeständigkeit des Schiffes und ihre Bedeutung für die Schifffahrt	212
von den Steinen	Fügt den dynamischen Giermomenten noch ein weiteres, und zwar ein statisches hinzu	237
Teubert	Schiffahrts- und schiffbautechnische Eindrücke meiner Weltreise	243
Wach	Die neuen Kolbendampfmaschinen mit Abdampfturbinen System Bauer-Wach haben sich bestens bewährt	155
Winter	Das moderne Feuerlöschwesen an Bord von Schiffen unter Benutzung chemischer und gasförmiger Löschmittel	193
Wirsing	Bei geringer Wassertiefe wird die Flußsohle vom Mittschiff an durch die voll arbeitenden Schrauben aufgewühlt	189
Wrobbel	Das Raumfestigkeitsproblem im Schiffbau	447



Verlag von Julius Springer, Berlin

Phot. G. Tillmann - Matter, Mannheim

H. Müntz