

Verlag von Julius Springer, Berlin.

Hel. u. impr. Meisenbach, Riffarth & Co., Berlin.

E. Dietze.

Jahrbuch

der

Schiffbautechnischen Gesellschaft



Siebzehnter Band

1916

Berlin

Verlag von Julius Springer

1916

ISBN-13: 978-3-642-90178-2 e-ISBN-13: 978-3-642-92035-6
DOI: 10.1007/978-3-642-92035-6

Alle Rechte vorbehalten.
Softcover reprint of the hardcover 1st edition 1916

Inhalts-Verzeichnis.

Geschäftliches:	Seite
I. Mitgliederliste	3
II. Satzung	50
III. Satzung für den Stipendienfonds	55
IV. Satzung für die silberne und goldene Medaille der Schiffbautechnischen Gesellschaft	57
V. Bericht über das siebzehnte Geschäftsjahr 1915	59
VI. Bericht über die siebzehnte ordentliche Hauptversammlung am 18. November 1915	81
VII. Protokoll über die geschäftliche Sitzung der siebzehnten ordentlichen Hauptversammlung am 18. November 1915	85
VIII. Unsere Toten	88
 Vorträge der XVII. Hauptversammlung:	
IX. Die Schottvorschriften des internationalen Vertrages zum Schutze des menschlichen Lebens auf See. Von Professor C. Pagel-Berlin	117
X. Material-Untersuchungen unter besonderer Berücksichtigung der Turbinenschaufelmaterialien, ausgeführt im Laboratorium der Firma F. Schichau-Elbing. Von Oberingenieur C. Roth-Elbing	154
XI. Das Wesen der Schiffshavarien. Von Fr. Achenbach-Berlin	213
XII. Über die Aufstiegsverhältnisse von Wasserflugzeugen und Flugbooten. Von Dipl.-Ing. K. Schaffran-Berlin	305

Beiträge :

	Seite
XIII. Ein Beitrag zur Theorie des Propellers. Von Dr.-Ing. R. Grammel-Danzig-Langfuhr	367
XIV. Strahldruck- und Sogmessungen. Von Dr.-Ing. G. Kempf-Kiel . .	445
XV. Turbokompressoren für Bordbetrieb. Von Dipl.-Ing. O. Banner-Easton. Pa.	498

Anhang :

XVI. Bücherei der Schiffbautechnischen Gesellschaft	519
XVII. Namenverzeichnis	557

Geschäftliches.

I. Mitgliederliste.

Protector:

SEINE MAJESTÄT

WILHELM II., DEUTSCHER KAISER UND KÖNIG VON PREUSSEN

Ehrenvorsitzender:

SEINE KÖNIGLICHE HOHEIT, Dr.-Ing.

FRIEDRICH AUGUST, GROSSHERZOG VON OLDENBURG.

Vorsitzender:

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

Stellvertretender Vorsitzender:

Johs. Rudloff, Wirklicher Geheimer Ober-Baurat und Professor, Berlin.

Fachmännische Beisitzer:

Caspar Berninghaus, Ingenieur und Werftbesitzer, Duisburg.

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

Justus Flohr, Dr.-Ing., Geheimer Baurat, Vorsitzender des Direktoriums der

Maschinenbau A.-G. „Vulcan“, Hamburg 9, Vulcanwerft.

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

R. Veith, Dr.-Ing., Wirklicher Geheimer Ober-Baurat und Abteilungschef im Reichs-Marine-Amt, Berlin.

Beisitzer:

Fr. Achelis, Konsul, Präsident des Norddeutschen Lloyd, Bremen.

G. Gillhausen, Dr.-Ing., Geheimer Baurat, Essen a. Ruhr.

Aug. Schultze, Geheimer Kommerzienrat, Direktor der Oldenburg-Portug. Dampfschiffs-Reederei, Oldenburg i. Gr.

Ed. Woermann, Konsul und Reeder, i. Fa. C. Woermann, Hamburg.

Geschäftsstelle: Berlin NW6., Schumann-Str. 2 pt.

Telefon: Norden 926.

1. Ehrenmitglieder:

SEINE KÖNIGLICHE HOHEIT, Dr.-Ing.
HEINRICH, PRINZ VON PREUSSEN.

(seit 1901)

SEINE KAISERLICHE UND KÖNIGLICHE HOHEIT,
WILHELM, KRONPRINZ DES DEUTSCHEN REICHES U. VON PREUSSEN.

(seit 1902)

SEINE KÖNIGLICHE HOHEIT
FRIEDRICH FRANZ IV., GROSSHERZOG V. MECKLENBURG-SCHWERIN.

(seit 1904)

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

(seit 1911)

2. Inhaber der Goldenen Medaille der Schiffbautechnischen Gesellschaft:

SEINE MAJESTÄT
WILHELM II., DEUTSCHER KAISER UND KÖNIG VON PREUSSEN.

(seit 1907)

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

(seit 1908)

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

(seit 1913)

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

(seit 1915)

3. Inhaber der Silbernen Medaille der Schiffbautechnischen Gesellschaft:

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

(seit 1906)

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

(seit 1914)

4. Fachmitglieder.

a) Lebenslängliche Fachmitglieder:

6 Berninghaus, C., Ingenieur und Werft-
besitzer, Duisburg.

Blohm, Herm., Dr.-Ing., i. Fa. Blohm & Voß,
Hamburg, Harvestehuder Weg 10.

Busley, C., Dr.-Ing., Geheimer Regierungsrat,
Professor, Berlin NW40, Kronprinzenufer 2.

de Champs, Ch., Kapitänleutnant der Königl.
Schwed. Marine, Schiffbau- und Elektro-
Ingenieur von der Königl. Techn. Hoch-
schule in Stockholm, Stockholm, Jo-
hannesgatan 20.

Claussen, Georg W., Dr.-Ing., Königl. Bau-
rat, Direktor der Schiffswerft von Joh.
C. Tecklenborg Akt.-Ges., Geestemünde
Dock-Str. 4.

Claussen jun., Georg, stellvertr. Schiffbau-
Direktor von Joh. C. Tecklenborg Akt.-Ges.,
Geestemünde, Dock-Str. 8.

Fasse, Adolf, Technischer Direktor der
Ottensener Eisenwerk A.-G., Altona-
Ottensen, Brunnenstr. 111.

- Flohr, Justus, Dr.-Ing., Geheimer Baurat, Vorsitzender des Direktoriums der Maschb.-Akt.-Ges. Vulcan, Hamburg 9, Vulcanwerft.
- Klose, A., Ober-Baurat a. D., Berlin-Wilmersdorf, Ludwigkirchstr. 10a.
- 15 Kraft de la Saulx, Ritter Friedrich, Ober-Ingenieur der Elsässischen Maschinenbau-Gesellschaft, Mülhausen, Elsaß.
- Lorenz-Meyer, Georg C. L., Ingenieur und Direktor, Hamburg, Kl. Fontenay 4.
- Rickmers, A., Vorsitzender des Aufsichtsrates der Rickmers-Schiffswerft, Bremen.
- Ruthof, Josef, Werftbesitzer, i. Fa. Christof Ruthof, Wiesbaden, Wilhelmstr. 17.
- Sachsenberg, Georg, Kommerzienrat, Mitglied des Vorstandes der Firma Gebr. Sachsenberg A.-G., Roßlau a. E. und Cöln-Deutz, Roßlau a. E.
- Spetzler, Carl, Ferd., Dipl.-Ing. bei Friedr. 20 Krupp, Essen-Ruhr-Bredene, Waldeck 3.
- Steinike, Karl, Königl. Preuß. Baurat Heppenheim a. d. Bergstraße, Haus Wie-neck, Schiffbaudirektor der Fried. Krupp Germania-Werft, Kiel-Gaarden.
- Topp, C., Königlicher Baurat, Stralsund Knieperdamm 4.
- Wilton, B., Werftbesitzer, Rotterdam.
- Wilton, J. Henry, Werftdirektor, Rotterdam.
- Ziese, Carl H., Dr.-Ing., Geheimer Kom- 25 merzienrat und Besitzer der Schichauschen Werke zu Elbing und Danzig, Elbing.
- Ziese, Rud. A., Ingenieur, Düsseldorf-Oberkassel, Kaiser-Wilhelm-Ring 12.
- Zoelly-Veillon, H., Ingenieur, Vorstandsmitglied und technischer Direktor bei Escher, Wyß & Cie., Zürich.

b) Ordnungsmäßige Fachmitglieder:

- Abel, Herm., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Lübeck, Israelsdorfer Allee 23a.
- Abel, P., Ingenieur, Besichtiger von Lloyds-Register, Düsseldorf, Herder-Str. 70.
- 30 Abel, Wilh., Schiffbau-Ingenieur, Professor am Technikum zu Hamburg, Hamburg-Ohlsdorf.
- Abrams, Hermann, Schiffbau-Ingenieur, Papenburg a. Ems, Hauptkanal rechts 57.
- Achenbach, Albert, Diplom-Ingenieur, Direktor und Vorstandsmitglied der Dresdener Maschinenfabrik und Schiffswerft Übigau, Dresden-Übigau.
- Achenbach, Friedrich W., Dipl.-Ing., Betriebsdirigent bei der Kaiserlichen Werft, Wilhelmshaven, Bülowstr. 1.
- Ackermann, Max, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Hamburg 29, Andreasstr. 20.
- 35 Ahlers, Louis, Ingenieur, Roßlau a. E., Pötschstr. 8.
- Ahlers, Otto, Ingenieur, Hamburg 4, Lange-straße 28.
- Ahlrot, Georg, Schiffbau-Ingenieur, Malmö, Kockums Mek. Verkstads A. B.
- de Ahna, Felix, Schiffbau-Ingenieur, Char-lottenburg, Stuttgarter Platz 15.
- Ahnhudt, Marinebaurat für Schiffbau, Char-lottenburg, Württemberger Allee 8.
- Albrecht, J., Dipl.-Ing., Schiffsvermessungs- 40 Inspektor, Hamburg 39, Gryphiusstr. 11.
- Alt, Otto, Dipl.-Ing., Bremen-Oslebshausen, Chaussee 15.
- Alverdes, Max, Zivilingenieur, Inhaber des Eilenburger Motoren-Werkes, Hamburg-Uhlenhorst, Bassinstr. 8.
- Ambrohn, Victor, Diplom-Ingenieur, Bremen, Lobbendorferstr. 9.
- Amnell, Bengt, Schiffbau-Ingenieur, Stock-holm, Volmar-Yxkullsgatan 15A, Schweden.
- Andersen, Paul, Schiffbau-Ingen., Aktien- 45 Gesellschaft „Weser“, Abt. S. B., Bremen.
- Arendt, Ch., Marine-Oberbaurat und Schiffbau-Betriebsdirektor, Kiel, Hospitalstr. 27.
- Arera, Hans, Ingenieur, Breslau VI, Lieg-nitzer Str. 1.
- Arnold, Alb., C., Schiffbau-Ingenieur Charlottenburg, Fritschestr. 30, IV 1.
- Arnold, Karl, Regierungsrat, Steglitz, Arndt-Str. 35.
- Arppe, Johs., Oberingenieur u. Prokurist d. Fa. 50 F. Schichau, Danzig, Linden-Str. 10.
- Artus, Marine-Baurat für Maschinenbau, Baubeaufsichtiger bei der Werft der Maschb. A.-G. Vulcan in Hamburg, Altona-Othmarschen, Beselerplatz 10.

- Baars, Georg, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg-Eppendorf, Eppendorfer Landstr. 9.
- Baath, Kurt, Oberingenieur d. A.-G. Weser, Dipl.-Ing., Bremen, Franziusstraße 6.
- Baisch, Ludwig, Ingenieur, i. Fa. Friedr. Krupp A.-G. Germaniawerft, Kiel, Hamburger Chaussee 126.
- ⁵⁵ Barg, G., Schiffbau-Direktor der Neptunwerft, Rostock i. M.
- Bartel, Wilhelm, Ingenieur, Bremen, Rückertstraße 3.
- Bartsch, Hermann, Ingenieur, Hamburg, Meißnerstraße 26.
- Bauer, V. J., Direktor der Flensburger Schiffsbau-Gesellschaft, Flensburg, Neustadt 49.
- Bauer, Dr. G., Maschinenbau-Direktor d. Stett. Maschinenb.-A.-G. Vulcan, Hamburg 9, Vulcanwerft, Innocentiastr. 26.
- ⁶⁰ Bauer, M. H., Zivil-Ingenieur, Berlin W 30, Barbarossastr. 31.
- Bauer, O., Betriebs-Ingenieur d. Flensburger Schiffsbau-Gesellschaft, Flensburg.
- Baumann, Karl, Schiffbau-Ing., Hamburg 9, Vulcanwerft.
- Baur, G., Geheimer Baurat, Direktor, Friedr. Krupp A.-G., Germaniawerft, Kiel-Gaarden.
- Becker, Richard, Ober-Ing., Leiter d. techn. Betriebes des Nordd. Lloyd, Bremerhaven.
- ⁶⁵ Becker, W., Dipl.-Ing., Bremen, Gr. Weidestr. 9.
- van Beek, J. F., Schiffbau-Direktor der Königl. Niederländischen Marine, s'Gravenhage, Theresiastraat 75.
- Beeck, Otto, Ing., Stettin, Mühlenstr. 12, III.
- Behn, Theodor, Diplom-Ingenieur und Abteilungs-Chef der Maschb. A. G. Vulcan, Hamburg, Isestr. 6.
- Behrmann, Georg, Ingenieur, Kiel, Winterbeker Weg 32.
- ⁷⁰ Benetsch, Armin, Dr., Privatdozent, Oberingenieur der Siemens-Schuckertwerke, Charlottenburg, Lützower Str. 6.
- Benjamin, Ludwig, Zivil-Ingenieur, Hamburg 30, Bismarckstr. 133.
- Berendt, M., Direktor d. Deutsch-Austral. D.-G., Hamburg, Lessingstr. 12.
- Berendt, Hermann, Diplom-Ingenieur bei Blohm & Voß, Hamburg 24, Lessingstraße 12.
- Berghoff, O., Marine-Baumeister a. D., Berlin C 54, Dragonerstr. 23, I.
- Berling, G., Marineoberbaurat u. Maschinenbau-Betriebsdirektor, Kiel, Feldstr. 148, III. ⁷⁵
- Berndt, Rechnungsrat, Groß-Lichterfelde, Augustastr. 39, II.
- Berndt, Bruno, Ingenieur, Hamburg, Schlüterstr. 75, II.
- Berndt, Fritz, Elektro-Ingenieur, Hamburg, Oderfelder Str. 15.
- Berner, Otto, Ingenieur, Hamburg, Stockelhörnshof.
- Betzhold, Marine-Schiffbaumeister, Wilhelmshaven, Kaiserstraße 77. ⁸⁰
- Bettac, Richard, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Isestr. 77.
- Beul, Th., Oberinspektor des Norddeutschen Lloyd, Hamburg 13, Magdalenenstr. 42.
- Beyer, Friedr., Dipl.-Ing., Oberingenieur, A.-G. „Weser“, Bremen.
- Biedermann, Schiffbau-Diplom-Ingenieur beim Norddeutschen Lloyd, Bremen.
- Bielenberg, Theodor, Schiffbau-Ingenieur ⁸⁵ bei Friedr. Krupp A.-G., Germaniawerft, Kiel-Gaarden.
- Biese, Max, Maschinenbau-Betriebs-Ingenieur, Hamburg-Hamm, Marienthaler Straße 57.
- Bignami, Leopoldo, Capitano del Genio Navale nella R. Marina Italiana, Venedig, Regio Arsenale.
- Birkner, Ernst, Diplom-Ingenieur i. Schiffsmaschinenbau, Kiel-Gaarden, Werftstr. 193.
- Blackstady, E., Direktor der Oderwerke, Stettin, Gießereistr. 17.
- Blaum, Rudolf, Reg.-Baumeister, Direktor ⁹⁰ der Atlas-Werke, A.-G., Bremen.
- Blechschildt, Marine-Schiffbaumeister, Kaiserl. Werft Kiel.
- Bleicken, B., Dipl.-Ing., Hamburg 20, Tarpenbeckstr. 128.
- Block, Hch., Ingenieur, Lokstedt b. Hamburg, Walderseeestr. 22.
- Blohm, Eduard, Ingenieur, Hamburg, Werderstr. 29.
- Blohm, M. C. H., Ingenieur, Hamburg, ⁹⁵ Hüsumerstr. 21.

- Blohm, Rud., Dipl.-Ing., Hamburg, Harvesterhuder Weg 10.
- Blümcke, Richard, Direktor der Schiffs- und Maschinenbau - Akt. - Ges. Mannheim in Mannheim.
- Blume, Herm., Maschinenbau-Ing., Bremen, Ritter Raschen-Platz 5, II.
- Blumenthal, G. E., Direktor der Hamburg-Amerika Linie, Hamburg 37, Isestr. 111.
- 100 Bocchi, Guido, Bureau-Chef der Werkstätten der Firma G. Ansaldo Armstrong & Co., Sestri Ponente, via Ugo Foscolo 5. int. n^o 6 Italien.
- Bock, F. C. A., Zivil-Ingenieur, Hamburg 23, Hasselbroockstr. 29.
- Bock, W., Marine-Oberbaurat und Schiffbau-Betriebsdirektor, Reichs - Marine - Amt, Berlin W 10, Königin-Augustastr. 38—42.
- Bockelmann, H., Schiffbau-Betriebsingenieur, Stettiner Oderwerke, Stettin.
- Bockhacker, Eug., Geheimer Oberbaurat und Sektions-Vorstand im Reichs-Marineamt, Berlin-Wilmersdorf, Nassauischestr. 1.
- 105 Boeck, Carl, Dipl.-Ing., Stettin, Giesebrechtstraße 12.
- Boekholt, H., Marine-Baurat a. D., Grabke b. Bremen, Grabker Chaussee 172.
- Bohnstedt, Max, Professor, Direktor der Königl. höheren Schiff- und Maschinenbauschule zu Kiel, Knooper Weg 56.
- Boie, Harry, Ingenieur, Hamburg 30, Wrangelstraße 10, I.
- v. Bohuszewicz, Oskar, Marine-Bau-
meister, Kiel, Lornsenstr. 26, II.
- 110 Bonhage, K., Marine-Baurat für Maschinenbau, Lehe, Hannastr. 9.
- Böning, O., stellvertr. Direktor, Kl. Flottbek bei Hamburg, Eichenallee 13.
- Borchers, Heinr., Oberingenieur, Elbing, Bismarckstr. 1.
- Bormann, Alfred, Kaiserl. Russ. Schiffbau-Ingenieur am Kaiserl. Russ. Ministerium des Wegebauwes, St. Petersburg, Kirotschnaia 36.
- v. Borries, Friedrich, Marine-Schiffbau-
meister, Danzig, Rennerstiftsgasse 4.
- 115 Böttcher, Max, Schiffbau-Ingenieur, Langfuhr b. Danzig, Robert-Reinick-Weg 8, I.
- Boyens, Friedrich, Ingenieur, Elbing, Bismarckstr. 6, III.
- Bramigk, Schiffbau-Ingenieur, Roßlau a. E., Dessauer Str. 90, I.
- Brauer, W., Diplom-Ingenieur, Düsseldorf-Obercassel, Düsseldorfer Platz 65.
- Breitländer, Wilh., Schiffsmaschinenbau-Oberingenieur u. Prokurist der Akt.-Ges. Neptun, Rostock, Schröderstr. 39.
- Brennhaus, Curt, Dipl.-Ing., Ingenieur 120 bei Blohm & Voß, Hamburg, Abendrothsweg 76.
- Brettschneider, P., Ingenieur, Bremen, Gröpelinger Chaussee 324.
- Breuer, C., Ingenieur, Hamburg-Kl. Flottbeck, Wilhelmstr. 8.
- Brinkmann, G., Geheimer Ober-Baurat und Vortragender Rat im Reichs-Marine-Amt, Berlin-Wilmersdorf, Kaiser-Allee 180.
- Bröcker, Th., Maschinen-Ingenieur, Bremerhaven, Schifferstr. 29, II.
- Bröckmann, Friedr., Ingenieur, Bremen, 125 Doventorsteinweg 62.
- Brodersen, Marine - Schiffbaumeister, Wilhelmshaven, Wallstr. 32.
- Brommundt, G., Geheimer Marine-Baurat und Maschinenbau-Direktor, Kiel, Kaiserl. Werft.
- Brose, Eduard, Ingenieur, Elbing, Äußerer Mühlendamm 76, III.
- Brotzki, Julius, Geheimer Regierungsrat, Neubabelsberg, Waldemarstr.
- Bruckhoff, Carl A. E., Leiter der Versuchs- 130 Station des Norddeutschen Lloyd, Lehe, Hafenstr. 159.
- Bruhn, Johannes, Direktor von det norske Veritas, Christiania.
- Brüll, Max R., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Hamburg 21, Eppendorferbaum 41.
- Brumm, Ernst, Diplom-Ingenieur, Wellingsdorf-Kiel, Gabelsbergerstr. 28.
- Bruns, Heinrich, Konsul, Zivilingenieur, Kiel, Strandweg 84.
- Bub, H., Schiffbau-Ingenieur, Bremer Vulcan, 135 Vegesack.
- Buchsbaum, Georg, Schiffbau - Ingenieur beim Germ. Lloyd, Berlin - Friedenau, Goflerstraße 13.
- Bufe, C., Ober-Ingenieur, Elbing, Holländertor.
- Bull, Harald, Ingenieur, Hamburg, Eimsbüttler Str. 48.

- v. Bülow, Schiffbau-Ingenieur, Prokurist des Germ. Lloyd, Gr.-Lichterfelde-O., Annastraße 2.
- ¹⁴⁰ Burkhardt, Marine-Schiffbaumeister, Berlin W 62, Lutherstr. 16, III.
- Bürkner, H., Geheimer Oberbaurat und Abteilungschef im Reichs-Marine-Amt, Gr.-Lichterfelde O., Mittelstr. 1.
- v. Burstin, Ingenieur, Danzig, Langer Markt 31.
- Busch, H. E., Ingenieur, Hamburg, Dammthorstr. 15/16.
- Buschberg, E., Marine-Baurat für Schiffbau, Berlin-Schöneberg, Martin-Lutherstr. 58, I.
- ¹⁴⁵ Büsing, R., Maschinenbau-Ingenieur, Bremerhaven, Kaiserstr. 2 b.
- Buttermann, Ingenieur, Berlin-Grünwald, Hohenzollerndamm 111.
- Büttgen, Schiffbau-Ingenieur, Friedrich Krupp A.-G., Germaniawerft, Kiel-Gaarden, Hohenzollernring 61.
- Buttmann, Marinebaurat für Schiffbau, Baubeaufschlagender bei der A.-G. „Weser“, Bremen, Holler-Allee 63.
- Butz, Walter, Schiffbau-Ingenieur, Neumühlen-Dietrichsdorf, Werftstr. 17 I.
- ¹⁵⁰ Carels, Charles, Ingénieur - Constructeur, Ateliers Carels frères, Dok, Gent (Belgien).
- Carlson, C. F., Werftbesitzer, Danzig, Werft von F. Schichau.
- Cerio, Schiffbau-Ingenieur, Rom, Via Boncompagni 19.
- Chace, Mason, S., Schiffbau-Ingenieur, Wales St., Dorchester, Boston, Mass. U.S.A.
- Claas, G., Schiffbau-Ingenieur, Kiel, Holtenauer Str. 137, II.
- ¹⁵⁵ Claussen, Carl, Ingenieur, Hamburg, Grindelallee 39.
- Cleppien, Max, Marinebaurat a. D., Hamburg 37, Isestr. 15, I.
- Collin, Max, Marine-Oberbaurat und Maschinenbau-Betriebsdirektor, Danzig.
- Commentz, Carl, Dr.-Ing., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Blücherstr. 9.
- Conradi, Carl, Marine-Ingenieur, Christiania, Prinsens Gade 2 b.
- ¹⁶⁰ Cordes, Gottfried, Ingenieur, Elbing, Wallstr. 1.
- Cordes, Tönjes, Oberingenieur, i. Fa. Stülcken & Sohn, Hamburg-Steinwärder.
- Cornehl, Otto, Direktor der Reiherstieg-Schiffswerfte und Maschinenfabrik, Hamburg, Kl. Grasbrook.
- Coulmann, Marine-Schiffbaumeister, Kiel, Kaiserliche Werft.
- Crets, M. C. Edmond, Direktor der Chantier naval Cockerill, Hoboken—Antwerpen, Antwerpen, Belgien.
- Creutz, Carl Alfr., Schiffbau-Oberingenieur ¹⁶⁵ der Kolomnawerke, Galutwin, Rußland.
- Dahlby, Gustav, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Bergsunds Verkstad, Stockholm.
- Dammann, Friedrich, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg - Langenhorn, Langenhorner Chaussee 197.
- Dammann, Kurt H., Dipl.-Ing., Hamburg 1, Ferdinandstr. 41.
- Dannenbaum, Adolf, Dipl.-Ing., Hamburg, Blohm & Voß.
- Degn, Paul Frederik, Diplom-Ingenieur, ¹⁷⁰ Ober-Ingenieur und Prokurist der Howaldtswerke, Neumühlen-Dietrichsdorf, Heikendorferweg 23.
- Deichmann, Karl, Ingenieur, Hamburg, Margarethenstr. 76.
- Demaj, Anton, Maschinenbau-Direktor, Triest, Lazzaretto vecchio 38.
- Demnitz, Gustav, Betriebsdirigent an der Kaiserl. Werft, Berlin-Friedrichsfelde, Prinz-Adalbert-Str. 36.
- Dentler, Heinr., Ober-Ingenieur und Bureauchef beim „Vulcan“, Hamburg 24, Graumannsweg 18.
- Deters, K., Obering. und Prokurist i. Fa. ¹⁷⁵ H. Stinnes, Hamburg, Uhlandstr. 44.
- Dieckhoff, Hans, Prof., Techn. Beirat der Woermann-Linie und der deutschen Ost-Afrika-Linie, Hamburg, Leinpfad 82.
- Dietrich, A., Marine-Baurat für Schiffbau, Baubeaufschlagender bei der Vulcan-Werft Stettin, Finkenwalde, Lindenstr. 5b.
- Dietze, E., Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Pölitzerstr. 33.
- Dietze, F. G., Oberinspektor f. Maschinen- u. Schiffbau, Ahrensburg b. Hamburg.
- Dix, Joh., Marine-Baurat für Schiffbau, ¹⁸⁰ Baubeaufschlagender bei der Germaniawerft, Kiel, Feldstr. 134.

- Donau, Schiffbau-Ing., Bremen, Gröpelinger
Chaussee 377.
- v. Dorsten, Wilhelm, Ingenieur der Rhein-
schiffahrt A.-G. vorm. Fendel, Mannheim.
- Drakenberg, Jean, Maschinen-Ingenieur,
Direktor der Bergungs-Gesellschaft „Nep-
tun“, Stockholm, Engelbrektskatan 10.
- Dressler, Lionel, Dipl.-Ing., Friedrichs-
hafen a. B., Geigerstr. 3. Heimadresse:
Frau Pfarrer Dressler, Dietz, Reg.-Bez.
Wiesbaden.
- ¹⁸⁵ Dreyer, E., Max, Zivilingenieur für Schiff-
und Maschinenbau, Hamburg, Steinhöft 3.
- Dreyer, Fr., Schiffbau-Oberingenieur, Ham-
burg, Schrötteringsweg 9.
- Dreyer, Karl, Elektroingenieur der Firma
F. Schichau, Elbing, Königsberger Str. 14a.
- Driessen, Paul, Chefingenieur im kaiserl.
osm. Marine-Ministerium, Constantinopel,
Deutsche Post.
- Drösel, Marineschiffbaumeister, Berlin,
Trepower Chaussee 4.
- ¹⁹⁰ Drossel, Aug., Schiffbaumeister, Stettin-
Grünhof, Mühlenstr. 11, III.
- Dyckhoff, Otto, Dipl.-Ing., Cuxhaven,
Poststr. 62, I.
- Dykes, Geo, Principal Surveyor to Lloyd's
Register, Hamburg, Steinhöft 3.
- Ebner, Karl, k. u. k. Binnenschiffahrts-
Inspektor, Regierungsrat, Wien, Handels-
ministerium.
- Eckolt, Wilh., Marine-Schiffbaumeister,
Wilhelmshaven, Roonstr. 83, I.
- ¹⁹⁵ Egan, Edward, Oberinspektor im k. ungar.
Handelsministerium, Budapest II.
- Eggers, Julius, Dr.-Ing. Direktor der
Schmidt'schen Heißdampf - G. m. b. H.,
Cassel-Wilhelmshöhe.
- Eggert, Wilhelm, Schiffbau-Oberingenieur,
Geestemünde, Spichernstr. 9, II.
- Ehrenberg, Marine-Schiffbaumeister, Berlin-
Schöneberg, Rubensstr. 21, III.
- Ehrlich, Alexander, Schiffbau-Ingenieur,
Stettin, Gustav-Adolf-Str. 11.
- ²⁰⁰ Eichhorn, Osc., Geh. Marinebaurat u. Schiff-
baudirektor, Danzig, Kaiserliche Werft.
- Eigendorff, G., Schiffbau-Ingenieur und
Besichtiger des Germanischen Lloyd,
Brake i. Oldenburg.
- Ekström, Gunnar, Extra-Marine-Ingenieur,
Flottansvarf, Karlskrona.
- Elers, Hermann, Schiffbau-Ingenieur, Ham-
burg 13, Dillstr. 4, I.
- Elste, R., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg-
Eimsbüttel, Bismarckstr. 4.
- Elze, Theodor, Schiffbau-Ingenieur, i. Fa. ²⁰⁵
Irmer & Elze, Bad Oynhausen.
- Engel, Otto, Marine-Baurat für Maschinen-
bau, Baubeaufichtigender bei der Ger-
maniawerft in Kiel.
- Engström, Wilh., Maschinenbau-Betriebs-
ingenieur der Göta-Werke, Gothenburg.
- Erbach, R., Dipl.-Ing., Obering. der Germani-
awerft, Kiel, Königsweg 4.
- Erdmann, Paul, Ing.-Maschinenbesichtiger d.
Germanischen Lloyd Rostock, Friedrich-
straße 7.
- Erler, Kurt, Marinebaumeister, Kiel, Holte- ²¹⁰
nauer Str. 194.
- von Essen, W. W., Ingenieur beim German.
Lloyd, Hamburg 9, Vorsetzen 35.
- Esser, Matthias, Oberingenieur, Vegesack b.
Bremen, Vulkanwerft.
- Euterneck, P., Geh. Oberbaurat und vor-
tragender Rat im Reichs-Marine-Amt,
Berlin-Wilmersdorf, Spessartstr. 13.
- Evers, F., Schiffbaudirektor bei Nüscke & Co.
Stettin, Königsplatz 14.
- Falbe, E., Diplom-Ingenieur, Direktor der ²¹⁵
Woermannlinie, Hamburg.
- Falk, W., Schiffbau-Ingenieur und Yacht-
Agentur, Schiffbaulehrer a. d. Navigations-
schule, Hamburg, Annen-Str. 30.
- Fechter, Georg, Oberingenieur, Lands-
berg a. W., Berg-Str. 41.
- Fechter, Gust. Schiffbaumeister, Königs-
berg i. Pr.
- Fesenfeld, Wilh., Oberlehrer und Diplom-
Ingenieur, Bremerhaven, Schleusenstr. 11,
z. Zt. b. Fesenfeld, Elsflöth.
- Festerling, S., Ingenieur, Hamburg: 25, ²²⁰
Borgfelder Str. 20.
- Fiala, Johann, k. u. k. Schiffbau-Oberingenieur
2. Kl., Triest, via Nowali 8.
- Fimmen, Hermann, Schiffbau-Ingenieur,
Stettin-Bredow, Vulcanwerft.
- Fischer, Carl, Diplom-Ingenieur, Stettin,
Derfflingerstr. 20.

- Fischer, Karl, Dipl.-Ing., Gebr. Sachsenberg A.-G., Roßlau a. E.
- ²²⁵ Fischer, Ernst, Schiffbau - Oberingenieur, Chef des Kriegsschiffbaubureaus der Friedr. Krupp A.-G. Germaniawerft, Kiel, Düppelstr. 54, I.
- Fischer, Willi, Ingenieur, Altona a. d. Elbe, Philosophenweg 25.
- Flamm, Osw., Geheimer Regierungsrat, Professor an der Königl. Techn. Hochschule, Nikolassee b. Berlin, Lückhoffstr. 30.
- Fliege, Gust., Direktor, Hamburg, Barkhof 2.
- Flood, H. C., Ingenieur und Direktor der Bergens Mechaniske Varksted, Bergen (Norwegen).
- ²³⁰ Flügel, Paul, Ingenieur und Maschineninspektor, Lübeck, Gartenstr. 3.
- Foerster, Dr.-Ing. Ernst, Chef d. Schiffswesens der Hamburg - Amerika Linie, Kiel, Moltkestr. 60.
- Folkerts, H., Ingenieur und Privatdozent, Aachen, Rütcherstr. 40.
- Föttinger, Hermann, Dr.-Ing., Professor, Danzig-Zoppot, Bädeckerweg 13.
- Frahm, Herm., Direktor der Werft Blohm & Voß, Hamburg, Klosterallee 18.
- ²³⁵ Frankenberg, Ad., Marine-Oberbaurat und Maschinenbau-Betriebsdirektor, Wilhelmshaven, Kaiserstr. 10.
- Frankenstein, Georg, Schiffbau-Ingenieur, Bremen, A.-G. „Weser“, Moorstr. 5.
- Franz, J., Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Langestraße 10.
- Fränzel, Curt, Direktor der Königl. Seemaschinistenschule in Stettin.
- Freese, Hermann, Schiffbau - Ingenieur, Lübeck, Carlstr. 58.
- ²⁴⁰ Fregin, Fritz, Dipl.-Ing., Schiffbau-Betriebsingenieur, Stettin, Deutschestr. 54.
- Friederichs, K., Geheimer Rechnungsrat im Reichs-Marine-Amt, Neu-Finkenkrug, Kaiser-Wilhelm-Str. 49.
- Fritz, Walter, Oberingenieur d. Bergmann-Elektrizitäts-Werke A.-G., Abteilung für Schiffsturbinen, Berlin N 4, Invalidenstraße 102.
- Fromm, Rudolf, Marine - Maschinenbaumeister, Kiel, Holtenauer Str. 194, II.
- Früchtenicht, O., Schiffbau-Ingenieur, Werft vorm. Janssen & Schmilinsky A.-G., Hamburg, Steinwärdler.
- Gamst, A., Fabrikbesitzer, Kiel, Metzestr. 12. ²⁴⁵
- Garvens, Walter, Dipl.-Ing., Luftschiffbau Schütte-Lanz, Mannheim-Rheinau.
- Garweg, Arthur, Diplom-Ingenieur, Hamburg 30, Wrangelstr. 26, pt.
- Gätjens, Heinr., Schiffbau-Ing. der Hamburg-Amerika Linie, Hamburg, Ferdinandstr.
- Gebauer, Alex, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Werft von F. Schichau, Elbing, Traubenstr. 11.
- Gebers, Fr., Dr.-Ing., Direktor der Schiffbautechnischen Versuchsanstalt, Wien, XX, Brigittenauerlande 256. ²⁵⁰
- Gehlhaar, Franz, Regierungsrat, Mitglied des Kaiserlichen Schiffs-Vermessungs-Amtes, Berlin-Lichterfelde, Steinackerstr. 10.
- Gerlach, Ferdinand, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 37, Klosterallee 63.
- Gerloff, Friedrich, Schiffbau-Oberingenieur und Prokurist der G. Seebeck A.-G., Geestemünde, Bülowstr. 1.
- Gerner, Fr., Betriebs-Ingenieur der Friedr. Krupp A.-G., Germaniawerft, Kiel, Hassee-Rendsburger Land-Str. 71.
- Giebeler, H., Schiffbau-Ingen., Hamburg 19, ²⁵⁵ Heukenweg 4, I.
- Gierth, R., Oberingenieur der Vereinigten Elbschiffahrts-Gesellschaften A.-G., Dresden-Plauen, Würzburger Str. 38.
- Giese, Alfred, Dipl.-Ing., Hamburg, Heinestr. 23.
- Giese, Ernst, Geheimer Regierungsrat, Lankwitz, Mozartstr. 26.
- Gnutzmann, J., Schiffbau - Oberingenieur, Langfuhr b. Danzig, Uphageweg 22.
- Göbel, Ludwig, Ingenieur, Groningen, ²⁶⁰ Holland, Schoolstraat 2, z. Zt. Wilhelmshaven, Neustr. 7, I.
- Goecke, Marine-Oberbaurat a. D., Düsseldorf, Geibelstr. 6.
- Göhring, Adolf, Kaiserl. Marinebaurat für Maschinenbau, Berlin-Steglitz, Lindenstraße 12, I, z. Zt. Wilhelmshaven, Bülowstraße 3, I.
- Goos, Emil, Obering. d. Hamburg-Amerika Linie, Hamburg 21, Hofweg 20, I.
- Gorgel, Diplom-Ingenieur, Berlin-Friedenau, Hauptstr. 73.

- ²⁶⁵ Gottschalk, A., Dipl.-Ing., Hamburg, Schlumpstr. 54.
- Grabow, C., Geheimer Marine-Baurat, Rittergut Orle, Kr. Berent, Westpr.
- Grabowski, E., Schiffbau-Ingenieur, Professor, Bremen, Friedrich-Wilhelm-Str. 35.
- Graemer, L., Schiffbauing. u. Prokurist der Schiffswerft Nüscke & Co., A.-G., Stettin, Friedrich-Carl-Str. 18.
- Gramberg, Otto, Marine-Schiffbaumeister, Kiel, Lornsenstr. 43.
- ²⁷⁰ Grauert, M., Marine-Oberbaurat u. Maschinenbau-Betriebs-Direktor, Berlin-Steglitz, Humboldtstr. 14.
- Green, Rudolf, Oberingenieur u. Prokurist, Dietrichsdorf bei Kiel, Höckendorfer Weg 31.
- Greiner, Léon, General-Direktor der Société John Cockerill, Seraing, Belgien.
- Grimm, Max, Diplom-Ingenieur, techn. Hilfsarbeiter im Reichs-Marine-Amt, Charlottenburg 9, Eichenallee 33.
- Grond, Josef, k. u. k. Oberster Schiffbau-Ingenieur d. R., Triest, Stabilimento Tecnico.
- ²⁷⁵ Gronwald, Otto, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg-Eimsbüttel, Henriettenstr. 9.
- Groth, W., Ingenieur der Siemens-Schuckertwerke, Hamburg, Semperhaus.
- Grottrian, H., Schiffbau-Ingenieur, Oberlehrer und Professor am Technikum zu Hamburg, Hamburg-Ohlsdorf, Fuhlsbütteler Str. 589.
- Gümbel, L., Professor Dr.-Ing., Charlottenburg, Schloß-Str. 66, III.
- Gummelt, Carl H., Schiffbau-Ingenieur, Geestemünde, Klopstockstr. 12, II.
- ²⁸⁰ Günther, Friedr., Ing., Bremen, Steffensweg 190.
- Haack, Otto, Schiffbau-Ingenieur, Inspektor des Germanischen Lloyd, Stettin, Frauenstr. 50.
- Habermann, Egon, Oberingenieur, Altona-Ottensen, Ottenser Eisenwerk A.-G.
- Haensgen, Osc., Maschinenbau-Ingenieur, Flensburger Schiffsbau-Ges., Flensburg.
- Haertel, Siegfried, Schiffbau-Diplom-Ingenieur, Nordenham a. Weser.
- ²⁸⁵ Hagemann, H. Paul, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Mittelstr. 61.
- Hahn, Carl, Ingenieur der Bremer Assekuradeure, Bremen, Börsennebengebäude 33.
- Hahn, Paul L., Schiffsmaschinen-Ingenieur bei der Schmidtschen Heißdampf-Ges., Cassel-Wilhelmshöhe, Wilhelmshöher Allee 271, z. Zt. Berlin, Westendhotel, Königgrätzer Str.
- Halldin, Gustaf, Marineingenieur, Kungl. Flottans Varv., Karlskrona, Schweden.
- Hammar, Hugo G., Schiffbau-Oberingenieur, Göteborgs Nya Verkstad A. B., Göteborg.
- Hammer, Erwin, Ing. b. d. Reiherstieg-Schiffswerft, Hamburg 26, Hirtenstr. 37, III.
- Hammer, Felix, Dipl.-Ing., Kiel, Yorckstr. 4.
- Hanke, Friedrich, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Hamburg 31, Lappenbergsallee 6, hpt.
- Hantelmann, Kurt, Diplom-Ingenieur, Oberlehrer an der Seemaschinen- u. Schiffingenieurschule, Rostock, Schillerstr. 5.
- Häpke, Gustav, Diplom-Ingenieur, techn. Hilfsarbeiter am Reichs-Marine-Amt, Charlottenburg, Dahlmannstr. 4.
- Harmes, Fritz, Schiffbau-Ingenieur, Stettin, ²⁹⁵ Kronenhofstr. 7.
- Harms, Otto, Betriebsass. d. Flensbg. Schiffb.-Ges., Flensburg, Bauerlandstr. 11.
- Hartmann, C., Baurat, Vorstand der Dampfkessel- und Maschinenrevision der Baupolizeibehörde, Hamburg 8, Hohebrücke 1, III, Hafnhaus.
- Hartmann, Hans, Marine-Baurat für Schiffbau, Direktor der Tsingtauer Werft Tsingtau, Ostasien.
- Hass, Hans, Diplom-Ingenieur, Dozent und Professor, Hamburg, Isestraße 29.
- Heberrer, F., Ing., Stettin, Birkenallee 30, III. ³⁰⁰
- Hechtel, H., Oberingenieur der Norderwerft, Hamburg-Steinwärder, Ellerholzdamm.
- Hedemann, Wilh., Diplom-Ingenieur, Schiffsmaschinenbau-Ing., Bremen, Wiesbadener Straße 7, I.
- Hedén, A., Ernst, Schiffbau-Ingenieur, Göteborg, Mek. Werkstad.
- Heidtmann, H., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 21, Hofweg 64.
- Hein, Hermann, Dipl.-Ing., Bremen-Oslebs- ³⁰⁵ hausen, Chaussee 16.

- Hein, Paul, Ingenieur, Hamburg, Eppendorfer Weg 178, I.
- Hein, Th., Geh. Rechnungsrat im Reichs-Marine-Amt, Charlottenburg, Kantstr. 68, I.
- Heinemann, Rudolf, Dipl.-Ing., St. Petersburg, Katerinenkanal 85 Qu. 11.
- Heinen, staatl. gepr. Bauführer, Fabrikbesitzer, Lichtenberg b. Berlin, Herzbergstr. 24/25.
- ³¹⁰ Heise, Wilh., Ingenieur, Bremen, Rheinstr. 57.
- Heitmann, Johs., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, St. G., Langereihe 112, pt.
- Heitmann, Ludwig, Betriebsingenieur, Hamburg 19, Eichenstr. 92, hochpart.
- van Helden, H., Oberinspektor der Holland-Amerika-Linie, Rotterdam 78 West Zeedyk.
- Heldt, Adolf, Marinemaschinen-Baumeister, Kiel, Esmarchstr. 53, I.
- ³¹⁵ Heldt, Karl, Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Logengarten 3.
- Hellemans, Thomas Nikolaus, Schiffsbau-Ingenieur, Direktor der Schiffswerft „Fortuna“, Gorinchen, Holland.
- Helling, Wilhelm, Oberingenieur, Gr.-Flottbek b. Altona, Grottenstr. 9.
- Helmig, G., Schiffbau-Ingenieur, Elbing, Wilhelmstr. 24.
- Hemann, Marine-Baurat für Schiffbau, Danzig, Kaiserliche Werft.
- ³²⁰ Hempe, Gust., Oberingenieur, Berlin-Steglitz, Grunewaldstr. 5.
- Hering, Geh. Konstr.-Sekretär im Reichs-Marine-Amt, Zehlendorf, Hauptstr. 60/62.
- Herrmann, Hugo, k. u. k. Maschinenbau-Oberingenieur I. Kl., Maschinenbaudirektor, Pola, Seearsenal.
- Herrmann, Walter, Dipl.-Ing., Betriebsdirigent der Kaiserl. Werft, Kiel, Düsternbrookerweg 108.
- Herner, H., Dr. phil., Dipl.-Ing., Oberlehrer an der Königl. höheren Schiff- und Maschinenbauschule, Elmschenshagen bei Kiel, Krupp-Allee 18.
- ³²⁵ Herzberg, Emil, Maschinen-Inspektor, Stettin, Bollwerk 12—14.
- Herzog, Eugen, Ingenieur, Bremerhaven, Langestr. 127a.
- Hildenbrand, Carl, Oberingenieur, Bremen, Werftstr. 24.
- Hildebrandt, Hermann, Schiffbau-Direktor der G. Seebeck A.-G., Geestemünde.
- Hildebrandt, Max, Schiffsmaschinenbau-Oberingenieur, Stettin, Stettiner Maschinenbau A.-G. „Vulcan“.
- Hillmann, Bernhard, Schiffbaubetriebs-Oberingenieur, Geestemünde, Schulzstr. 34, II. ³³⁰
- Hinrichsen, Henning, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Werft von F. Schichau, Elbing.
- Hitzler, Th. Schiffbau-Ingenieur, Schiffswerft Hamburg-Veddel.
- Hoch, Johannes, Ingenieur, Breslau, Frankfurter Str. 75.
- Hochstein, Ludwig, Oberingenieur, Wandsbeck b. Hamburg, Waldstr. 7.
- Hoefs, Fritz, Oberingenieur, Bremerhaven, ³³⁵ Bürgermeister-Smidt-Str. 71.
- Hoffmann, C., Direktor der Lübecker Maschinenbau-A.-G., Lübeck, Kaiser-Wilhelm-Straße 24.
- Hoffmann, W., Betriebsingenieur der Werft von Blohm & Voß, Hamburg, Eimsbüttel, Marktplatz 8.
- Hohn, Theodor, Bürochef für Schiffsmaschinen- und Kesselbau, Kiautschou-China, Tsingtauer Werft.
- Holle, Rud., Schiffbau-Ingenieur, Mannheim, Max-Joseph-Str. 10.
- Holthusen, Wilh., Oberingenieur, Werft von ³⁴⁰ Blohm & Voß, Hamburg-Steinwärder, Hamburg 26, 2. Sievekings-Allee 58.
- t' Hooft, J., Oberingenieur der Königl. Niederländischen Marine, s'Gravenhage, Rivuwstraat 185.
- Hölzermann, Fr., Marine-Oberbaurat und Schiffbau-Betriebsdirektor, Wilhelmshaven, Kaiserliche Werft.
- Horn, Fritz, Dr.-Ing., Privatdozent a. d. Kgl. Technischen Hochschule, Danzig-Langfuhr, Hauptstr. 40a.
- Hosemann, Paul, Dipl.-Ing., Elbing, Westpr., Traubenstr. 3.
- Hossfeld, P., Wirkl. Geheimer Oberbaurat ³⁴⁵ a. D., Berlin W 15, Pariser Str. 38, II.
- Howaldt, Georg, Ingenieur, Hamburg 24, Uhlandstr. 68, I.
- Hüllmann, H., Dr.-Ing., Professor, Geh. Oberbaurat, Berlin W 15, Württembergische Str. 31/32, II.
- Hundt, Paul, Maschinenbau-Ingenieur b. Joh. C. Tecklenborg A.-G., Bremerhaven.

- Hupe, Heinrich, Schiffsmaschinen-Ingenieur, Papenburg a. Ems, Hauptkanal, links 28.
- ³⁵⁰ Hutzfeldt, M., Prokurist, Kiel-Wellingsdorf, Wehdenweg 26.
- Ibsen, Julius, Dipl.-Ing., Neumühlen-Dietrichsdorf (Holstein), Tiefe Allee 37.
- Icheln, Carl, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 19, Oevelgönnnerstr. 32, II
- Ilgenstein, Ernst, Schiffbau-Ingenieur, Charlottenburg, Knesebeckstr. 2.
- Isakson, Albert, Schiffbau-Ingenieur, Inspektor des Brit. Lloyd, Bredgränd 2, Stockholm.
- ³⁵⁵ Jaborg, Georg, Marine-Baurat für Maschinenbau, Wilhelmshaven, Kaiserl. Werft.
- Jacob, Oskar, Betriebs-Ingenieur, Stettin, Karkutsch-Str. 15.
- Jaeger, Johs., Geheimer Ober-Baurat a. D., Halle a. S., Richard-Wagner-Str. 40.
- Jahn, Gottlieb, Dipl.-Ing., Kiel, Knooperweg 111, III.
- Jahn, Joh., Dr., Reg.-Rat im Reichsamt des Innern, Berlin NW 6, Luisenstr. 33.
- ³⁶⁰ Janke, Paul, Marine-Baurat und Schiffbau-Betriebsdirektor a. D., Danzig.
- Janssen, D., Betriebsingenieur, Geestemünde, Borriesstr. 16.
- Jansson, H., Ingenieur, Kiel, Mönkeberg 86.
- Jappe, Fr., Betriebs-Ingenieur, Hamburg 30, Hoheluftchaussee 31, hpt.
- Jespersen, Theodor, Oberingenieur, Christiania, Drammensvei 4.
- ³⁶⁵ Johannsen, F., Schiffbau-Ingenieur, Kiel-Wellingsdorf, Wehdenweg 20.
- Johannsen, Max, Friedr., Oberingenieur, Kiel, Eisenbahndamm 12.
- Johansen, P. C. W., Schiffbau-Ingenieur, Flensburg, Bauer Land-Str. 11, I.
- Johns, H. E., Ingenieur, Hamburg, Baumwall 3.
- de Jong, Jan, Schiffbau-Ing., A.-G. „Weser“, Bremen.
- ³⁷⁰ Jourdan, Johannes, Ingenieur der Hamburg-Amerika Linie, Hamburg 19, Im Gehölz 7.
- Judaschke, Franz, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg-Eppendorf, Lockstedter Weg 29.
- Jülicher, Ad., Schiffbau-Ingenieur und Inspektor des Germ. Lloyd, Bremen, Hartwigstraße 26.
- Jürries, Wilh., Schiffbau-Ingenieur, Bremen, Bingerstr. 13.
- Just, Curt, Marine-Schiffbaumeister, Kiel, Esmarchstr. 66, I 1.
- Justus, Ph. Thr., Ingenieur und Direktor ³⁷⁵ der Atlas-Werke A.-G., Bremen.
- Kaerger, Alfred, Ingenieur, Hamburg, Groß-Flottbeck b. Hamburg, Weidenstr. 91.
- Kagerbauer, Ernst, k. und k. Schiffbau-Oberingenieur II. Kl. a. D., schiffbau-technischer Konsulent d. k. k. Seebehörde in Triest, Via Dei Giustinelli Nr. 1a.
- Kahrs, Otto, Dipl.-Ing., Kristiania, Raadhustgatan 1—3.
- Kalderach, J. F. A., Ingenieur, Hamburg 19, Tornquiststr. 58, II.
- Kappel, Henry, Ingenieur, Cassel-Wilhelms- ³⁸⁰höhe, Landgraf-Carl-Str. 27.
- Karstens, Paul, Ingenieur, Altona, Friedhofstraße 15.
- Kasten, Max, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg-Harvestehude, Brahms-Allee 123.
- Kästner, Arth., Ingenieur, Roßlau a. E., Gebr. Sachsenberg, A.-G.
- Kaye, Georg, Marineschiffbaumeister, Wilhelmshaven, Kaiserliche Werft.
- Keil, Hans, Marinebauführer, Kiel, Knooper- ³⁸⁵weg 161, II.
- Keiller, James, Oberingenieur, Göteborg.
- Kell, W., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Stettin, Birkenallee 3.
- Kemenater, Heinz, Dipl.-Ing., Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Vulcan-Werft.
- Kenter, Max, Marine-Baurat für Maschinenbau, Kiel, Düppelstr. 77.
- Kern, Wilhelm, Ingenieur, Dietrichsdorf ³⁹⁰b. Kiel, Heikendorferweg 35.
- Kernke, Fritz, Marinebaurat für Schiffbau, Wilhelmshaven, Margaretenstr. 12.
- Kertscher, Rud., Marinebaumeister, Kiel, Lornsenstr. 26.
- Keuffel, Aug., Direktor der Act.-Ges. „Weser“, Bremen, Lützwor Str. 10.
- Kiel, Karl, Ingenieur, Hamburg, Rutschbahn 36.
- Kienappel, Karl, Betriebs-Ingenieur, Elbing, ³⁹⁵Brandenburger Str. 10, I.
- Kiep, Nicolaus, Dipl.-Ing., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Kiel, Germaniawerft.

- Kiepke, Ernst, Maschinen-Ingenieur, Stettin Bredow, „Vulcan“.
- Killat, Konstruktions-Sekretär im Reichs-Marine-Amt, Berlin-Wilmersdorf, Laubacher Str. 32.
- Kindermann, B., Geheimer Regierungsrat, Mitglied des Kaiserl. Schiffsvermessungsamtes, Berlin-Friedenau, Südwest-Korso 76.
- ⁴⁰⁰ Kirberg, Friedrich, Geh. Konstr.-Sekretär im Reichs-Marine-Amt, Berlin-Steglitz, Ringstraße 57, I.
- Klagemann, Johannes, Marine-Baurat, für Maschinenbau, Berlin-Wilmersdorf, Hohenzollerndamm 197, III.
- Klamroth, Gerhard, Professor, Geh. Marine-Baurat und Maschinenbau-Betriebsdirektor, Flensburg, Clädenstr. 7.
- Klatte, Heinrich, Dipl.-Ing., Hamburg, Dorotheenstr. 61.
- Klatte, Johs., Schiffbau-Ingenieur, i. Fa. J. H. N. Wichhorst, Hamburg, Mundsburgerdamm 18.
- ⁴⁰⁵ Klawitter, Fritz, Ingenieur u. Werftbesitzer, Danzig, i. F. J. W. Klawitter, Danzig.
- Kleen, J., Oberingenieur, Hamburg, Pappelallee 46, I.
- Klein, Marcel, Dr.-Ing., Wien VI, Hugo-Wolf-Gasse 1.
- von Klitzing, Philipp, Zivilingenieur, Hamburg, Alsterdamm 17.
- Klockow, Fritz, Dipl.-Ing., Wilhelmshaven, Friederikenstr. 1.
- ⁴¹⁰ Kluge, Otto, Marine-Baurat für Schiffbau Wilhelmshaven, Kaiserliche Werft.
- Knauer, W., Direktor des Bremer Vulcan Vegesack, Gerh.-Rohlf-Str. 17.
- Knipping, Dipl.-Ing., Betriebsdirigent im Torpedoressort d. Kaiserl. Werft, Kiel, Schillerstr. 15, ptr.
- Knorr, Paul, Ingenieur u. Oberlehrer an der Königl. höheren Schiff- u. Maschinenbau-Schule, Kiel, Königsweg 14.
- Koch, Ernst, Schiffbau-Ingenieur, Altona-Othmarschen, Gottorpstr. 75.
- ⁴¹⁵ Koch, Hans, Mar.-Schiffbaumeister, Kiel, Kaiserliche Werft, Torpedoressort.
- Koch, Karly, Direktor der Ottensener Maschinenfabrik, Altona-Ottensen.
- Koch, Joh., Direktor, Dietrichsdorf b. Kiel.
- Koch, W., Dipl.-Ing., Inspektor der Roland-Linie, A.-G., Bremen.
- Koch, W., Ing., Lübeck, Kaiser-Friedrich-Platz 25.
- Koehnhorn, Marinemaschinen-Baumeister, ⁴²⁰ Kiel, Lornsenstr. 26, II.
- Köhler, Albert, Marinemaschinen-Baumeister, Charlottenburg, Kantstr. 148.
- Köhler, Alfred, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Claudiusstr. 29.
- Köhn von Jaski, Th., Geheimer Marine-Baurat und Maschinenbau-Direktor a. D., Freiburg i. B., Reichsgrafenstr. 6.
- Kolbe, Chr., Werftbesitzer, Wellingdorf bei Kiel.
- Kolkman, J., Schiffsmaschinenbau-Ober- ⁴²⁵ingenieur, Elbing, Hohezinnstr. 12.
- Kölln, Friedrich, Dipl.-Ing., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 23, Eilenau 84.
- König, Rob., Schiffbau-Ingenieur, Bremen, Utbremer Str. 46, II.
- Konow, K., Geheimer Oberbaurat und Vortragender Rat im R.-M.-A., Charlottenburg, Fasanenstr. 11.
- Koob, August, Dr.-Ing., Direktor der Schmidtschen Heißdampf-G. m. b. H., Cassel-Wilhelmshöhe, Siebertweg 6.
- Kopp, Herm., Schiffbau-Betriebsdirektor, ⁴³⁰ Kiel, Jägersberg 15.
- Körner, Paul, Ingenieur, Langfuhr, Marienstraße 9.
- Koschmider, Dipl.-Ing., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg V, Holzdamm 39.
- Köser, I., Ingenieur, i. Fa. I. H. N. Wichhorst, Hamburg, Kl. Grasbrook.
- Kraft de la Saulx, Ritter Johann, Dr.-Ing., Jemeppe bei Lüttich, Quai des Cannes 48.
- Kraft, Ernest A., Diplom-Ingenieur, Ober- ⁴³⁵ingenieur, Budapest, Köbanyaiut 31.
- Krainer, Paul, Ordentl. Professor a. d. Königl. Techn. Hochschule Berlin, Charlottenburg, Leibnizstr. 55.
- Kramer, Fritz, Direktor, Ing., Hamburg, Parkallee 18.
- Kramer, Oberingenieur, Kiel, Forstweg 39.
- Krause, Hans, Mar.-Schiffbaumeister, Danzig-Langfuhr, Hauptstr. 139, I.

- ⁴⁴⁰ Krell, H., Marine-Oberbaurat u. Maschinenbau-Betriebsdirektor, Grunewald, Caspar, Theyss-Str. 32.
- Kretschmer, Otto, Professor, Geheimer Marine - Baurat a. D., Charlottenburg, Stuttgarter Platz 21.
- Kretschmar, F., Schiffbau - Ingenieur bei Escher, Wyss & Cie., Zürich, Rotbuchstr. 36.
- Krey, Hans, D., Regierungs- und Baurat, Berlin W23, Schleuseninsel im Tiergarten.
- Krieger, Ed., Geheimer Marinebaurat a. D., Berlin-Friedenau, Stubenrauchstr. 4.
- ⁴⁴⁵ Kristanz, Hermann, Ingenieur, Hamburg 30, Abendrothsweg 64.
- Krohn, Heinrich, Zivilingenieur, Neu-Rahlstedt b. Hamburg, Am Gehölz 17.
- Krüger, C., Direktor, Reiherstieg-Schiffswerfte und Maschinenfabrik, Hamburg 24.
- Krüger, Hans, Marine-Maschinenbaumeister a. D. Hamburg, Eppendorfer Stieg 8.
- Krüger, Hans, Dipl.-Ing., Hamburg, Grindelhofstr. 52, part.
- ⁴⁵⁰ Krüger, Gustav, Ingenieur bei Blohm & Voß, Hamburg 19, Eppendorfer Weg 136.
- Kruth, Paul, Masch.-Ingenieur, Hamburg 30, Eppendorfer Weg 265, III.
- Kuck, Franz, Marine-Oberbaurat u. Schiffbau-Betriebsdirektor, Kiel, Feldstr. 116.
- Kühn, Richard, Oberingenieur u. Prokurist der Vulcanwerke, A.-G., Stettin, Am Logengarten 3.
- Kühne, Ernst, Ing., Bremen, Kl. Allee 51, II.
- ⁴⁵⁵ Kühnke, Marine - Schiffbaumeister, Berlin W 15, Württembergische Str. 25.
- Kunert, Leo, Oberingenieur, Triest, Stabilimento Tecnico Triestino.
- Kurgas, Erich, Dipl.-Ing., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Bremen, Holler Allee 53.
- Kuschel, W., Schiffbau-Oberingenieur, Hamburg, Moltkestr. 47.
- Laas, Walter, Professor für Schiffbau an der Königl. Techn. Hochschule, Berlin-Halensee, Halberstädter Str. 2.
- ⁴⁶⁰ Lafrenz, Carl, Maschinenbau-Ingenieur, Neumühlen-Dietrichsdorf, Tiefe Allee 22, II.
- Laible, Friedrich, Ingenieur, Elbing, Westpr., Wilhelmstr. 52.
- Lampe, Marine-Baurat für Schiffbau, Kiel, Adolfspl. 5.
- Lange, Alfred, Dipl.-Ing., Schiffbau-Betriebs-Ingenieur, Hamburg 30, Moltkestr. 47, part.
- Lange, Claus, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Neumühlen-Dietrichsdorf (Holstein), Tiefe Allee 22, I.
- Lange, Heinrich, Schiffbau-Ingenieur, Blanke-⁴⁶⁵nese b. Altona, Friedrichstr. 10.
- Lange, Johs., Diplom-Ingenieur, techn. Hilfsarbeiter im Reichs-Marine-Amt, Berlin W10, Königin-Augusta-Str. 38-42.
- Langen, O. H., Dipl.-Ing., Bremen, Am Wall 89/90.
- Lankow, E., Ingenieur, Elbing, Auß. Mühlen-⁴⁷⁰damm 20, II r.
- Laudahn, Wilhelm, Marine-Baurat für Maschinenbau, Berlin-Grunewald, Gillstraße 2a.
- Laurin, L., Werftdirektor, Lysekil, Schweden. ⁴⁷⁵
- Lauster, Jmanuel, Direktor der M. A. N., Augsburg, Frölichstr. 16, II.
- Läzer, Max, Schiffbau-Ingenieur, Kiel-Gaarden, Germaniawerft.
- Lechner, E., Marine-Baumeister a. D., Generaldirektor, Köln - Bayenthal, Alteburger Straße 357.
- Lehmann, Martin, Geheimer Marine-Baurat a. D., Düsseldorf, Herderstr. 5.
- Lehr, Julius, Regierungs-Baumeister a. D., ⁴⁸⁰Berlin W, Tauentzienstr. 11.
- Leisner, Ad., Schiffbau-Ingenieur, Bremen, Bergstr. 22.
- Leist, Carl, Professor a. d. Technischen Hochschule, Berlin W 15, Fasanenstr. 37.
- Lempelius, Ove, Dipl.-Ingenieur, Oberingenieur der Flensburger Schiffb.-Ges., Flensburg, Werftstr. 1.
- von Lendecke, Gustav, Generaldirektor Triest, Lazzaretto vecchio 34.
- Leucke, Otto, Dr. phil., Dipl.-Ingenieur, ⁴⁸⁵Direktor der Sylter Dampfschiffahrts-Gesellschaft A.-G. Westerland.
- Leux, Carl, Schiffbau-Direktor, Prokurist bei F. Schichau, Elbing.
- Leux, Ferdinand, Boots- und Yachtwerft, Frankfurt a. M.-Niederrad.
- Libbertz, Otto, Generaldirektor, Hamburg 19, Eichenstr. 58, I.
- Liddell, Arthur R., Schiffbau - Ingenieur, Charlottenburg, Herderstr. 14.

- 485 Lienau, Otto, Professor, Diplom-Ingenieur, Danzig, Technische Hochschule.
- Lincke, Barnim, -Dipl.-Ing., Stettin, Vulcanwerft K. S. B.
- Lindbeck, J., Mariningenjör, Stockholm, Schweden, Marinförvaltningen.
- Lindenau, Paul, Schiffbau-Ingenieur, Elbing, Königsberger Str. 16.
- Linder, Ernst, Direktor, Stettin, Kaiser-Wilhelm-Str. 12.
- 490 Lindfors, A. H., Ingenieur, Göteborg, Skeppsbron 4.
- Linker, B. G., Zivilingenieur, Vertreter von Krupp, Hamburg 8, Mattentwiete 1.
- Lippold, Fr., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Osterstr. 20, III.
- Loeffler, Hans, Dipl.-Ing., Hamburg 30, Heidestraße 25.
- Loesdau, Kurt, Marine-Maschinenbaumeister, Berlin-Friedenau, Evastr. 6, III.
- 495 Löflund, Walter, Marinebaurat für Schiffbau, Baubeaufichtigender bei den Howaldtswerken in Kiel.
- Löfvén, Erik Elias, Marinebaumeister, Stockholm 8 II, Katarine V, Kyrksgata.
- Lorentzen, Owind, Dipl.-Ing., Christiania, Börsen, Toldbodgt 2.
- Lorenz, Karl, Rechnungsrat im R.-M.-A., Berlin-Friedenau, Eschenstr. 3, II.
- Lorenzen, L., Ingenieur bei Blohm & Voß, Altona, Cirkusstr. 7.
- 500 Lösche, Joh., Marine-Baurat für Schiffbau, Kiel, Kaiserl. Werft.
- Losehand, Fritz, Maschinen-Ingenieur, Kiel, Germania-Werft.
- Lottmann, Marine-Schiffbaumeister, Charlottenburg, Roscherstr. 9, III.
- Ludwig, Emil, Ingenieur, Hamburg 13, Grindelhof 56.
- Lüngen, Erich, Dipl.-Ing., Kiel-Friedrichsort, Vizefeuerwerker d. R.
- 505 Lühring, F. W., Mitinhaber d. Fa. C. Lühring, Schiffswerft, Kirchhammelwarden a. d. Weser.
- Lürssen, Otto, Ingenieur, Aumund-Vegesack, Bootswerft.
- Machule, Joh., Ingenieur, Elbing, Hospitalstraße 3.
- Mainzer, Bruno, Inspektor b. d. Firma Paulsen u. Ivers, Kiel, Fährstr. 28.
- Malisius, Paul, Marine-Baurat für Schiffbau, Wilhelmshaven, Kaiserstr. 38, II.
- Marnitz, Rudolf, Dipl.-Ing., Hamburg 6, Marktstr. 142, z. Zt. Adresse: Gelsenkirchen, 510 Essener Str. 73.
- Martins, Ludwig, Schiffbau-Ingenieur und Schiffsbesichtiger des Germ. Lloyds, Kiel, Wilhelminenstr. 14 b.
- Matthaei, Wilhelm, O., Dr.-Ing., Charlottenburg, Galvani-Str. 7.
- Matthias, Franz, Dr.-Ing., Leiter der schiffbautechn. Versuchsanstalt zu Dresden-Übigau, Oberlöbnitz b. Dresden, Augustusweg 30.
- Matthiessen, Paul, Oberingenieur und Generalvertreter, Hamburg 11, Globushof, Trostbrücke 2.
- Mechlenburg, K., Marine-Oberbaurat a. D., 515 Elbing.
- Medelius, Oskar Th., Betriebs-Ingenieur, Göteborg, Mek. Werkstad.
- Mehlhorn, Alfred, Zivilingenieur, i. F. Bruno G. Linker, Hamburg, Trostbrücke 2.
- Meier, B., Schiffbau-Ingenieur, Friedr. Krupp A.-G. Germaniawerft, Kiel-Gaarden.
- Meier, Bruno, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Isestr. 13.
- Meifort, Joh., Direktor der Actien-Gesellsch. 520 Gebr. Sachsenberg, Schiffswerft und Maschinenfabrik, Roßlau a. E.
- Meinke, Aug., Ingenieur, Kiel, Marktstr. 7 II.
- Meinke, Hugo, Schiffsmaschinenbau-Ing., Mühlheim-Ruhr, Oststr. 7.
- Meisemann, Hans, Dipl.-Ing., Bremen, Akt.-Ges. „Weser“.
- Meissner, Carl, Fabrikbesitzer, Hamburg 39, Billwärder, Neuedeich 192.
- Menadier, Marine-Schiffbaumeister, Wil- 525 helmshaven, Kaiserliche Werft.
- Menke, Hermann, Ingenieur, Hamburg 23, Vulcan-Werft, Isestr. 29.
- Mennicken, E., Rechnungsrat im Reichs-Marine-Amt, Berlin-Steglitz, Stubenrauchplatz, 3 I.
- Mentz, Walter, Professor an der Königl. Techn. Hochschule Danzig-Langfuhr, Friedenssteg 5.

- Merten, Paul, Ing., Hamburg, Klostertor 3.
- 530 Methling, Kaiserlicher Marine-Oberbaurat und Maschinenbau-Betriebsdirektor, Berlin W 30, Heilbronner Str. 2, I.
- Meyer, Alfred, Maschinen-Ing., Stettin-Ackermannshöhe, Lorenzweg 3.
- Meyer, Bernhard, Diplom-Ingenieur, Papenburg a. d. Ems.
- Meyer, C., Dipl.-Ing., Hamburg 23, Landwehr 75.
- Meyer, Erich, Dipl.-Ing., Elbing, Bismarckstraße 15.
- 535 Meyer, F., Schiffbau - Ingenieur, Danzig, Schichau-Werft.
- Meyer, Franz, Jos., Schiffbau - Ingenieur, i. Fa. Jos. L. Meyer, Papenburg.
- Meyer, H., Dipl.-Ing., Groß-Flottbeck, Bahnhofstr. 57.
- Meyer, Jos. L., Dr.-Ing., Schiffbaumeister, Papenburg.
- Michael, Alfred, Oberingenieur der Atlaswerke, Bremen, Mathildenstr.
- 540 Michaeli, Marine-Schiffbaumstr., Rüstringen (Oldenburg), Goeckerstr. 46.
- Michaelbach, Jos., Schiffsmaschinenbau - Ingenieur, Hamburg, Mönckebergstr. 17.
- Mierzinsky, Hermann, Dipl.-Ing., Aachen, Theresienstr. 21.
- Milde, Fritz, Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Deutsche Str. 23.
- Minnich, Fritz, Schiffbau-Ingenieur, Danzig, Schnittensteg 5.
- 545 Misch, Ernst, Zivilingenieur, Gr.-Lichterfelde West, Karlstr. 32.
- Mladiáta, A. Johannes, k. u. k. Marine-Schiffbau - Ingenieur, Pola, Österreich, via Kandler 76, I.
- Mohr, Marinebaurat für Maschinenbau, Kiel, Kaiserl. Werft, Moltkestr. 36.
- Mölle, Rechnungsrat im Reichs-Marine-Amt, Nowawes, Heinstr. 9.
- Möllenberg, E., Dipl.-Ing., Schiffbau-Ingenieur, Rüstingen i. O., Bülowstr. 3, z. Zt. Kiel, Fährstr. 29 I.
- 550 Möller, J., Schiffbaumeister, Rostock, Friedrich-Franz-Str. 36.
- Möller, W., Oberingenieur der Vulcanwerft, Hamburg, Neptunhaus.
- Molsen, Jan, Ingenieur, Direktor der Hafendampfschiffahrt-A.-G. Hamburg 6, Neuer Pferdemarkt 21.
- Momber, Bruno, Dipl.-Ing., Oberingenieur und Prokurist, Bremen, Bulthauptstr. 5.
- Morin, Silvius, k. u. k. Schiffbau-Oberingenieur 2. Kl., Wien, k. u. k. Reichskriegsministerium, Marinesektion.
- Mötting, Emil, Oberingenieur, Vorstand der 555 techn. Abt. d. Dampfschiffahrts-Gesellschaft Argo, Bremen.
- Mugler, Julius, Marine - Baurat für Maschinenbau, Langfuhr b. Danzig.
- Müller, August, Marineoberbaurat und Schiffbau - Betriebsdirektor, Kiel, Feldstraße 55a, I.
- Müller, A. C. Th., Oberingenieur und Prokurist der Firma F. Schichau, Elbing.
- Müller, Carl, Schiffbau-Ingenieur, Abteilungsvorsteher des Germanischen Lloyd, Berlin NW 40, Alsenstr. 12.
- Müller, Emil, Chefingenieur d. Joh. C. Tecklenborg A. - G., Geestemünde, Borriesstraße 16.
- 560 Müller, Ernst, Professor, Diplom-Schiffbau-Ingenieur, Oberlehrer am Technikum Bremen, Rheinstr. 6, pt.
- Müller, F. H. W., Schiffbau-Ingenieur, Besichtiger des Germ. Lloyd, Geestemünde, Am Deich 18.
- Müller, Gustav, Schiffbau-Ingenieur bei der A. - G. „Weser“, Bremen, Utbremerstraße 63, III.
- Müller, Kurt, Marinebaurat für Schiffbau, Kiel, Kaiserliche Werft.
- Müller, Paul, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, 565 Rüstingen i. Oldbg, Schulstr. 58.
- Müller, Rich., Marine - Oberbaurat und Maschinenbau - Betriebsdirektor, Berlin-Friedenau, Wagnerplatz 7, I.
- Nagel, Joh. Theod., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Hamburg, Wagnerstr. 48.
- Nawatzki, V., Direktor des Bremer Vulcan, Vegesack.
- Neeff, Fritz, Dipl.-Ing., Bremen, Schwalbenstraße 13.
- Neß, Artur, Ingenieur, Hamburg, Schäfer- 570 straße 30, ptr.

- Neugebohrn, Carl, Dr.-Ing., Gr. Flottbeck b. Altona, Theodor-Körner-Str. 4.
- Neukirch, Fr., Zivilingenieur, Maschineninspektor des Germanischen Lloyd, Bremen, Dobben 17.
- Neumeyer, W., Ingenieur, Bremen, Lortzingstraße 24.
- Nilsson, Nils Gustaf, Chef des Kgl. Kommerzkollegiums, Fahrzeugabteilung.
- 575 Nippraschk, Bruno, Schiffsmaschinenbauingenieur, Guben, Gartenstr. 9.
- Nitsch, Alois, k. u. k. Maschinenbauoberingenieur 1. Kl., Wien, k. u. k. Kriegsministerium, Marinesektion.
- Nitsch, Josef, Schiffsmaschinenbau-Ingen., Papenburg a. d. Ems.
- Noack, Ulr., Schiffbau-Diplomingenieur, Wilhelmshaven, Bülowstr. 6, III.
- Nordhausen, Fr., Schiffbau-Oberingenieur, Hamburg-Hamm, Jordanstr. 25.
- 580 Nott, W., Wirkl. Geheimer Marine-Baurat a. D., Goßlar, Bismarckstr. 7.
- Novotny, Theodor, k. u. k. Seearsenalschiffbau-Direktor, Pola, Seearsenal.
- Nüsslein, Georg, Dipl.-Ing., Bremen, A.-G., „Weser“.
- Oeding, Gustav, Lloydinspektor, Bremerhaven, Bürgermeister-Smidt-Str. 150.
- Oertz, Max, Jacht-Konstrukteur, Hamburg, An der Alster 84.
- 585 Oesten, Karl, Schiffbau-Oberingenieur, Kiel, Feldstr. 55a.
- Oestmann, C. H., Schiffsmaschinenbauingenieur, Elbing, Königsberger Str. 16.
- Ofterdinger, Ernst, Vorsteher der techn. Abteilung der deutschen Levantelinie, Hamburg 19, Ottersbeckallee 3.
- Oloff, Ernst, Dipl.-Ing., Elbing, Inn. Mühlen-damm 4 c, z. Zt. Friedrichsort b. Kiel, Friedrichstr. 12, I.
- Ortlepp, Max W., Schiffbau-Ingenieur, Elbing, Bismarckstr. 7.
- 590 Otto, Hermann, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 6, Eimsbütteler Str. 19.
- Overbeck, Paul, Schiffbau-Oberingenieur und Prokurist, Bremen, Werftstr. 22.
- Pagel, Carl, Professor, Techn. Direktor des Germanischen Lloyd, Berlin NW 40, Alsenstr. 12.
- Paradies, Reinh., Ingenieur, Groß-Flottbeck bei Altona, Uhlandstr. 15.
- Paulsen, H., Ingenieur, Hamburg, Wrangelstraße 3.
- Paulus, K., Regierungsrat, Blankenese, 595 Wedeler Chaussee 58.
- Peltzer, Franz, Ferdinand, Dipl.-Ing., Elbing, Hindenburgstr. 1a.
- Pero, E., Schiffbau-Ingenieur, Bremen, Gröpelinger Chaussee 204.
- Peters, A., Marinebaurat, Tsingtau, Ostasien.
- Peters, Franz, Ingenieur, Schiffs- u. Maschinenbau-A.-G., Mannheim.
- Peters, Karl, Ingenieur, Kiel, Sophienblatt 64. 600
- Petersen, Ernst, Ingenieur, Hamburg 37, Klosterallee 63.
- Petersen, Martin, Ingenieur, Abteilungschef der Friedr. Krupp-A.-G.-Germaniawerft, Elmschenshagen b. Kiel, Kruppallee 30.
- Petersen, Otto, Marine-Oberbaurat und Schiffbau-Betriebsdirektor, Wilmersdorf, Zähringerstr. 25.
- Peuss, Franz, Schiffbau-Ingenieur, Bremen, Clausthalerstr. 17.
- Pfeiffer, Adolf, Schiffbau-Ingenieur, Bran- 605 denburg a. H., Jakobstr. 9.
- Pilatus, Rich., Marine-Oberbaurat u. Schiffbau-Betriebsdirektor, Wilhelmshaven, Kaiserl. Werft.
- Pingel, Marine-Maschinen-Baumeister, Rüstingen II (Oldbg.), Mühlenweg 34.
- Pischon, Walter, Schiffbau-Diplom-Ingenieur, Hamburg, Koopstr. 10.
- Pitzinger, Franz, k. u. k. General-Schiffbauingenieur, Marinetechnisch. Komitee, Pola.
- v. Plato, Felix, Ingenieur der Libauer Eisen- 610 und Stahlwerke, Boicker & Co., Libau, Badstr. 43.
- Plehn, Geheimer Marinebaurat u. Maschinenbau-Direktor, Wilhelmshaven, Wallstr. 16.
- Poeschmann, C. R., Direktor der Howaldtswerke, Kiel.
- Pogatschnig, Jos., Schiffbau-Ing., Elbing, Hohezinnstr. 11 a.
- Pohl, A., Direktor, Altona - Othmarschen, Giesestraße 2, II.

- ⁶¹⁵ Pophanken, Dietrich, Marine-Oberbaurat und Maschinenbau-Betriebsdirektor, Wilhelmshaven, Kaiserliche Werft, Prinz-Heinrichstraße 41.
- Popper, Siegfried, k. und k. General-Ingenieur i. P., Prag I. Valentinergasse 56.
- Potyka, Ernst, Schiffbau-Betriebsingenieur, Stettin, Kronenhofstr. 11.
- Praetorius, Paul, Dr.-Ing., Marine-Maschinenbaumeister a. D., Darmstadt, Heidelberg Str. 81^{3/10}.
- Presse, Paul, Marineoberbaurat und Schiffbau-Betriebsdirektor, Berlin-Wilmersdorf, Konstanzer Str. 56.
- ⁶²⁰ Preuß, A. F. W., Schiffbau-Ingenieur, Ship Surveyor to Lloyds Register of Shipping, Bremen, Bürenstr. 21, ptr.
- Probst, Martin, Dr.-Ing., Hamburg, Bomstraße 16.
- Pröll, Arthur, Dr.-Ing., Professor an der Technischen Hochschule, Hannover, Militärstr. 18.
- Protz, Ad., Ingenieur, Elbing, Innerer Mühlendamm 4 b.
- Raabe, G., Marine-Baurat für Maschinenbau, Kiel, Kaiserliche Werft.
- ⁶²⁵ Rabbeno, G., Ingenieur, Kapitän, Genova (Italien), Castelletto 9—6.
- v. Radinger, Carl Edler, Ing., Geschäftsführer der Westdeutschen Celluloidwerke, Lank a. Rh.
- Rahn, Dipl.-Ing. bei d. Hamb. Polizei-Behörde, Hamburg, Rappstr. 14, II. Heimatadresse: Wilhelm Rahn, Freienwalde.
- Rahn, F. W., Schiffbau-Ingenieur, 312. N. 4 th St. Camden, New Jersey, „New York Shipbuilding Co.“, Verein. Staaten von Nord-Amerika.
- Rambeau, Wilhelm, Dipl.-Ing., Hamburg, Heussweg 8, I.
- ⁶³⁰ Rappard, J. H., Oberingenieur der Königl. Niederländischen Marine, Hellevoetsluis.
- Rasmussen, A. H. M., Direktor im Kgl. Dänischen Handels- u. Schifffahrtsministerium, Kopenhagen, Vimmelskafstel 35.
- Rath, Geheimer Konstr.-Sekretär im Reichs-Marine-Amt, Berlin-Steglitz, Schloß-Str. 17.
- Rau, Fritz, Ingenieur, Elbing, Stadthofstr. 3/4.
- Rauert, Otto, Dipl.-Ing., Altona-Ottensen, Flottbecker Chaussee 25.
- Rechea, Miguel, Ingeniero Naval, Ferrol, ⁶³⁵ Real 145, Espagne.
- Reichert, Gustav, Diplom-Ingenieur, Bremen, Nordstr. 120, I.
- Reimers, H., Marine-Oberbaurat und Schiffbau-Betriebsdirektor, Düsseldorf, Marine-Abnahme-Amt.
- Reitz, Th., Marine-Oberbaurat u. Maschinenbau-Betriebsdirektor, Inspektion des Unterseebootwesens, Kiel, Feldstr. 126.
- Rembold, Viktor, Dipl.-Ing., Kiel, Eckernförder Allee 26.
- Renner, Felix, Dipl.-Ing., Maschinen-Ingenieur, ⁶⁴⁰ Hamburg 26, Saling 39.
- Richter, Otto, Schiffbau-Ing., Bremen 13, Gröpelinger Chaussee 413.
- Riechers, Carl, Betriebs-Ingenieur i. Fa. F. Schichau, Elbing, Schiffbauplatz 1.
- Rieck, Rud., Ingenieur, Hamburg, Woldsenweg 10.
- Riehn, W., Geh. Regierungsrat u. Professor, Hannover, Taubenfeld 25.
- Rieppel, Paul, Dr.-Ing., Professor an der ⁶⁴⁵ Technischen Hochschule, Danzig.
- Rieseler, Hermann, Oberingenieur d. Fa. H. Maihak A.-G., Torpedo-Ing. d. Kaiserl. Marine a. D., Hamburg, Isestr. 95, III.
- Riess, O., Dr. phil., Geheimer Regierungsrat, Berlin W, Courbièrest. 2.
- Rindfleisch, Max, Werft-Direktor, Lehe, Hafenstr. 139.
- Roch, Eugen, Dr.-Ing., Dozent a. d. Luftfahrerschule, Berlin SW 11, Königgrätzer Straße 78, III, z. Zt. Marine-Luftschiffdetachment Kiel, Ballonhalle.
- Rodiek, Otto, Zivilingenieur für Maschinen ⁶⁵⁰ und Schiffsmaschinenanlagen, beeidigter Sachverständiger, Kiel, Hafenstr. 9.
- Roedel, Georg, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Germaniawerft, Kiel-Gaarden.
- Roellig, Martin, Marine-Baurat für Maschinenbau, Baubeaufichtigender bei der Vulcan-Werft in Stettin, Birkenallee 9.
- Roesler, Leonhard, k. k. Baurat d. Binnenschiffahrts - Inspektion im Handelsministerium, Wien XVIII/3, Hochgasse 84.
- Rohlfss, Carl, Maschineninspektor beim Germ. Lloyd, Bremen, Bulthauptstr. 21.

- ⁶⁵⁵ Rohlffs, Willy, Ingenieur, Hamburg, Hammerlandstr. 73, I.
- Romberg, Friedrich, Professor a. d. Königl. Techn. Hochschule zu Berlin, Nikolassee b. Berlin, Teutoniastr. 20.
- Rose, Konrad, Ingenieur, Geestemünde, Wilhelmstr. 21.
- Rosenberg, Conr., Direktor, Joh. C. Tecklenborg, Akt.-Ges., Geestemünde.
- Rosenberg, Max, aml. Schiffs- u. Maschinenbesichtiger, Bremerhaven, Bremer Str. 30.
- ⁶⁵⁰ Rosenbusch, Hermann, Ingenieur, Elbing, i. Fa. F. Schichau.
- Rosenstiel, Rud., Direktor der Schiffswerft von Blohm & Voß, Hochkamp b. Klein-Flottbeck, Bahnstr. 10.
- Roth, C., Oberingenieur, Elbing, Aeußerer St. Georgendamm 10/11.
- Rothardt, Otto, Schiffbau-Oberingenieur d. Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Hofweg 24, hpt.
- Rother, Eugen, Oberingenieur, Mannheim, Schiffs- u. Maschinenbau-A.-G. Mannheim, Mollstr. 30.
- ⁶⁶⁵ Rottmann, Alf., Regierungsrat, Schiffbau-Ing., Hermsdorf b. Berlin, Stolper Str. 5, z. Zt. Hann. Münden, Neumünden 1102.
- Rücker, Wilhelm, Dipl.-Ing., Elbing, Grünstraße 7a.
- Rudloff, Johs., Wirkl. Geheimer Oberbaurat und Professor, Berlin W 15, Olivaer Platz 10.
- Runkwitz, Arthur, Maschinenbau-Ingenieur, Kiel, Hasseldieksdammer Weg 11.
- Rusch, Fr., Oberingenieur, Papenburg, Aschendorferweg 75.
- ⁶⁷⁰ Sachse, Theodor, Ingenieur, Germaniawerft, Kiel-Gaarden.
- Sachsenberg, Ewald, Dr.-Ing., Cöln, Am Botanischen Garten 30.
- Saetti, Giovanni, Capitano del Genio Navale, Berlin W 50, Regensburger Str. 30.
- Salfeld, Paul, Marine-Baurat für Maschinenbau, Kiel, Francke-Str. 4.
- Saiuberlich, Th., Vorstandsmitglied und technischer Direktor der Adlerwerke, vorm. Heinr. Kleyer, A.-G., Frankfurt a. M., Forsthausstr. 107 a.
- Sartorius, Rechnungsrat im Reichs-⁶⁷⁵ Marine-Amt, Nowawes, Heinestr. 7.
- Saßmann, Friedrich, Schiffbau-Ingenieur, Mannheim, Käfertaler Str. 89, IV r.
- Schaefer, Karl, Ingenieur, Oliva bei Danzig, Heimstätte.
- Schäfer, Dietrich, Marine-Maschinenbaumeister, Kiel, Kaiserliche Werft.
- Schaffran, Karl, Dipl.-Ing., Vorsteher der Schiffbauabteilung der Kgl. Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau, Berlin NW 52, Calvinstr. 5.
- Schalin, Hilding, Maschinenbau-Ingenieur,⁶⁸⁰ Göteborg, Mek. Werkstad.
- Schätzle, Jos. H., Ingenieur, Hamburg, i. Fa. Blohm & Voß.
- Schatzmann, Edwin, Kaiserl. Marine-Maschinenbaumeister, Baubeaufsichtiger bei der A.-G. Weser in Bremen.
- Schaumann, Schiffbau-Oberingenieur, Kiel, Altheikendorf, Deichtor.
- Scheel, Wilhelm, Betriebs-Ingenieur, Hamburg 26, Landwehrstr. 6.
- Scherbarth, Franz, Diplom-Ingenieur,⁶⁸⁵ Stettin, Grabower Str. 12.
- Scheunemann, Georg, Schiffbau-Ingenieur, Stettin 6, Kronprinzenstr. 36, ptr.
- Scheurich, Th., Marineoberbaurat und Schiffbau - Betriebsdirektor, Wilhelmshaven, Kronenstr. 4.
- Schirmer, C., Geheimer Marine-Baurat u. Schiffbau - Direktor, Wilhelmshaven, Adalbertstr. 26.
- Schirokauer, Felix, Dipl.-Ing., Hamburg, Vulcanwerft.
- Schlichting, Marinebaurat für Schiffbau,⁶⁹⁰ Berlin-Südende, Steglitzer Str. 37, II.
- Schlie, Hans, Diplom-Ingenieur, Kiel-Gaarden, Germaniawerft.
- Schlotterer, Julius, Fabrikdirektor, Augsburg, Eisenhammer Str. 25.
- Schlueter, Fr., Marine-Bauinspektor a. D., Techn. Direktor der Röhrenkesselfabrik Dürr, Cöln, Teutoburger Str. 27.
- Schmeißer, Marine-Maschinenbaumeister, Wilhelmshaven, Wallstr. 32 II.

- ⁶⁹⁵ Schmid, Karl, Ingenieur und Fabrikbesitzer, Landsberg a. Warthe.
- Schmidt, Eugen, Marine - Oberbaurat und Schiffbau - Betriebsdirektor, Danzig-Langfuhr, Friedenssteg 1.
- Schmidt, Harry, Marine - Oberbaurat u. Schiffbau-Betriebsdirektor, Wilhelmshaven, Kaiserliche Werft.
- Schmidt, Heinrich, Marine-Baurat für Maschinenbau, Baubeaufichtigender bei Blohm & Voß, Altona-Othmarschen, Bellmannstr. 3.
- Schmidt, R., Dr.-Ing., Bürochef bei d. A.-G. „Weser“, Bremen, Benquestr. 10.
- ⁷⁰⁰ Schmidt, R., Dr.-Ing., Direktor der Nordseewerke Emden, Bentinksweg 1.
- Schmidt, Willy Oskar, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Stettin-Grabow, Vulcanwerft.
- Schmiedeberg, Wilhelm, Ingenieur, Stettin-Grabow, Gießereistr. 25.
- Schnabel, E., Dipl.-Ing., Kiel-Hassee, Uhlenkrog 23.
- Schnapauff, Wilh., Professor, Rostock, Friedrich-Franz-Str. 2.
- ⁷⁰⁵ Schneider, F., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 11, Holzbrücke 2.
- Schneider, Julius, Dipl.-Ing., Hamburg, Eilbecktal 80, II.
- Schnell, J., Oberingenieur und Prokurist der Firma Franz Haniel & Co., Bonn, Schumannstr. 287.
- Scholz, Wm., Dr., Dipl.-Ing., Oberingenieur u. Prokurist der H.-A.-L., Hamburg 21, Petkumstr. 21.
- Schönherr, Paul, Ingenieur, Germaniawerft, Kiel-Gaarden, Herderstr. 7.
- ⁷¹⁰ Schreck, H., Ingenieur, Blohm & Voß, Hamburg, Eppendorfer Weg 62, III.
- Schreiter, Marinebaurat für Maschinenbau, Kiel, Kaiserl. Werft, Fichtestr. 2.
- Schroeder, Richard, Ingenieur der Schichau-Werft, Danzig, Große Allee 23c.
- Schubert, E., Schiffbau-Ing., Hamburg 19, Eichenstr. 19.
- Schuldt, Georg, Dipl.-Ing., Stralsund, Werftstraße 9a.
- ⁷¹⁵ Schultenkämper, Fr., Werftbesitzer, Elms-horn, Thormählen-Werft.
- Schulthes, K., Marine - Baumeister a. D., Vertreter der Friedr. Krupp A.-G., Berlin-Halensee, Kurfürstendamm 97/98.
- Schultz, Alwin, Schiffsmaschinenbau-Oberingenieur, Werft von Joh. C. Tecklenborg, Akt.-Ges., Geestemünde.
- Schultz, Heinrich, Dipl.-Ing., Ober-Ing. der Werft von Blohm & Voß, Hamburg, Papendamm 24.
- Schultz, Dipl.-Ing., Kiel, Hamburger Chaussee 103, I.
- Schultze, Ernst, Ober-Ing. a. D., Berlin-⁷²⁰ Niederschönhausen, Viktoriastr. 4 part.
- Schulz, Bruno, Marine - Oberbaurat und Maschinenbau-Betriebsdirektor im Reichsmarineamt, 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, Paul, Betriebs-Oberingenieur, Dietrichsdorf b. Kiel, Katharinenstraße 3.
- Schulz, R., Direktor, Charlottenburg, Neue⁷²⁵ Kant-Str. 22.
- Schulz, Rich., Ingenieur, Werft von F. Schichau, Danzig.
- Schulz, Rich., Dipl.-Ing., Berlin, Gr.-Görschenstraße 32.
- Schulze, Bernhard, Ingenieur und Masch.-Inspektor des Germanischen Lloyd, Dortmund, Königswall No. 2.
- Schulze, Fr. Franz, Ober-Inspektor und Chef der Schiffswerft der 1. k. k. priv. Donau-Dampfschiffahrts-Gesellschaft, Budapest II, Zarda utza 59.
- Schunke, Geheimer Regierungsrat, Vorstand⁷³⁰ des Kaiserl. Schiffs-Vermessungsamtes, Charlottenburg, Knesebeckstr. 28.
- Schürer, Friedrich, Marine-Schiffbaumeister, Kiel, Esmarchstr. 68 III.
- Schütte, Joh., Geh. Regierungsrat, Professor an der Königl. Techn. Hochschule, Danzig.
- Schwartz, L., Direktor der Stett. Maschinenbau-Akt.-Ges. Vulcan, Hamburg, Brahmsallee 80.
- Schwarz, Tjard, Geheimer Marine - Baurat u. Schiffbaudirektor, Kiel, Kaiserl. Werft.

- 735 Schwarzer, Alfred, Dipl.-Ing., Hamburg, Ober-Borgfelde 26a, pt. 1.
- Schwerdtfeger, Schiffbau - OBERINGENIEUR, bei J. W. Klawitter, Danzig-Langfuhr, Große Allee 23a.
- Schwiedeps, Hans, Zivilingenieur und Maschinen - Inspektor, Stettin, Bollwerk 12-14.
- Seide, Otto, Ingenieur, Bremen, Oldesloerstr. 8.
- Seidler, Hugo, Ingenieur, Berlin-Dahlem, Gustav-Meyer-Str., Haus Dreilinden.
- 740 Seifriedsberger, Johann, k. u. k. Maschinen-OBERINGENIEUR 2. Kl., Pola, Marinetechnisches Komitee.
- Sendker, Ludwig, Ingenieur, Harburg a. E., Ernststr. 4, I.
- Severin, C., OBERINGENIEUR, Breslau, Bärenstraße 23.
- Sieg, Georg, Marine-Baurat für Maschinenbau, Berlin-Friedenau, Schwalbacher Str. 7.
- Sievers, C., Ingenieur, Hamburg, Eppendorfer Weg 107.
- 745 Simon, Otto, Dipl.-Ing., Hamburg, Abendrothweg 36.
- Skalweit, Diplom-Ingenieur, Berlin-Wilmersdorf, Mecklenburgische Str. 14, I. Eing., III.
- Smitt, Erik, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Vulkanwerft.
- Sodemann, Rudolf, Schiffbau - Ingenieur, Wandsbek, Moltkestr. 14.
- Södergren, Ernst, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Stettin, Birken-Allee 30.
- 750 Sokol, Hans, Schiffbau - OBERINGENIEUR der k. u. k. österr.-ungar. Kriegsmarine, z. Z. Germania-Werft, Kiel.
- Soliani, Nabor, Direktor der Werft Gio Ansaldo, Armstrong & Co., Sestri Ponente.
- Sombeek, C., OBERINGENIEUR d. German. Lloyd, Abteilung Elbegebiet, Hamburg, Jordanstr. 51.
- Spangenberg, Adolf, Ingenieur, Bremen, St. Magnusstr. 67 a, I.
- Spies, Marine - Schiffbaumeister, Reichsmarine - Amt, z. Z. Wilhelmshaven, Bismarckstr. 41.
- 755 Stach, Erich, Marine-Baurat für Maschinenbau, Danzig-Langfuhr, Hauptstr. 139.
- Staeding, Hugo, Dipl.-Ing., Danzig, Gralathstraße 9.
- Stammel, J., Ingenieur, Hamburg, Hansastraße 35, I.
- Stark, Ernst, Ingenieur, Altona, Helenenstraße 27.
- Stauch, Adolf, Dr.-Ing., OBERINGENIEUR und Prokurist der Siemens-Schuckert-Werke, G. m. b. H., Villa Sternfeld b. Spandau.
- Stegmann, Erich, Schiffbau-Ingenieur bei 760 F. Schichau, Elbing, Talstr. 13.
- Steen, Chr., Maschinen-Fabrikant, Elmshorn, Gärtner-Str. 91.
- Steinbeck, Friedr., Ingenieur, Rostock, Georgstr. 14.
- Steinberg, Fritz, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Collastr. 5, Heimatadresse: Bremen, Neust. Contre 192.
- Steiner, F., Schiffbau - Ingenieur, Breslau, Gottschalkstr. 5.
- Stellter, Fr., Schiffbau - Ingenieur, Kiel, 765 Harmstr. 1.
- Sternberg, A., Geh. Konstr. - Sekretär im R. - M. - A., Berlin - Schöneberg, Hohenstaufenstr. 67, III.
- Stieghorst, Rechnungsrat im Reichs-Marine-Amt, Berlin-Wilmersdorf, Weimarsche Str. 6.
- Stielau, Richard, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Oberlehrer a. D., Konstrukteur, Charlottenburg, Weimarer Str. 5.
- Stockhusen, Schiffbau-Ingenieur, Dietrichsdorf b. Kiel.
- Stöckmann, Otto, Rechnungsrat im R.-M.-A., 770 Berlin NW 87, Gotzkowskystr. 30, I.
- Stoll, Albert, Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Langestr. 8.
- Stolz, E., Schiffbau - Direktor, Lübeck, Israelsdorfer Allee 22.
- Strache, A., Marine - Oberbaurat und Maschinenbau - Betriebsdirektor, Kiel, Kaiserl. Werft.
- Strebel, Carlos, Leiter des Hamburger Zweigbureaus der Atlaswerke, Hamburg, Baumwall 3, Slomanhaus.
- Strehlow, Schiffbau-Diplom-Ingenieur, Kiel, 775 Schützenwall 17.
- Streit, Adolf, Schiffbau-Ingenieur, Elbing, Blumenstr. 19.
- Strelow, Waldo, Dipl.-Ing., Schiffs- und Schiffsmaschinenbau - Ingenieur, Bremen, Oslebshausener Chausee 59.

- Ströh, Carl, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Gneisenastr. 21.
- van der Struyf, J., Oberingenieur der kgl. Niederländischen Marine, Haag, Laan van N. Oost-Indie 222.
- ⁷⁸⁰ Stülcken, J. C., Schiffbaumeister, i. Fa. H. C. Stülcken Sohn, Hamburg-Steinwärder.
- Süchting, Wilhelm, Dipl.-Ing., Oberingenieur, Hamburg, Blohm & Voß, Sierichstr. 50.
- Süss, Georg, Konstr.-Ingenieur, Hamburg 19, Fruchttallee 121.
- Süss, Peter Ludwig, Ingenieur, Hamburg, Neumünster Str. 37, hp.
- Süssenguth, H., Marine-Oberbaurat und Schiffbau-Betriebsdirektor, Wilhelmshaven, Göckerstr. 8 c.
- ⁷⁸⁵ Süssenguth, W., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Werft von F. Schichau, Elbing.
- Sütterlin, Georg, Oberingenieur der Werft von Blohm & Voß, Hamburg-Blankenese, Wedeler Chaussee 92.
- Täge, Ad., Schiffbau-Oberingenieur, Stettin, Birken-Allee 12, III.
- Techel, H., Schiffbau-Oberingenieur, Kiel, Wilhelminenstr. 14 b.
- Tedesco, Arrigo, Dr.-Ing., Turin, Italien, Via Maria Vittoria 35.
- ⁷⁹⁰ Terwiel, Joh., Schiffbaudirektor der Stettiner Oderwerke A.-G., Stettin, Gießereistr. 17.
- Teubert, Wilhelm, Dipl.-Ing., Berlin W 30, Bamberger Str. 25.
- Teucher, J. S., Oberingenieur b. Burmeister & Wains, Kopenhagen A. N., Hansensallee 25.
- Thämer, Carl, Geh. Marine-Baurat und Maschinenbau-Direktor, Danzig-Langfuhr, Hauptstr. 48.
- Thele, Walter, Dr.-Ing., Hamburg 14, Knorrestr. 15.
- ⁷⁹⁵ Thomas, H. E., Diplom-Ingenieur, Oberingenieur, Elbing, Traubenstr. 3.
- Thomsen, Peter, Oberingenieur, Cassel, Herkulesstr. 9.
- Tillmann, Max, Dr.-Ing., Hamburg, Umlandstr. 20.
- Titz, Alexander, k. und k. Schiffbau-Oberingenieur 1. Kl. in Fiume, Danubiuswerft.
- Tonsa, Anton, k. u. k. Oberster Maschinenbau-Ingenieur, Vorstand der II. Abteilung des k. u. k. Marinetechnischen Komitees, Pola.
- Totz, Richard, Vorstand d. techn. Abt. der ⁸⁰⁰ I. k. u. k. priv. Donau-Dampf-Schiff-Ges. u. k. u. k. Mar.-Ober-Ing. d. R., Wien III/2, Hintere Zollamts-Str. 1.
- Toussaint, Heintr., Maschinenbau-Direktor, Cassel-Wilhelmshöhe, Löwenburgstr. 6.
- Tradt, M., Dipl.-Ing., Oberingenieur der Friedr. Krupp A.-G. Germaniawerft Kiel, Adolfplatz 14.
- Trautwein, William, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Roßlau, Burgwall 20.
- Trigo-Teixeira, Paulo, Schiffbau-Ingenieur, Elbing, Friedrich-Wilhelm-Platz 8.
- Truhlsen, H., Geheimer Baurat, Berlin-⁸⁰⁵ Friedenau, Wilhelmshöher Str. 7.
- Trümmler, Fritz, Inhaber d. Fa. W. & F. Trümmler, Spezialfabrik für Schiffsausrüstungen usw., Mülheim a. Rh., Delbrücker-Str. 25.
- Tuxen, J. C., Schiff- und Maschinenbau-Direktor, Orlogsværftet, Kopenhagen.
- Uiffers, Marine-Schiffbaumeister, Kiel, Feldstraße 131, II.
- Ullmann, Th., Diplom-Ingenieur, Elektrizitätswerk, Mitau, Katholische Str.
- Ullrich, J., Zivilingenieur, Hamburg, Stein-⁸¹⁰höft 3, II.
- Unger, Johannes, Schiffbau-Ingenieur, Bremen, Hansastr. 186.
- Uthemann, Fr., Geh. Marine-Baurat und Maschinenbau-Direktor, Kiel, Feldstr. 125.
- van Veen, J. S., Oberingenieur der Königl. Niederländischen Marine, Amsterdam.
- Veith, R., Dr.-Ing., Wirklicher Geheimer Oberbaurat und Abteilungschef im Reichsmarine-Amt, Berlin W 50, Spichernstraße 23, II.
- v. Viebahn, Friedrich Wilhelm, Dipl.-Ing.,⁸¹⁵ Marienfelde b. Berlin, Parallelstr. 21, I.
- Vollmer, Franz, Schiffbau-Oberingenieur, Stettin, Kronenhofstr. 8.
- Voß, Ernst, i. Fa. Blohm & Voß, Hochkamp bei Kl.-Flottbeek, Holstein.

Fachmitglieder.

- Voß, Karl, Ingenieur, Pankow bei Berlin, Parkstraße 11/12, z. Zt. Maschinist An Bord S. M. S. „Roon“.
- Vossnack, Ernst, Professor für Schiffbau an der Techn. Hochschule zu Delft (Holland).
- ⁸²⁰ Vrede, Anton, Diplom-Ingenieur, Kiel, Lornsenstr. 55, ptr.
- Wach, Hans, Dr.-Ing., Obering. d. Friedr. Krupp A.-G. Germaniawerft, Kiel, Düsternbrooker Weg 81.
- Wagner, Heinrich, o. ö. Professor der technischen Hochschule, k. u. k. Schiffbau-Oberingenieur I. Kl. a. D., Wien III, Ungargasse 27.
- Wagner, Rud., Dr. phil., Schiffsmaschinen-Ingenieur, Hamburg, Bismarckstr. 105.
- Wahl, Gustav, Schiffbau-Oberingenieur, Hamburg 26, Griesstr. 59, hochptr.
- ⁸²⁵ Wahl, Herm., Marine-Baurat, Berlin W, Steglitzer Str. 36.
- Waldmann, Ernst, Dr.-Ing., Privatdozent, Hamburg, Winterhude, Sirichstr. 30.
- Walter, M., Schiffbau-Direktor, Bremen, Nordd. Lloyd, Zentralbureau.
- Walter, J. M., Ingenieur und Direktor, Berlin NW, Alt-Moabit 108.
- Walter, W., Schiffbau-Ingenieur, Grabow a. O., Blumenstr. 20/21.
- Wandel, F., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur i. Fa. F. Schichau, Elbing, Friedrich-Wilhelm-Platz 16.
- Wandesleben, Dipl.-Ing., Essen - Ruhr, Zweigertstr. 2.
- Weber, Heinrich, Dipl.-Ing., Kaiserl. Marinebauführer, Kiel, Moltkestr. 60.
- Weedermann, E. J., Schiffbaumeister, Flensburg, Ecke Schiffbrücke und Herrnstallstraße 19.
- Weichardt, Marine-Maschinenbaumeister, Kiel, Feldstr. 78.
- ⁸³⁵ Weidehoff, Georg, Diplom-Ingenieur, Berlin NW 52, Paulstr. 23, III.
- Weidemann, H. S., Werftdirektor der Königl. Norwegischen Marine, Holmenkollen bei Kristiania.
- Weiss, Georg, Regierungsrat, Grunewald, Erdenerstr. 3.
- Weiss, Otto, Ingenieur, Berlin W 30, Heilbronner Str. 10.
- Weitbrecht, Dr.-Ing., stellvertr. Direktor, Stettin, Vulcanwerft.
- Wellmann, Max., Ingenieur, Altona - Elbe, ⁸⁴⁰ Langenfelderstr. 45, I.
- Wencke, F. W., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Alsterdamm, Salmon Packing Co.
- Wendenburg, H., Marinebaurat für Schiffbau, Kaiserl. Werft Wilhelmshaven.
- Werneke, Paul, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Mannheim, Körnerstr. 32.
- Westphal, Gustav, Schiffbau - Ingenieur, Friedr. Krupp A.-G., Germaniawerft, Kiel-Gaarden, Bellmann-Str. 15.
- Wichmann, Dipl.-Ing., Marine - Schiffbau- ⁸⁴⁵meister, Kiel, Feldstr. 144 c.
- Wiebe, Ed., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Werft von F. Schichau, Elbing, Holländer Chaussee 27.
- Wiebe, Th., Schiffsmaschinen-Ingenieur bei Joh. C. Tecklenborg Akt.-G., Geestemünde, Deutscher Ring 6.
- Wiegand, V., Ingenieur, Danzig-Langfuhr, Ferberweg 19.
- Wieler, Ernst, Schiffbau-Ingenieur, Kiel, Düsternbrooker Weg 16.
- Wiemann, Paul, Ingenieur und Werft- ⁸⁵⁰besitzer, Brandenburg a. H.
- Wiesinger, W., Geheimer Marine-Baurat und Schiffbaudirektor a. D., Kiel, Düppelstraße 23.
- Wiesinger, W., Marine - Schiffbaumeister, Kiel, Waitz-Str. 27.
- Wigand, Albert, Diplom-Ingenieur, Berlin-Schmargendorf, Helgolandstr. 3.
- Wigelius, Beratender Ingenieur des Motorenbaues, Gothenburg, Götaverken.
- Wigankow, Franz, Fabrikant, Berlin-Westend, ⁸⁵⁵ Karolingerplatz 3.
- Wiking, And. Fr., Schiffbau-Ingenieur, Stockholm, Folkungagatan 141.
- Willemsen, Friedrich, Schiffbau-Ingenieur und Besichtiger des Germanischen Lloyd, Düsseldorf, Kaiser-Wilhelm-Str. 38.

- William, Curt, Marine-Oberbaurat und Maschinenbau-Betriebsdirektor, Wilhelmshaven, Kaiserl. Werft.
- Wilson, Arthur, Schiffbau - Oberingenieur, Stettin, Dürerweg 35.
- ⁸⁶⁰ Wimplinger, A., Diplom-Ingenieur, Aachen, Hermannstr. 1.
- Winter, M., Oberingenieur, Klein-Flottbeck b. Altona, Wilhelmstr. 7.
- Wippert, C., Inspektor des Norddeutschen Lloyd, Bremerhaven.
- Witetzki, Albert, Ingenieur, Elbing, Königsberger Str. 114.
- Witte, Gust. Ad., Schiffbau-Ingenieur, Werft von Heinr. Brandenburg, Blankenese, Strandweg 80.
- ⁸⁶⁵ Wittmaak, H., Diplom-Ingenieur, techn. Hilfsarbeiter im Reichs-Marine-Amt, Berlin-Zehlendorf, Potsdamer Str. 29.
- Wittmann, Marine-Maschinenbaumeister, Wilhelmshaven, Bismarckstr. 108 II.
- Wolff, Friedrich, Schiffbau-Ingenieur, Neumühlen-Diebrichsdorf (Holstein), Markt 3.
- Worch, Walter, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Lübecker Str. 101.
- Worsoe, W., Ingenieur, Germaniawerft, Kiel-Gaarden.
- ⁸⁷⁰ Wrobbel, Gustav, Dipl.-Ing., Hamburg, Bismarckstr. 82.
- Wulff, D., Ober-Inspektor der D. D. Ges. Hansa, Bremen, Altmann-Str. 34.
- Wurm, Erich, Marine-Maschinenbaumeister, Wilhelmshaven, Prinz-Heinrich-Str. 47.
- Wustrau, H., Marine-Schiffbaumeister, Berlin W10, Reichs-Marine-Amt, Königin-Augusta-Str. 38—42.
- Wys, Fr. S. C. M., Oberingenieur der Königl. Niederländischen Marine, Helder.
- ⁸⁷⁵ Zarnack, M., Geh. Regierungsrat und Professor a. D., Berlin W 57, Göbenstr. 9.
- Zeise, Alf., Senator, Ingenieur und Fabrikbesitzer, i. Fa. Theodor Zeise, Altona-Othmarschen, Magarethenstr. 43.
- Zeiter, F., Ingenieur und Oberlehrer am Technikum Bremen, Bülowstr. 22.
- Zeitz, Direktor, Hamburg 19, Eichenstr. 46.
- Zelle, Otto, Ingenieur, Schiffs- u. Masch.-Insp. der Rickmers Linie, Lehe, Hafenstr. 155.
- Zeltz, A., Schiffbau-Direktor a. D., Bremen, ⁸⁸⁰ Olbers-Str. 12.
- Zetzmann, Ernst, Schiffbau-Direktor der Fried. Krupp A. - G. Germaniawerft, Kiel, Reventlow-Allee 24.
- Zeyhs, Georg, Edgar, Dipl.-Ing., bei Blohm & Voß, Hamburg 23, Eilbecktal 2.
- Zickerow, Karl, Schiffb.-Ingenieur, Geestemünde, Schöonianstr. 29.
- Ziegelasch, Dipl.-Ing., Direktor d. J. Frerichs & Co. Aktiengesellschaft, Einswarden-Unterweser.
- Ziehl, Emil, Direktor, Berlin-Weißensee, ⁸⁸⁵ Wölkpromenade 5.
- Ziliax, Richard, Schiffbau-Ingenieur, Vegesack b. Bremen, Bahnhofstr. 34.
- Zimmer, A. H. A., Ingenieur, i. Fa. J. H. N. Wichhorst, Hamburg, Arningstr.
- Zimmermann, Erich, Dipl.-Ing., Betriebsdirigent a. d. Kaiserl. Werft, Wilhelmshaven-Rüstringen, Holtermannstr. 17 I.
- Zimnic, Josef Oscar, k. und k. Maschinenbau-Oberingenieur des Ruhestandes, Direktor der Firma Ganz & Co. Danubius, Maschinen-, Waggon- und Schiffbau-A.-G., Budapest, Kőbányai-ut 31.
- Zirn, Karl A., Direktor der Schiffswerft und ⁸⁹⁰ Maschinenfabrik vorm. Janßen & Schmilinsky A.-G., Hamburg, Hochallee 119, II.
- Zöpf, Th., Schiffsmaschinenbau - Ingenieur der Schiffswerft Böcker & Co., Riga.
- Züblin, Carl, Dipl.-Ing., Bürochef der Abt. Maschine, Norddeutscher Lloyd, Bremerhaven, Cäcilienstr. 8.

5. Mitglieder.

a) Lebenslängliche Mitglieder:

- Achelis, Fr., Konsul, Präsident des Norddeutschen Lloyd, Bremen, Am Dobben 25.
- Arnhold, Eduard, Geheimer Kommerzienrat, Berlin W, Französische Str. 60/61.
- ⁸⁹⁵ Bergmann, Sigmund, Geh. Baurat, Generaldirektor der Bergmann-Elekt.-Werke, Berlin N 65, Oudenarder Str. 23—32.
- Biermann, Leopold O. H., Künstler, Bremen, Blumenthalstr. 15.
- v. Borsig, Ernst, Kommerzienrat und Fabrikbesitzer, Berlin N, Chausseestr. 6.
- Boveri, W., i. Fa. Brown, Boveri & Cie., Baden (Schweiz).
- Brüggmann, Wilh., Kommerzienrat, Hüttenbesitzer und Stadtrat, Dortmund, Bornstraße 23.
- ⁹⁰⁰ Buchloh, Hermann, Reeder, Mülheim-Ruhr, Friedrichstr. 26.
- Cassirer, Hugo, Dr. phil., Chemiker und Fabrikbesitzer, Charlottenburg, Keplerstraße 1/7.
- Claussen, Carl Fr., Kaufmann, Gr. Flottbeck-Othmarschen, Dürerstr. 8.
- Doerwaldt, Herm., Hamburg 11, Steinhöft 9, „Elbhof“.
- Edye, Alf., i. Fa. Rob. M. Sloman jr., Hamburg, Baumwall 3.
- ⁹⁰⁵ Fehlert, Carl, Diplom-Ingenieur und Patentanwalt, Berlin SW 61, Belle-Alliance-Platz 17.
- Flohr, Carl, Kommerzienrat und Fabrikbesitzer, Berlin N 4, Chausseestr. 35.
- Forstmann, Erich, Kaufmann, i. Fa. Schulte & Schemmann und Schemmann & Forstmann, Hamburg, Neueburg 12.
- v. Guilleaume, Max, Kommerzienrat, Köln, Apostelnkloster 15.
- Gutjahr, Louis, Kommerzienrat, Generaldirektor d. Badischen A.-G. f. Rheinschiffahrt u. Seetransport, Antwerpen.
- Harder, Hans, Ingenieur, Wannsee, Walthari-Str. 34.
- Heckmann, G., Königl. Baurat u. Fabrikbesitzer, Berlin W 62, Maaßen-Str. 29.
- Heß, Henry, Ingenieur, 928 Witherspoon Building, Philadelphia, Pa. U. S. A.
- von der Heydt, August, Freiherr, Generalkonsul und Kommerzienrat, Elberfeld.
- Huldschinsky, Oscar, Fabrikbesitzer, Berlin W 10, Matthäikirch-Str. 3a.
- Jacobi, C. Adolph, Konsul, Bremen, Osterdeich 61.
- Kannengießer, Louis, Geh. Kommerzienrat und Württembergischer Konsul, Mülheim a. d. Ruhr.
- Karcher, Carl, Reeder, i. Fa. Raab, Karcher & Co., G. m. b. H., Mannheim P. 7. 15.
- Kessler, E., Direktor der Mannheimer Dampfschiffahrts-Gesellschaft, Mannheim, Parkring 27—29.
- Kiep, Johannes N., Kaiserl. Deutscher Konsul a. D., Ballenstedt-Harz, Haus Kiep.
- Krupp von Bohlen und Halbach, Dr. phil., ⁹²⁰ Kaiserlicher außerordentlicher Gesandter und bevollmächtigter Minister, Essen-Ruhr, Villa Hügel.
- Küchen, Gerhard, Kommerzienrat, Mülheim a. d. Ruhr.
- v. Linde, Carl, Dr., ~~Dr.-Ing.~~, Geheimer Hofrat, Professor, Thalkirchen bei München.
- Loesener, Rob. E., Schiffsreeder, i. Fa. Rob. M. Sloman & Co., Hamburg, Alter Wall 20.
- Märklin, Ad., Kommerzienrat, Haus Nußberg b. Niederwalluf, Rheingau.
- Meister, C., Direktor der Mannheimer Dampfschiffahrts-Gesellschaft, Mannheim. ⁹²⁵
- Meuthen, Wilhelm, Direktor der Rheinschiffahrts-Aktien-Gesellschaft vorm. Fendel, Godesberg b. Bonn a. Rhein.
- Moleschott, Carlo H., Ingenieur, Konsul der Niederlande, Rom, Via Volturmo 58.

- Asthöwer, Walter, Dr.-Ing., Direktionsassistent b. d. Deutsch-Luxemburgischen Bergwerks- und Hütten-Akt-Ges., Abteilung Union, Dortmund, Friedenstr. 25.
- Auerbach, Erich, Prokurist, Berlin NW 40, Heidestr. 52.
- ⁹⁷⁰ Aufhäuser, Dr. phil., beeidigter Handelschemiker, Hamburg 8, Dovenfleth 20.
- Avé-Lallemant, Hans, Prokurist, Hamburg, Curschmannstr. 18.
- Baare, Fritz, Geh. Kommerzienrat, Generaldirektor des Bochumer Vereins, Bochum.
- von Bach, C., Dr.-Ing., Staatsrat, Professor a. d. Technischen Hochschule in Stuttgart, Stuttgart, Johannesstr. 53.
- Bahl, Johannes, Oberingenieur, Nonnendamm b. Berlin, Nonnendamm-Allee 82.
- ⁹⁷⁵ Ballin, Dr.-Ing., General-Direktor der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Alsterdamm.
- Baltzer, Friedrich, Oberingenieur, Berlin NW 52, Calvinstr. 14, II.
- Balz, Hermann, Oberingenieur, Stuttgart, Königstr. 16.
- Bandtke, Hugo, Dipl.-Ing., Kiel, Feldstr. 81, I.
- Banner, Otto, Dipl.-Ing., Chief-Engineer, Ingersoll-Rand Co., Easton, Pa; College Hill, Burkestr. 103.
- ⁹⁸⁰ Banning, Heinrich, Fabrikdirektor, Hamm i. Westf., Moltkestr. 7.
- Barckhan, Paul, Kaufmann, Bremen, Albutenstraße 1a.
- Bartels, Georg, Direktor der Land- und Seekabelwerke, Aktiengesellschaft, Köln-Nippes, Riehlerstr. 53.
- Bartling, W., Kapitän, Vorstand der naut. Abt. d. Nordd. Lloyd, Bremen.
- Bartsch, Carl, Direktor des „Astillero-Behrens“, Valdivia, Chile.
- ⁹⁸⁵ Baumann, M., Walzwerks-Chef, Burbach a. S., Hochstr. 17.
- Becker, B. R., Fabrikdirektor, Altona, Othmarschen, Cranachstr. 53.
- Becker, Erich, Fabrikbes., Berlin-Reinickendorf-Ost, Graf-Roedern-Allee 18—24.
- Becker, J., Fabrikdirektor, Kalk b. Köln a. Rh., Kaiserstr. 9.
- Becker, Julius Ferdinand, Schiffbau-Ingenieur, Glücksburg (Ostsee).
- Becker, Julius, Obering. d. Fa. Friedr. Krupp, ⁹⁹⁰ A.-G., Essen-Ruhr, Hohenzollernstr. 22.
- Becker, Theodor, Oberingenieur, Berlin NO, Elbinger Str. 14.
- Beckh, Georg Albert, Kommerzienrat und Fabrikbes., Nürnberg, Laufergasse 20.
- Beckh, Otto, Dipl.-Ing. und Oberingenieur, Nürnberg, Hessestr. 10.
- Beckmann, Dr., Ober-Ing. d. Accumulatoren-Fabrik A. G., Zehlendorf b. Berlin, Beeren-Str. 2.
- Beckmann, Erich, Dr.-Ing., Professor der ⁹⁹⁵ Techn. Hochschule, Hannover, Oeltzenstraße 19.
- Beeken, Hartwig, Kaufmann, i. Fa. D. Stehr, Hamburg 9, Vorsetzen 53.
- Beikirch, Franz Otto, Direktor, Oberingenieur der Gutehoffnungshütte, Magdeburg-Buckau, Feldstr. 43.
- Béjeuhr, P., Geschäftsführer, Berlin-Charlottenburg 2, Joachimsthaler Str. 1.
- Belitz, Georg, Redakteur des „Wassersport“, Berlin, Friedrichstr. 239.
- Bendemann, F., Professor, Dr.-Ing., Di-¹⁰⁰⁰ rektor, Groß-Lichterfelde Ost, Bahnhofstraße 12.
- Benkert, Hermann, Direktor, Harburg a. E., Pferdeweg 46.
- Berg, Fritz, Hüttendirektor, Engers a. Rh., Concordiahütte.
- Bergmann, Otto, Maschb.-Ingenieur, Kiel, Bugenhagenstr. 6.
- Bergner, Fritz, Kaufmann, Hannover, Im Moor 24.
- Berndt, Franz, Kaufmann und Stadtrat, ¹⁰⁰⁵ Swinemünde, Lootsen-Str. 51, I.
- Bernigshausen, F., Direktor, Berlin W 15, Kurfürstendamm 132.
- Bertens, Eugen, Ingenieur der Chilenischen Kriegsmarine, Dique de Carena, Talcahuano, Chile.
- Beschoren, Karl, Diplom-Ingenieur, Regensburg, Sedanstr. 19, III.
- Bier, A., Amtlicher Abnahme-Ingenieur, St. Johann a. d. Saar, Göthestr. 6.
- Bierans, S., Ingenieur, Bremerhaven, Siel-¹⁰¹⁰straße 39, I.

- v. Oechelhaeuser, Wilh., Dr.-Ing., Generaldirektor, Dessau.
- Oppenheim, Franz, Dr. phil., Fabrikdirektor, Wannsee, Friedrich-Carl-Str. 24.
- ⁹³⁰ Pfeiffer, W., Kgl. Kommerzienrat, Düsseldorf, Hofgartenstraße.
- Pintsch, Albert, Fabrikbesitzer, Berlin O, Andreas-Str. 72/73.
- Ravené, Geheimer Kommerzienrat, Dr. phil., Berlin C, Wallstr. 5—8.
- Riedler, A., Dr., Geh. Regierungsrat und Professor, Charlottenburg, Königl. Techn. Hochschule.
- Rinne, H., Mitglied des Vorstandes der Mannesmannröhren-Werke, Düsseldorf, Huckingen (Rhein).
- ⁹³⁵ Roer, Paul G., Weimar, Bismarckplatz 3.
- Schappach, Albert, Bankier, Berlin-Tempelhof, Hohenzollernkorso 3.
- Scheld, Theodor Ch., Technischer Leiter der Firma Th. Scheld, Hamburg 11, Elbhof.
- v. Siemens, Wilh., Geheimer Regierungsrat, Dr.-Ing., Berlin-Siemensstadt.
- Siveking, Alfred, Dr. jur., Rechtsanwalt, Hamburg, Gr. Theaterstr. 35.
- Sinell, Emil, Ingenieur, Berlin-Halensee, ⁹⁴⁰ Kurfürstendamm 146.
- von Skoda, Karl, Freiherr, Ing., Pilsen, Ferdinand-Str. 10.
- Sloman, Fr. L., i. Fa. F. L. Sloman & Co., St. Petersburg, Basseinoja 9.
- Smidt, J., Konsul, Kaufmann, in Fa. Schröder, Smidt u. Co., Bremen, Söge-Str. 15 A.
- Stahl, H. J., Dr.-Ing., Kommerzienrat, Düsseldorf, Ost-Str. 10.
- Stangen, H., Kgl. Kommerzienrat, Berlin ⁹⁴⁵ W 10, Tiergartenstr. 34 a.
- Stinnes, Gustav, Kommerzienrat, Reeder, Mülheim a. Ruhr.
- Traun, H. Otto, Fabrikant, Hamburg, Meyerstraße 60.
- Ulrich, R., Verwaltungs-Direktor des Germanischen Lloyd, Berlin NW, Alsenstr. 12.
- Woermann, Ed., Konsul und Reeder, i. Fa. C. Woermann, Hamburg, Gr. Reichenstr. 27.

b) Ordnungsmäßige Mitglieder:

- ⁹⁵⁰ Abé, Rich., Betriebsdirektor bei Friedr. Krupp, Annen (Westf.), Steinstr. 27.
- Abel, Rud., Geheimer Kommerzienrat, Stettin, Moltkestr. 4.
- Ach, Narziß, Dr. phil., Universitäts-Professor, Königsberg, Universität.
- v. Achenbach, Königl. Landrat, Berlin W 10, Viktoriastr. 18.
- Achgelis, Gustav, Ingenieur u. Fabrikbesitzer, Geestemünde, Dockstr. 9.
- ⁹⁵⁵ Ahlborn, Friedrich, Dr. phil., Professor, Oberlehrer, Hamburg 22, Uferstr. 23.
- v. Ahlfeld, Vize-Admiral z. D., Exzellenz, Bremen, Contrescarpe 71.
- Ahlers, Karl, Kaufmann und Reeder, Bremen, Holzhafen.
- Ahlfeld, Hans, Oberingenieur der A. E. G., Kiel, Holtener Str. 173.
- Amsinck, Arnold, Reeder, i. Fa. C. Woermann, Hamburg, Gr. Reichen-Str. 27.
- Amsinck, Th., Direktor der Hamburg-Süd-⁹⁶⁰ amerikan. Dampfschiffahrts-Gesellschaft, Hamburg, Holzbrücke 8, I.
- Anger, Paul, Oberingenieur, Kiel, Beselerallee 59a.
- Anrecht, Heinrich, Oberingenieur der Schiffswerft R. Holtz, Harburg, Bremer Str. 58.
- Ansorge, Martin, Ingenieur, Berlin W 9, Potsdamer Str. 127/128.
- Appel, Paul, Dipl.-Ing., Kiel, Feldstr. 98, I. Heimatadresse: Berlin NW, Luisenplatz 1.
- v. Arnim, V., Admiral, à la Suite des See-⁹⁶⁵ offizierkorps, Exzellenz, Kiel.
- Arp, H. F. C., Reeder, Hamburg, Mönckebergstr., Haus Roland.
- Asbeck, G., Direktor, Düsseldorf-Rath, Wahlerstraße.

- Bierwes, Heinrich, Vorstand der Mannesmann-Röhrenwerke, Düsseldorf, Pempelforter Str. 29.
- Blomberg, Hjalmar, Generaldirektor d. Stockholmer Rederiaktiebolag „Svea“, Stockholm.
- Bluhm, E., Fabrikdirektor, Berlin S, Ritterstraße 12.
- Blumenfeld, Bd., Kaufmann und Reeder, Hamburg, Dovenhof 77/79.
- ¹⁰¹⁵ Böcking, Rudolph, Geheimer Kommerzienrat, Halbergerhütte b. Brebach a. d. Saar.
- Bode, Alfred, Direktor, Hamburg 20, Rotenbaum-Chaussee 11.
- v. Bodenhausen, Freiherr, Exzellenz, Vice-Admiral z. D., Gr. Lichterfelde W., Thekla-Str. 8.
- Bögel, W., Hüttdirektor, i. Fa. Henschel & Sohn, Abt. Henrichshütte, Hattingen-Ruhr.
- Böger, M., Direktor der Vereinigten Bugsier- und Frachtschiffahrt-Gesellschaft, Hamburg, Trostbrücke 1, III. Laeiszhof.
- ¹⁰²⁰ Bohn, Friedrich, Fabrikbesitzer, Kiel, Düppelstraße 27.
- Bohn, Karl, Ingenieur und Prokurist, Kiel, Deliusstr. 27/28.
- Böker, M., G., Technischer Direktor, Remscheid, Eberhard-Str. 22 a.
- Boner, Franz A., Dr. jur., Dispacheur, Bremen, Börsen-Nebengebäude 24.
- Bormann, Geheimer Ober-Regierungsrat, Charlottenburg, Bleibtreu-Str. 12.
- ¹⁰²⁵ v. Born, Theodor, Korvetten-Kapitän a. D., Düsseldorf, Uhlandstr. 11.
- Börnson, Heinr., Ad., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Hamburg-Fuhlsbüttel, Erdkampsweg 46.
- v. Borsig, Conrad, Geh. Kommerzienrat und Fabrikbesitzer, Tegel, Veit-Str. 17.
- Böttcher, A., Direktor der deutschen Maschinenfabrik, A.-G. Duisburg; Berlin-Zehlendorf West, Forststr. 27.
- Böttcher, Karl, Oberingenieur, Duisburg, Mülheimer Str. 82.
- ¹⁰³⁰ Bramslöw, F. C., Reeder, Hamburg, Admiralitäts-Str. 33/34.
- Brand, Robert, Fabrikant, Remscheid-Hasten Eberhardstr. 59.
- Brandenburg, Jacob, Oberingenieur der Gutehoffnungshütte, Sterkrade, Rheinland.
- Braun, Harry, Dipl.-Ing. u. Mitbes. d. Werkzeugmaschinen-Fabrik u. Eisengießerei J. C. Braun, Reichenbach i. Vogtl.
- Bredow, Hans, Direktor d. Ges. f. drahtl. Telegraphie, Berlin SW 61, Tempelhofer Ufer 9.
- Breest, Wilhelm, Fabrikbesitzer, Berlin W, ¹⁰³⁵ Cornelius-Str. 10.
- v. Breitenbach, Exzellenz, Staatsminister u. Minister der öffentl. Arbeiten, Berlin W, Wilhelm-Str. 79.
- Bresina, Richard, Fabrikdirektor, Stolberg, Rhld., Büsbacher Str. 61.
- Bresser, Carl, Vertreter der Akt.-Ges. Charlottenhütte und der Preß- und Walzwerk-Akt.-Ges. Reisholz, Berlin-Wilmersdorf, Landauer Str. 6.
- Bretz, Hermann, Ingenieur, Berlin SW 68, Ritter-Str. 42/43.
- Brieger, Heinrich, Kaufmann, Hamburg, ¹⁰⁴ Ferdinandstr. 63, I.
- Brinker, R., Marine-Oberingenieur, Berlin-Halensee, Westfälische Str. 63.
- Brinkmann, Gustav, Ingenieur u. Fabrikbesitzer, Witten-Ruhr, Garten-Str. 7.
- Broström, Dan, Schiffsreeder, Göteborg.
- Bröckelmann, Ernst, Generaldirektor a. D., Kiel, Schauenburger Str. 79/81.
- Brückner, Rich., Kommerzienrat, Fabrik-¹⁰⁴⁵besitzer, Calbe a. d. Saale.
- Brunner, Karl, Ingenieur, Neckargmünd, Bahnhofstr. 57.
- Bruns, Hans, Dipl.-Ingenieur, Obertürkheim i. Württemberg.
- Bub, Fritz, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Malzweg 3, II.
- Buchmann, E., Dr. der Staatswissenschaften, Hauptmann d. L., Berlin W 30, Landshuter Str. 17, III.
- Budde, H., Ingenieur, Bremen, Osterthor-¹⁰⁵⁰steinweg 95.
- Bühning, John Charles, Fabrikant, Hamburg 1, Sfelding-Str. 21.
- Bündgens, Franz, Vizekonsul, Fabrikbesitzer, Kiel, Niemannsweg 137.
- Burgmann, Robert, Dr.-Ing., Direktor der Asbest-Werke Feodor Burgmann, Dresden-Leuben.

- Burmeister, Joh., Marine-Oberstabs-Ing. a. D., Marienfelde b. Berlin, Adolfstr. 81.
- ¹⁰⁵⁵ Busch, Jacob, Ingenieur, Berlin NW 40, Heidestr. 52.
- Buschfeld, Wilh., Direktor, Kiel, Esmarchstraße 12-14.
- Buschow, Paul, Ingenieur, General-Vertreter von A. Borsig-Tegel, Hannover-Kleefeld, Kantstr. 6.
- Bütow, Emil, Ingenieur, Hamburg, Baumwoll 3.
- Büttner, Dr. Max, Ingenieur, Berlin W 15, Schaperstr. 19.
- ¹⁰⁶⁰ Buz, Richard, Kommerzienrat, Direktor der Masch.-Fabr. Augsburg-Nürnberg A.-G., Augsburg.
- Calmon, Generaldirektor, Asbest- und Gummiwerke, Akt.-Ges., Hamburg.
- Cantiény, Georg, Dipl.-Ing., Abteilungschef d. Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, Nürnberg, Folgerstr. 17.
- Caspary, Gustav, Ing., Marienfelde bei Berlin.
- Caspary, Emil, Diplom-Ingenieur, Marienfelde bei Berlin.
- ¹⁰⁶⁵ Cellier, A., Schiffsmakler, Hamburg, Neuer Wandrahm 1.
- Christen, Oskar, Oberingenieur und Vorstand der Gußstahlfabrik Witkowitz-Eisenwerk in Mähren.
- Christink, Bernh., Dipl.-Ing., Lehe-Hannover, Hafenstr. 143.
- Clouth, Max, Fabrikant und französ. Konsularagent, Köln-Nippes, Niehlerstr. 93.
- Collredo-Mannsfeld, Graf Hieronymus, Linienschiffs-Leutnant, Österr. Ung. Mar.-Attaché, Berlin W, Tiergartenstr. 14.
- ¹⁰⁷⁰ Courtois, Louis, Zivilingenieur, Berlin-Friedenau, Mainauer Str. 3.
- Cropp, Johs., Direktor der deutschen Schifffahrts-Gesellsch. „Kosmos“, Hamburg 39, Willistr. 33.
- Cruse, Hans, Dr., Ingenieur, Berlin W 50, Geisberg-Str. 29.
- Dahl, Hermann, 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, H. F., Direktor d. Nordd. Bergungsvereins, Hamburg, Neß 9, II.
- Dahlström, F. W. A., Direktor der Reederei Aktien-Gesellschaft von 1896, Hamburg, Feldbrunnen-Str. 42.
- Dahlström, W., Rechtsanwalt, Hamburg 19, Hohe Weide 4.
- Dallmer, Paul, Direktor der Krefelder Stahlwerke, Akt.-Ges., Berlin W, Kaiserallee 16.
- v. Dapper-Saalfels, Carl, Professor, Dr. med., Geheimer Medizinalrat, Bad Kissingen.
- Deichsel, A., Kommerzienrat, Myslowitz O.-S. ¹⁰⁸⁰
- Delbrück, Dr., Preuß. Staatsminister, Staatssekretär des Innern, Exzellenz, Berlin W 64, Wilhelmstr. 74.
- Deutsch, Felix, Geh. Kommerzienrat, Direktor d. A. E. G., Berlin NW 40, Friedrich-Karl-Ufer 2-4.
- Dexheimer, G., Dr. Oberingenieur, Spandau, Schönwalder Allee 73.
- Dieckhaus, Jos., Fabrikbesitzer und Reeder, Papenburg a. Ems.
- v. Diederichs, Korvetten-Kapitän z. D., ¹⁰⁸⁵ Berlin W 10, Königin-Augusta-Str. 38/42.
- Diederichs, Direktor der Norddeutschen Seekabelwerke A.-G., Bremen, Park-Allee 44a.
- Diederichsen G., jr., Schiffreedere, i. Fa. M. Jebsen, Hamburg-Reichenhof.
- Diederichsen, H., Schiffreedere, Kiel.
- Dieterich, Georg, Direktor, Berlin-Halensee, Kurfürstendamm 103/4.
- Dietrich, Otto, Fabrikbesitzer, Charlottenburg, Potsdamer Str. 35. ¹⁰⁹⁰
- Ditges, Rud., Generalsekretär des Vereins Deutscher Schiffswerften, Berlin W 15, Pfalzburger Str. 85/86.
- Dittmers, Ludwig, Kaufmann, Hamburg, Boltenhof, Admiralitäts-Str. 33/34.
- Dittrich, Reinh., Dipl.-Ing., Hamburg, Bornstr. 28 I.
- Dodillet, Richard A., Oberingenieur, Berlin W 15, Umlandstr. 28.
- Doden, Friedrich, Diplom-Ingenieur, Bremen, ¹⁰⁹⁵ Bismarckstr. 98.
- Doertelmann, Fried., Reeder, Duisburg.

- Doettloff, Egmont, Dipl.-Ing., Cassel, Rolandstr. 2.
- Döhne, Ferd., Dr.-Ing., Direktor der Sächs. Masch.-Fabr. R. Hartmann A.-G., Chemnitz, Koßbergstr. 36.
- Dolberg, E., Kapitänleutnant, I. Offizier S. M. S. „Kolberg“, Kiel.
- ¹¹⁰⁰ v. Dojmi, Carl, Major a. D., Kaufmann, Hamburg, Gr. Bleichen 31.
- Dörken, Georg, Heinrich, Fabrikbesitzer, i. Fa. Gebr. Dörken, G. m. b. H., Gevelsberg i. W.
- Dransfeld, Wilh. Fr., Kaufmann, Kiel, Hohenbergstr. 17.
- Droht, Alfred, Dipl.-Ing., Patentanwalt, Essen-Ruhr, Cranachstr. 52, I.
- Duncker, Arthur, Assekuradeur, Hamburg, Trostbrücke 1, Laeiszhof.
- ¹¹⁰⁵ Duschka, H., Fabrikant, i. Fa. F. A. Sening, Hamburg 37, Klosterallee 55, hchpt.
- Dücker, A., Kapitän, stellv. Direktor der Woermann-Linie und der Deutschen Ost-Afrika-Linie, Hamburg, Afrikahaus, Gr. Reichen-Straße.
- Dümling, W., Kommerzienrat, Schönebeck a. E.
- Düring, Franz, Ingenieur, Arbon (Schweiz).
- Dürr, Ludwig, Zivilingenieur, Icking, b. München, Haus Luginsland.
- ¹¹¹⁰ Düvel, Friedrich, Ingenieur, Hamburg 20, Nissenstr. 16.
- Eckardt, Max, Baumeister, Hamburg, Isestraße 33.
- Ecker, Dr. jur., Direktor der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Alsterdamm.
- Eckmann, C. John, Maschinen-Inspektor der Deutsch-Amerikan. Petrol.-Ges., Hamburg, Neuer Jungfernstieg 21.
- Ehlers, Otto, Diplom-Ingenieur, Charlottenburg, Hebbelstr. 7.
- ¹¹¹⁵ Ehlers, Paul, Dr. jur., Rechtsanwalt, Hamburg, Adolphsbrücke 4.
- Ehrensberger, E., Dr.-Ing., Mitglied des Direktoriums der Firma Friedr. Krupp, Essen-Ruhr.
- Ehrhardt, August, Direktor der Chem. Fabr. Hönningen, Berlin NW7, Dorotheenstr. 30.
- Eich, Nicolaus, Direktor, Kommerzienrat, Düsseldorf, Sternstraße 38.
- Eichhoff, Professor a. d. Königl. Bergakademie Berlin, Charlottenburg, Mommsenstraße 57.
- v. Eickstedt, A., Admiral z. D., Exzellenz, ¹¹²⁰ Kiel, Bartels Allee 18.
- Eigenbrodt, Reinhard, Generaldirektor der Deutsch-Luxemb. Bergwerks- u. Hütten-A.-G. Union, Dortmund.
- Eilert, Paul, Direktor, Hamburg, St. Annen 1.
- v. Einem, George, Kapitänleutnant a. D., Gotha, Rondelstr. 5.
- Eisermann, Rud., Direktor, Berlin-Tempelhof, Saalburgstr.
- Ekman, Gustav, Ehrendoktor, Göteborg, ¹¹²⁵ Mek. Werkstad.
- Ellingen, W., Ingenieur, Direktor der J. Pohlig A.-G., Köln-Zollstock.
- Emden, Paul, Dr., Ober-Ing. der Bergmann-Elektrizitätswerke-A.-G., Abt. für Schiffsturbinen, Berlin, Flotowstr. 5.
- Emmerich, Ernst, Oberingenieur d. Fa. Friedr. Krupp A.-G., Essen-Ruhr, Gußstahlfabrik.
- Emsmann, Kontre-Admiral z. D., Charlottenburg 4, Schlüter-Str. 26.
- Engelhard, Arnim, Ingenieur, i. Fa. Collet & ¹¹³⁰ Engelhardt, Offenbach a. M.
- Engelhausen, W., Betriebs-Ingenieur, Bremen, Luther-Str. 55.
- Engelke, Felix, Direktor, Berlin-Schöneberg, Innsbrucker Str. 42.
- Engelmayer, Otto, Ingenieur, Berlin-Halensee, Joachim-Friedrich-Str. 25.
- Engels, Hubert, Dr.-Ing., Geheimer Hofrat und Professor, Dresden-A. 24, Kaitzerstraße 16a.
- Ermler, Richard, Ingenieur, Werkzeugmasch.-¹¹³⁵ Fabrik, Berlin N 20, Schwedenstr. 11.
- Eschenburg, Hermann, Kaufmann, Lübeck, Am Burgfeld 4.
- Essberger, J. A., Direktor der Elektrizitätsges. für Kriegs- und Handelsmarine, Berlin-Schöneberg, Frh.-v.-Steinstr. 5.
- von Eucken-Addenhausen, Georg, Exzellenz, Wirklicher Geheimer Rat und Großherzoglich Oldenburgischer Gesandter, Berlin W 15, Kaiserallee 207.

- Faber, Theodor, Bergwerksdirektor, Hirschfelde b. Zittau i. Sachsen, Villa Weinberg.
- ¹¹⁴⁰ Fabig, Hermann, Dipl.-Ing., Direktor der Bonner Maschinen-Fabrik Mönkemöller G. m. b. H., Hamburg, Isestr. 41, II.
- Fasbender, Heinrich, Vertreter von Gebr. Böhler & Co., A.-G., Hamburg, Erlenkamp 20.
- Fasse, Ernst, Ingenieur, Hanseatische Dampfschiffahrts-Gesellschaft, Lübeck.
- Fendel, Fritz, Direktor der Rheinschiffahrt-Aktiengesellschaft vorm. Fendel, Mannheim, Hafenstr. 6.
- Ferber, Const., Fregatten-Kapitän a. D., Berlin W 30, Habsburger Str. 10, III.
- ¹¹⁴⁵ Fischer, Curt, Salomon, Direktor der Sächsisch-Böhmischen Dampfschiffahrts-Gesellschaft, Dresden-A., Gerichtsstr. 26 II.
- Fischer, Ernst, Ingenieur, Danzig, Hansaplatz 11.
- Fischer, Heinrich, Fabrikbesitzer, Stettin, Birkenallee 3 a.
- Fitzner, R., Fabrikbesitzer, Laurahütte O.-S.
- Fleck, Richard, Fabrikbesitzer, Berlin N, Chaussee-Str. 29, II.
- ¹¹⁵⁰ Flender, H. Aug., Direktor der Brückenbau-Flender-Act.-Ges., Benrath.
- Fleisch, Leo, Techn. Direktor, Elberfeld, Schließfach 298.
- Flick, Fr., Hüttdirektor, Vorstandsmitglied der A.-G. Charlottenhütte in Niederschelden (Sieg).
- Flügger, Eduard, Fabrikant, Hamburg, Rödingsmarkt 19.
- Förster, Georg, i. Fa. Emil G. v. Höveling, Hamburg, Lerchenfeld 7.
- ¹¹⁵⁵ François, H. Ed., Konstrukteur elektrischer Apparate für Kriegs- und Handelsschiffe, Hamburg, Große Bleichen 27, Kaiser-Galerie.
- Franke, Rudolf, Dr., Direktor d. Akt.-Ges. Mix & Genest, Privatdozent a. d. Kgl. Techn. Hochschule, Lankwitz b. Berlin, Luisen-Str. 7.
- Freund, Walter, Ingenieur, Mitinhaber der Flexilis Werke G. m. b. H., Tempelhof bei Berlin.
- Freywald, Carl, Oberingenieur, Magdeburg, Hallesche Str. 27.
- Friederici, Carl, Marine-Oberingenieur, Elbing (Westpr.), Schichau-Werft, z. Zt. XV. Torpedoboots-Halbflotille, Berlin, Marinepostamt.
- Friedhoff, L., Bureauvorsteher der Burbacher-¹¹⁶⁰hütte, Burbach a. Saar.
- Friedländer, Hans, Mitinhaber der Kommandit-Ges. für Hoch-, Tief- und Eisenbetonbauten, Berlin, Bellevuestr. 14.
- Friedlaender, Konrad, Korvettenkapitän z. D., Berlin W 10, Reichsmarineamt.
- de Fries, Wilhelm, i. Fa. Wilhelm de Fries & Co., Düsseldorf, Hansahaus.
- Fritz, Heinrich, Ingenieur, Elbing, Große Lastadien-Str. 11.
- Fritze, Joh., Oberingenieur u. Leiter der¹¹⁶⁵ Marineabteilung der Firma Sachsenwerk, Licht- und Kraft-A.-G., Niedersedlitz.
- Frölich, Fr., Dipl.-Ing., Berlin-Charlottenburg, Reichskanzlerplatz 4.
- Frommann, Walter, Fregattenkapitän a. D., Berlin-Schöneberg, Innsbrucker Str. 42.
- Frühling, O., Regierungs-Baumeister, Braunschweig, Löwenwall 14.
- Funck, Carl, Direktor, Berlin-Tempelhof, Kaiser-Korso 69.
- Gaa, Carl, Direktor der Brown, Boverie & Co.¹¹⁷⁰ A.-G., Mannheim-Käferthal.
- Galland, Leo, Ingenieur, Berlin W 15, Kaiserallee 204.
- Galli, Johs., Hüttdirektor a. D., Oberbergrat, Professor für Eisenhüttenkunde a. d. Kgl. Bergakademie Freiberg i. Sa.
- Ganssaug, Paul, Prokurist der Firma F. Laeisz, Hamburg, Trostbrücke 1.
- Garbe, Robert, Dr.-Ing., Geheimer Baurat, Berlin-Gartenstadt Frohnau, Markgrafens-¹¹⁷⁵straße und Berlichingen - Straße Ecke.
- Gätjens, Otto, Kaufmann, Hamburg,¹¹⁷⁵ Glockengießerwall 1, Klosterburg.
- Geissler, Max, Prokurist, Hamburg, Bleichenbrücke 10, Kaufmannshaus.
- Genest, W., Baurat, Generaldirektor der Aktien-Gesellschaft Mix & Genest, Berlin W 9, Schellingstr. 12.
- Gerdau, B., Kgl. Baurat, Direktor, Düsseldorf-Grafenberg, p. a. Haniel & Lueg.

- Gerdes, G., Exzellenz, Vice-Admiral, Direktor des Waffen-Departements im R.-M.-A., Berlin-Wilmersdorf, Prager Platz 1.
- 1180 Gerling, F., Reeder i. Fa. Marschall & Gerling, Antwerpen.
- Gerosa, Victor, Dipl.-Ing., Kiel-Dietrichsdorf, Kirchenstr. 12.
- Geyer, Wilh., Regierungsbaumeister a. D., Südende, Oehlerstr. 28.
- Gillhausen, G., Geh. Baurat, Dr.-Ing., Essen a. Ruhr, Alfredstr. 66.
- Glässel, E., Direktor der Roland-Linie, A.-G., Bremen.
- 1185 Gleitz, Ernst, Direktor der Neuen Deutsch-Böhmischen Elbschiffahrt-A.-G., Dresden, Maxstr. 17.
- Glitz, Erich, Geschäftsführer des Schiffbau-stahl-Kontors G. m. b. H., Essen-Ruhr, Selmastr. 15.
- Gloth, Friedrich, Ingenieur, Berlin-Wilmersdorf, Rüdesheimer Str. 3.
- Goebel, Ernst, Dipl.-Ing., Schiffbauingenieur, Stettin, Töpfersparkstr. 6, III.
- Goedhart, P. C., Direktor der Gebrüder Goedhart A.-G., Düsseldorf, Kaiser-Wilhelm-Str. 40.
- 1190 Goldenberg, Rudolf, Dr. jur., Notar, Hamburg, Gr. Burstah 4.
- Goldtschmidt, Professor Dr. Hans, Fabrikbesitzer, Essen a. Ruhr, Bismarckstr. 98.
- v. d. Goltz, Rüdiger, Freiherr, Korvettenkapitän a. D., Berlin-Halensee, Kurfürstendamm 139.
- Göricke, A., Kaufmann, Hamburg, Berlin O 112, Mirbachstr. 5.
- Goßler, Oskar, Inhaber d. Fa. John Monnington, Hamburg 37, Sophienstr. 9.
- 1195 Gradenwizt, Richard, Ingenieur und Fabrikbesitzer, Berlin S 14, Dresdener Str. 38.
- Graef, O., Betriebsdirektor, Bismarckhütte, Oberschlesien.
- Graefe, Professor Dr., Bibliothekar d. Techn. Hochschule, Darmstadt.
- Grah, Peter, Vorstand der Firma Sundwiger Eisenhütte Maschb. A.-G., Sundwig, Kr. Iserlohn.
- Gramberg, F. W., Marine-Schiffbaumeister, Bremen, Düsseldorf Str. 15.
- Grattenauer, A., Ingenieur, Deutsche 1200 Dampfschiffahrts-Ges. „Hansa“, Bremen.
- Greiser, G., Fabrikbesitzer, i. Fa. Greiserwerke G. m. b. H., Metallwarenfabrik, Hannover, Anger-Str. 11-14.
- Gribel, Ed., Reederei-Besitzer, Stettin, Gr. Lastadie 56.
- Gribel, Franz, Reeder, Stettin, Große Lastadie 56.
- Grosse, Carl, Generalvertreter von Otto Gruson & Co., Buckau, Hamburg, Alsterdamm 16/17.
- Grotewold, Christian, Dr. phil., Geschäfts- 1205 führer d. Centralvereins f. deutsche Binnenschiffahrt, Charlottenburg, Kantstraße 140, II.
- Gruber, Karl, Technischer Direktor, Firma Otto Frieriep G. m. b. H., Rheydt.
- Grunow, Roderich, Kaufmann, Stettin, Gr. Oder-Str. 10.
- Grünwald, Siegfr., Schiffahrts-Direktor, Dresden, Permoserstr. 13, I.
- Grützner, Fr., Ingenieur, New Rochelle, N. Y., 48, Thurston Place.
- de Gruyter, Dr. Paul, Stadtrat, Fabrik- 1210 besitzer, Charlottenburg, Bismarckstr. 10.
- Guggenheimer, Dr., Fabrikdirektor u. franz. Konsul, Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.-G., Augsburg, Völkstr. 4.
- Günther, R., Regierungsbaumeister a. D., bei K. & Th. Möller, G. m. b. H., Bielefeld, Dorenbergerstr. 31 I.
- Gutermuth, M. F., Geh. Baurat u. Professor a. d. Techn. Hochschule zu Darmstadt.
- Guthknecht, Dipl.-Ingenieur, Patentanwalt, Dortmund, Brückstr. 2.
- Guthmann, Robert, Baumeister und Fabrik- 1215 besitzer, Berlin W 9, Voß-Str. 18.
- Gütschow, Wilhelm, Diplom-Ingenieur, Danzig, Stadtgraben 12.
- Haack, Hans, Kaufmann, i. Fa. Haack & Nebelthau, Bremen.
- Haack, Heinr. Chr., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Bremen, Krefelderstr. 9.
- Habich, Paul, Regierungs-Baumeister a. D., Direktor der Aktien-Gesellschaft für überseeische Bauunternehmungen, Berlin-Schöneberg, Freiherr v. Steinstr. 2. III.

- ¹²²⁰ Haendler, Edmund, Kaufmann, Mannheim, Renz-Str. 7.
- Hackelberg, Eugen, Kaufmann, Charlottenburg, Knesebeck-Str. 85.
- Hahn, Aug., Direktor, Berlin W 30, Berchtesgadener Str. 12.
- Hahn, Dr. phil. Georg, Fabrikbesitzer, Berlin W 10, Tiergarten-Str. 21.
- Hahn, M., Kapitän, Schiffs-Inspektor, Hamburg 19, Alardustr. 1.
- ¹²²⁵ Hahn, Willy, Dr. jur., Rechtsanwalt und Notar, Berlin W 62, Lützow-Platz 2.
- Hahnemann, W., Ing., Direktor der Signal G. m. b. H., Kiel, Am Habsburgerring, Werk Ravensberg.
- Haller, M., Zivilingenieur, Charlottenburg, Kaiserdamm 6.
- Hammar, Birger, Kaufmann, Hamburg, Bürgermeisterhaus, Neuerwall 75/79.
- Hammler, Ernst, Direktor der Görlitzer Maschinenbau A.-G., Görlitz.
- ¹²³⁰ Hansen, Hans, Oberingenieur, Gelsenkirchener Bergw.-A.-G., Aachen-Rotheerde.
- Hansen, Hermann, Ingenieur, Bremen, A.-G., Weser, Palmenstr. 14.
- Harbeck, M., Hamburg, Glashüttenstr. 37/40.
- Hardcastle, F. E., Besichtiger des Germ. Lloyd, Bureau Veritas usw., Bombay, Alice Building, Hornby Road.
- Harms, Gustav, Eisengießereibesitzer, Hamburg 29, Norder Elb-Str. 77/81.
- ¹²³⁵ Harms, Otto, Vorstand der Deutsch-Austral. D. G., Hamburg, Trostbrücke 1.
- Hartmann, Eugen, Professor, Ingenieur, Frankfurt a. M., Königstr. 97.
- Hartmann, Otto H., Ober-Ing. der Schmidt-schen Heißdampfananlagen, Cassel, Wilhelmshöhe, Rolandstr. 2.
- Hartmann, W., Professor, Berlin-Grunewald, Trabener Str. 2.
- Hartwig, Rudolf, Dr.-Ing., Mitglied des Direktoriums der Firma Friedr. Krupp, A.-G., Essen-Ruhr, Hohenzollernstr. 34.
- ¹²⁴⁰ Haubold, Carl, Direktor der Maschinenfabrik C. G. Haubold jr., G. m. b. H., Chemnitz.
- Heegewaldt, A., Fabrikbesitzer, Charlottenburg, Grolmanstr. 3.
- Heemsoth, Heinrich, General-Vertreter, Hamburg, Maria-Louisen-Str. 90.
- Heesch, Otto, Oberingenieur, Oberlößnitz-Radebeul, Moltkestr. 10.
- Heese, Albrecht, Hauptmann a. D., Berlin W 10, Hitzigstr. 5.
- Heidmann, Henry W., Ingenieur, Hamburg, ¹²⁴⁵ Spitalerstr. 10.
- Heineken, Phil., Vorsitzender des Direktoriums des Norddeutschen Lloyd, Bremen.
- Heinrich, W., Diplom-Ingenieur, Kiel, Eckernförder Allee 6.
- Hempelmann, August, Dr.-Ing., Oberingenieur der Friedr. Krupp A. G. Grusonwerk, Essen-Rüttenscheid, Pelmannstr. 20.
- Henkel, C., Zivilingenieur, Hamburg, Neuer-Wall 72.
- Henkel, Gustav, Ingenieur und Fabrik-¹²⁵⁰besitzer, Direktor der Herkulesbahn, Kassel-Wilhelmshöhe, Villa Henkel.
- v. Henkel, Exzellenz, Vizeadmiral und Oberwerftdirektor, Kiel, Kaiserl. Werft.
- Hennig, Franz, Dipl.-Ing., Hamburg 20, Edgar-Roß-Str. 21.
- Henrich, Otto, Direkt. d. Siemens-Schuckert-Werke, Berlin W 50, Prager Str. 15.
- Hensolt, Johannes, Dipl.-Ing., Hamburg 24, Schröderstr. 5, II r.
- Hentschel, Fritz, Dipl.-Ing., Stettin, Bugen-¹²⁵⁵hagenstr. 17, II l.
- Herbrecht, Carl, Direktor der Rheinischen Stahlwerke Abt. Duisburger Eisen- und Stahlwerke, Duisburg, Heide-Str. 36a.
- Hering, Kapitän z. S., Direktor der Kais. Torpedowerkstatt, Friedrichsort.
- Herrmann, E., Professor Dr., Abteilungsvorsteher der Deutschen Seewarte, Hamburg 9, Deutsche Seewarte.
- Hertz, Hans, Dipl.-Ing., Bremen, Straßburger Str. 72, II.
- Herwig, August, Hüttenbesitzer, Dillenburg, ¹²⁶⁰Oranienstr. 11.
- Herwig, M., jr., Fabrikbesitzer, i. Fa. Eisenwerk Lahn, M. & R. Herwig jr., Dillenburg.
- Hesse, Paul, Fabrikdirektor, Berlin NW 21, Alt-Moabit 86.
- Hessenbruch, Fritz, Direktor, Duisburg, Mülheim-Str. 59.

- Heubach, Ernst, Ingenieur, Berlin-Tempelhof, Parkstr. 10.
- ¹²⁶⁵ Heymann, Alfred, Fabrikbesitzer, Hamburg, Neuerwall 42.
- Heyne, Walter, Direktor, Deutsche Vacuum Oil Company, Wandsbeck bei Hamburg, Marienanlage 15.
- Hiehle, Kurt, Oberingenieur, Augsburg, Bahnhofstr. 18 1/4.
- Hilbenz, Hans, Dr. phil., Generaldirektor, Vorstand der Eisenwerk - Gesellschaft Maximilianshütte, Rosenberg i. Opf.
- Hirsch, Aron, Kaufmann, i. Fa. Hirsch, Kupfer- und Messingwerke A.-G., Berlin NW, Kronprinzen-Ufer 5/6.
- ¹²⁷⁰ Hirschfeld, Ad., Dampfkessel-Revisor der Baupolizei - Behörde, Hamburg 23, Blumenau 125.
- Hirt, Fritz, Ing. u. Direktor d. Stahlwerks Becker, A.-G., Berlin, Lindenstr. 18/19.
- Hissink, Direktor der Bergmann-Elektrizitäts-Werke, Berlin N, Oudenarder Str. 32.
- Hjarup, Paul, Ingenieur und Fabrikbesitzer, Berlin N, Prinzen-Allee 24.
- Hochstetter, Franz, Dr. phil., Geschäftsführer, Berlin-Südende, Stephanstr. 13.
- ¹²⁷⁵ Hoernes, Hermann, K. u. K. Oberstleutnant, Linz in Österreich.
- Hoffmann, S., Direktor d. Schmidt'schen Heißdampfgesellschaft m. b. H., Cassel-Wilhelmshöhe, Steinhöferstr. 4.
- Hölck, Heinr., Konsul von Brasilien, Düsseldorf, Graf-Recke-Str. 69.
- Hollstein, Georg, Dipl.-Ing., Beratender Ingenieur für Hebezeugbau- und Transportwesen, Berlin-Steglitz, Gotenstr. 8.
- Höltzcke, Paul, Dr. phil., Chemiker, Kiel, Eisenbahndamm 12.
- ¹²⁸⁰ Holzapfel, A. C., Fabrikant, London E. C., Fenchurch Street 57.
- Holzwarth, Hans, Dipl.-Ingenieur, Mülheim Ruhr, Seilerstr. 13.
- Holzweiler, Carl, Oberingenieur, Aachen-Rothe-Erde.
- d'Hone, Heinrich, Fabrikbesitzer, Duisburg.
- Hornbeck, A., Ingenieur bei Blohm & Voß, Hamburg 20, Tarpenbeckstr. 102.
- Hoveman, John, C., Direktor, Paris, rue ¹²⁸⁵ des Pyramides 19.
- Howaldt, Adolf, Ober-Ingenieur, Lübeck, Bäckergrube 52.
- Howaldt, Gerhard C. F., Schiffbauingenieur, Bremen, Gr. Hundestr. 38, III.
- Hübner, K., Direktor, Duisburg, Lutherstraße 32.
- Hülß, Friedr., Obering., Berlin-Halensee, Westfälische Str. 59, II.
- Hüneke, Direktor, Maschinenbau-Akt.-Ges. ¹²⁹⁰ Martini & Hüneke, Berlin SW 48, Wilhelmstr. 122.
- Huth, Erich, Dr. phil., Ingenieur, Berlin, Landshuter Str. 9.
- Illig, Hans, Direktor der Felten & Guilleaume-Lahmeyer-Werke A.-G., Frankfurt a. M., Schumannstr. 40.
- Imle, Emil, Diplom-Ingenieur, Dresden-Loschwitz, Owerstr. 15.
- Inden, Hub., Fabrikant, Düsseldorf, Neanderstraße 15.
- Irinyi, Arnold, Ingenieur, Hamburg, Kleine ¹²⁹⁵ Reichenstr. 2.
- Ivers, C., Schiffsreeder, Kiel.
- Jacobsen, Louis, Oberingenieur, Hamburg 29, Norder Elbstr. 4, I.
- Jaeger, G., Reedereidirektor, Mannheim, L. 4. 16.
- Jannasch, G. A., Fabrikdirektor, Laura-hütte O.-S.
- Janzon, Paul, Zivil-Ingenieur, Berlin-Halen- ¹³⁰⁰ see, Westfälische Str. 4.
- Jarke, Alfred, Kaufmann, Gneversdorf bei Travemünde.
- Jebsen, J., Reeder, Apenrade.
- Jochimsen, Karl, Oberingenieur, Charlottenburg, Kaiserin-Augusta-Allee 85.
- Jochmann, Ernst, Ober-Ingenieur der Vulcanwerke A.-G. Hamburg und Stettin, Hamburg 21, Uhlenhorster Weg 28, II.
- Johnson, Axel Axelson, General-Konsul, ¹³⁰⁵ Stockholm, Wasagatan 4.
- Johnson, Helge Axson, Konsul, Stockholm 12, Kungsträdgårdsgatan.

- Joost, J., Direktor der Norddeutschen Farbenfabrik Holzapfel, G. m. b. H., Hamburg, Steinhöft 8-11.
- Jordan, Dr. jur. Hans, Direktor der Bergisch Märkischen Bank, Mitglied des Aufsichtsrates des Nordd. Lloyd, Schloß Malinckroot b. Wetter (Ruhr).
- Jordan, Paul, Direktor der Allg. Elektr.-Ges., Grunewald b. Berlin, Bismarck-Allee 26.
- ¹³¹⁰ Josse, Emil, Geheimer Regierungsrat und Prof. a. d. Königl. Technischen Hochschule Berlin, Berlin-Lankwitz, Lessingstr. 14.
- Junghans, Erhard, Kommerzienrat, Schramberg, Württemberg.
- Junker, Franz Friedr., Maschinen-Ingenieur, Neumühlen-Dietrichsdorf bei Kiel, Schönberger Str. 30.
- Junkers, Hugo, Professor, Aachen-Frankenburg, Bismarckstr. 68.
- Jurenka, Rob., Direktor der Deutschen Babcock & Wilcox - Dampfkesselwerke A.-G., Oberhausen, Rheinland.
- ¹³¹⁵ Jütte, Ernst, Oberingenieur, Tegel, Schlieperstraße 32.
- Kaehlert, Marine - Chefingenieur a. D., Kiel, Goethe-Str. 12, II.
- Kalkhof, Wilhelm, Masch.-Ing., Thalgau b. Salzburg.
- Kaemmerer, W., Ingenieur, Berlin NW 7, Sommerstr. 4a.
- Kaminski, Paul, Ing., Berlin-Nonnendamm, Siemensstr. 34.
- ¹³²⁰ Kammerhoff, Meno, Direktor, 159 Cleveland Street, Orange, New Jersey, U. S. A.
- Kauermann, August, Ingenieur, Direktor der Ernst Schieß, Werkzeugmaschinenfabrik, A.-G., Düsseldorf.
- Keetman, Wilhelm, Direktor, Duisburg, Hedwigstr. 29.
- v. Kehler, R., Hauptmann z. D., Direktor der Luftfahrzeug G. m. b. H., Berlin-Charlottenburg, Dernburgstraße 49.
- Kelch, Hans, Leutnant a. D., i. Fa. Motorenwerk Hoffmann & Co., Potsdam, Neue Königstr. 95.
- ¹³²⁵ Keller, Korvetten-Kapitän, Berlin W. 10, Königin-Augusta-Str. 38/42.
- Kellner, L., Direktor des Stahlwerks Augustfehn, Oldenburg i. Gr., Gartenstr. 20.
- Kemperling, Adolf, Direktor der Gebr. Böhler & Co., A.-G., Berlin NW 5, Quitzow-Str. 137.
- Kempf, Günther, Dr.-Ing., Hamburg-Berge-dorf, Ernst-Mautius-Str. 22.
- Kindermann, Franz, Ober-Ing. d. Allgem. Elektr.-Ges., Duisburg a. Rh., Sonnenwall 82.
- Kins, Johs., Direktor der Dampfschiff.-Ges. ¹³³⁰ Stern, Berlin SO 16, Brücken-Str. 13.
- Kirchberger, G., Marine - Oberingenieur, Wilhelmshaven, Wilhelmstr. 8b, II.
- von Kirchmayr, Georg Ritter, Vizeadmiral, Wien, Kriegsministerium.
- Kirchner, Ernst, Kommerzienrat u. Mitglied des Vorstandes der Maschinenbauanstalt Kirchner & Co., Akt.-Ges., Leipzig-Sellerhausen.
- Kirdorf, Emil, Geheimer Kommerzienrat, Dr.-Ing. h. c., Mülheim-Ruhr.
- Kitzerow, Franz, Ingenieur, Charlottenburg, ¹³³⁵ Witzlebenplatz 4.
- Klauke, E., Fabrikbesitzer, Charlottenburg-Westend, Kaiserdamm 21.
- Klawitter, Willi, Kaufmann u. Werftbesitzer, i. F. J. W. Klawitter, Danzig.
- Klée, W., Kaufmann, i. Fa. Klée & Koecher, Hamburg, Königstr. 15.
- Kleiber, Friedrich, Redakteur der Zeitschrift „Schiffbau“, Berlin-Steglitz, Kissingerstr. 12.
- Klein, Ernst, Kommerzienrat, Dahlbruch ¹³⁴⁰ i. Westf.
- von Klemperer, Herbert, Dr.-Ing., Direktor der Berliner Maschinenbau-Akt.-Ges. vorm. L. Schwartzkopff, Berlin N4, Chausseestr. 23.
- Klinger, Gust., Direktor, Berlin-Tempelhof, Saalburgstr.
- Klinger, Rich., Fabrikbes., Berlin-Tempelhof, Saalburgstr.
- Klippe, Hans, Ingen., Hamburg, Königstr. 8.
- Klock, Chr., Ingenieur, Hamburg, Schaar- ¹³⁴⁵ steinwegsbrücke 2.
- Kloebe, Kapitän zur See z. D., Wilhelmshaven, Adalbertstr. 3, Hauptbibliothek der Marinstation der Nordsee.
- Kloetzer, Hans, Kaufmännischer Direktor, Berlin-Grunewald, Hohenzollerndamm 62.
- Kluge, Hans, Dipl.-Ing., Hamburg - Winterhude, Flemingstr. 1.

- Klüpfel, Ludwig, Finanzrat, Mitglied des Direktoriums der Firma Friedr. Krupp, Akt.-Ges., Stuttgart, Dannecker-Str. 21.
- ¹³⁵⁰ Knackstedt, Ernst, Generaldirektor, Düsseldorf, Achenbach-Str. 107.
- Knarr, Erich, Fabrikbesitzer, Spandau, Kloster-Str. 6/7.
- Knobloch, Emil, Geheimer Kommissionsrat, Berlin-Grünwald, Hagenstr. 37.
- Knust, H., Kapitän a. D., Stadtrat, Stettin, Sydowsaue.
- Kober, T., Dipl.-Ing., Vorstand der Flugzeugbau Friedrichshafen G. m. b. H., Friedrichshafen a. B.
- ¹³⁵⁵ Koch, Richard, Oberingenieur, Chemnitz, Weststr. 28.
- Köcher, Robert, Ingenieur und Yachtkonstrukteur, Charlottenburg, Knesebeckstraße 5.
- Kockum, Franz, Zivil-Ingenieur, kaufm. Direktor der Kockums Mekaniska-Verkstads Aktiebolag, Malmö.
- Koenitzer, Wilhelm Christian, Fabrikant, Hamburg, Speersort 8.
- Köhler, Geheimer Ober-Postrat, Hamburg, Stephansplatz 5.
- ¹³⁶⁰ Köhler, J., Ingenieur, Eimsbüttel, Ottersbeckallee 13.
- Köhler, Karl, techn. Direktor, Werft von Caesar Wollheim, Cosel bei Breslau.
- Köhn, Adolf, Marine-Stabsingenieur, Wilhelmshaven, Kaiserstr. 75.
- Köhncke, Heinr., Zivilingenieur, Bremen, Contrescarpe 130.
- Köppen, Mar.-Stabs-Ing., Berlin W 10, Königin-Augusta-Str. 38/42.
- ¹³⁶⁵ Kortan, R., Direktor, Malstatt - Burbach, Hoch-Str. 19.
- Körting, Ernst, Ingenieur, Techn. Direktor der Gebr. Körting A.-G., Körtingsdorf b. Hannover.
- Kortmann, Paul, Ober-Ingenieur und Prokurist der B. A. M. A. G., Berlin N 4, Chaussee-Str. 23.
- Kosche, Arno, Direktor der H. Maihak A. G., Hamburg.
- Kosegarten, Max, Generaldirektor der Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken, Berlin NW 7, Dorotheen-Str. 43/44.
- Köser, Fr., Kaufmann, i. Fa. Th. Höeg, ¹³⁷⁰ Hamburg, Steinhöft 8, Elbhof.
- Köster, W., Ingenieur und Fabrikdirektor, Frankfurt a. M., Roon-Str. 4.
- Kraemer, Theodor, Direktor, Duisburg, Realschulstr. 84.
- Kraft, Kontre-Admiral, Wilhelmshaven, Kaiserliche Werft.
- Kramer, Wilhelm, Direktor, Hamb.-Brem.-Afrika-Linie A. G., Bremen.
- Kraus, Gustav, Zivilingenieur, Hamburg 36, ¹³⁷⁵ Neuerwall 36.
- Krauschitz, Georg, Ingenieur und Fabrikant, Charlottenburg, Savignyplatz 9.
- Krause, Max, Geh. Baurat, Direktor von A. Borsigs Berg- und Hüttenverwaltung, Berlin N 4, Chaussee-Str. 13.
- Krause, Max Arthur, Fabrikant, Berlin-Charlottenburg, Windscheidstr. 18.
- Krayn, M., Verlagsbuchhändler, Berlin W, Kurfürstenstr. 11.
- Krell, Otto, Direktor der Kriegs- u. Schiffbau- ¹³⁸⁰ technischen Abteilung bei den Siemens-Schuckert - Werken, Berlin - Grünwald, Cronberger Str. 26.
- Krell, Rudolf, Professor, München, Techn. Hochschule.
- Krieg, Kapitän zur See z. D., Vorstand der Bücherei des Bildungswesens der Marine, Kiel.
- Krieger, R., Hüttendirektor, Düsseldorf, Kaiser-Friedrich-Ring 20.
- Kriegeskotte, Hugo, Fabrikdirektor, Chemnitz, Aue 26.
- von Kries, Carl, Direktor, Berlin-Wilmers- ¹³⁸⁵ dorf, Hohenzollerndamm 197.
- Kritzler, Julius, Direktor der Marinetechn. Abteil. Gebr. Körting A. - G., Kiel, Klopstockstr. 17.
- Kroebel, R., Ingenieur, Hamburg, Glockengießewall 1.
- Krogmann, Richard, Vorsitzender der See-Berufsgenossenschaft, Hamburg, Trostbrücke 1.
- Kröhl, J., Kaufmann, Deutsche Ost-Afrika- ¹³⁹⁰ Linie, Hamburg, Afrika-Haus.
- Krueger, Korvetten-Kapitän a. D., Direktor der Gelsenkirchener Bergwerk A.-G., Düsseldorf, Feldstr. 12.

- Krüger, Johannes, Ingenieur, Berlin-Wilmersdorf, Augustastr. 60.
- Krüger, Willy, Direktor der Sächsischen Masch.-Fabr. vorm. Rich. Hartmann A.-G., Chemnitz.
- Krull, Hermann, Elektro-Ingenieur, Kiel, Königsweg 1.
- Krumm, Alfred, Mitinhaber der Firma Krumm & Co., Remscheid, Lindenstr. 57.
- ¹³⁹⁵ Kübler, Wilhelm, Ingenieur für Elektromaschinenbau, Professor a. d. Techn. Hochschule zu Dresden, Dresden-A., Münchener Str. 25.
- Kübörn, P., Hüttendirektor und Vorstandsmitglied des Oberbilker Stahlwerkes, Düsseldorf, Hebbelstr. 16.
- v. Kühlwetter, V., Kapitän z. S. a. D., Berlin-Lichterfelde-W., Holbeinstr. 58.
- Kuhnke, Fabrikant, Kiel, Holtenauer Str. 182, I.
- Kunstmann, Arthur, Konsul und Reeder, Stettin, Kaiser-Wilhelm-Str. 9.
- ¹⁴⁰⁰ Kunstmann, Walter, Schiffsreeder, Stettin, Moltkestr. 19.
- Kunstmann, W., Konsul und Reeder, Stettin, Bollwerk 1.
- Küwnick, Franz A., Kapitän, Ladungs-Inspektor des Norddeutschen Lloyd, Bremen Piers, Hoboken N. 7, U. S. A.
- Kux, Eduard, Dr.-Ing., Vorstandsmitglied der Gebr. Körting A.-G. Hannover-Linden, Badenstedterstr. 75.
- Landsberg, Reg.-Baumeister a. D., Berlin W 10, Viktoriastr. 17.
- ¹⁴⁰⁵ Lange, Dr. phil. Otto, Ingenieur, Stahlwerkschef des Hoerder Vereins, Hoerde i. W., Tullstr. 4.
- Lange, Ernst, Dipl.-Ing., i. Fa. Joh. C. Tecklenborg, A.-G., Geestemünde, Schultzeinstr. 5.
- Lange, Karl, Dipl.-Ingenieur, Bremen, An der Schlachte 20.
- Langen, A., Dr., Direktor der Gasmotoren-Fabrik Deutz, Köln, Fürst-Pückler-Str. 14.
- Langen, Fritz, Kommerzienrat, Fabrikbesitzer, Haus Tanneck b. Elsdorf, Rheinland.
- ¹⁴¹⁰ Langheinrich, Ernst, Fabrikdirektor, Coblenz, Pfaffendorf.
- Langner, Technischer Kaufmann, Berlin NW 23, Tegeler Weg 101.
- Lans, Otto, Kapitän z. S. a. D., Essen-Ruhr, Virchowstr. 122.
- v. Lans, W., Admiral à la Suite des Seeoffizierkorps, Exzellenz, Berlin.
- Lanz, Karl, Dr., Fabrikant, Mannheim, Hildastraße 7/8.
- Läsch, Otto, Mitarbeiter bei der Deutsch-Australischen Dampfschiff-Ges., Hamburg 11, Laeiszhof. ¹⁴¹⁵
- Lasche, O., Direktor der Turbinenfabrik der Allgem. Elektr.-Gesellschaft, Berlin NW, Huttenstr. 12.
- Lass, F., Ingenieur, Hamburg, Schauenburger Straße 55-57.
- Laubmeyer, Hermann, Zivilingenieur, Danzig, Winterplatz 15.
- Laurick, Carl, Ingenieur, Berlin SW 29, Belle-Alliance-Str. 68.
- Lehmann, Marine-Chefingenieur a. D., Kiel, ¹⁴²⁰ Feldstr. 54.
- Leitholf, Otto, Zivilingenieur, Berlin SW 11, Hallesche Str. 19.
- Lender, Rudolf, Kapitän a. D. und Fabrikbesitzer, i. Fa. Dr. Graf & Comp., Berlin-Wien, Neubabelsberg, Berliner Str. 48-50.
- Lengeling, Wilhelm, Hauptmann a. D., Schöneberg, Innsbrucker Str. 37.
- Lewerenz, Alfred, i. Fa. Deurer & Kaufmann, Hamburg, Hagenau 50 a.
- Leyde, Oskar, Zivilingenieur, Schöneberg, ¹⁴²⁵ Am Park 12.
- Lichtensteiner, Ludwig, Oberingenieur, Mülheim-Ruhr, Althofstr. 5.
- Liebreich, Erik, Dr. phil., Physiker, Berlin NW 40, Kronprinzen-Ufer 30, I.
- Liehr, E., Ingenieur, Danzig, Fuchswall 1.
- Lienau, Alfred, Ingenieur, Hamburg 24, Mundsburgerdamm 40.
- Linde, Gustav, Regierungs-Baumeister a. D., ¹⁴³⁰ Direktor des Vereins deutscher Ingenieure, Berlin NW 7, Sommerstr. 4a.
- Lippart, G., Dr.-Ing., Direktor der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.-G., Nürnberg, Tiergartenstr. 10.
- Loeck, Otto, Kaufmann, Hamburg, Agnesstraße 22.
- Loewe, Georg, Direktor d. Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken, Berlin NW 7, Dorotheenstr. 35.

- v. Loewenstein zu Loewenstein, Hans, Bergassessor und Geschäftsführer, Essen (Ruhr), Friedrichstr. 2.
- ¹⁴³⁵ Löhlein, Kapitän zur See, Berlin W 10, Königin-Augusta-Str. 38—42.
- Lorenz, Dr. Hans, Dipl.-Ingenieur, Geheimer Regierungsrat und Professor an der Techn. Hochschule in Danzig-Langfuhr, Johannisberg 7.
- Lorenz, Max, OBERINGENIEUR der Siemens-Schuckert-Werke, Berlin NW 87, Tiele-Wardenberg-Str. 13, I.
- Lorenz, Dr. R., Diplom-Ingenieur, Essen-Ruhr, Fried. Krupp A.-G.
- Lorentz, Victor, Ingenieur, Berlin W62, Landgrafen-Str. 2.
- ¹⁴⁴⁰ The Losen, Paul, Direktor der Bergisch Märkischen Bank, Düsseldorf, Inselstr. 14.
- Lothes, P., OBERINGENIEUR, Werft von F. Schichau - Elbing, Kiel, Holtener Straße 69.
- Lotzin, Willy, Kaufmann, Danzig, Brabank 3.
- Loubier, G., Patentanwalt, Berlin SW 61, Belle-Alliance-Platz 17.
- Lübbert, Staatl. Fischereidirektor, Hamburg 11, Marinegebäude.
- ¹⁴⁴⁵ Lübcke, Charles, Expert des Vereins Hamburger Assuradeure, Hamburg 22, Richardstr. 38.
- Lueg, E., Ingenieur, i. Fa. Haniel & Lueg, Düsseldorf-Grafenberg.
- Lueg, H., Geheimer Kommerzienrat, Düsseldorf-Grafenberg.
- Lüders, W. M. Ch., Fabrikant, Hamburg P. 9, Norderelb-Str. 31.
- Lühr, Eduard, Ingenieur, Montagenleiter bei A. Borsig, Berlin-Tegel, Treskowstr. 4, I r.
- ¹⁴⁵⁰ Lütgens, Henry, Vorsitzender des Aufsichtsrates der Vereinigt. Bugsier- und Frachtschiffahrt-Ges., Hamburg 11, Neptunhaus.
- Lutz, C. A., Dipl.-Ing., Stettin, Giesebrechtstraße 7, II.
- Lux, Friedrich, Fabrikant, Ludwigshafen a. Rh., Ludwigplatz 9.
- Lux, Fritz, Elektro-Ingenieur, Ludwigshafen, Ludwigplatz 9.
- Maaß, Direktor d. Siemens-Schuckert-Werke, Charlottenburg, Wilmersdorfer Str. 25, II.
- Maltitz, Hermann, Hauptmann a. D., Wilmersdorf, Brandenburgische Str. 19.
- Mandt, Kapitän z. S. a. D., Geheimer Regierungsrat, Deutscher Seefischerei-Verein, Berlin W 9, Potsdamer Str. 22A.
- Mankiewitz, Paul, Direktor der Deutschen Bank, Berlin W 64, Behrenstr. 9—13.
- Martini, Günther, Korvettenkapitän, Charlottenburg (Westend), Stormstr. 7, II.
- Mathies, Geh. Regierungs- und Baurat a. D., Generaldirektor, Charlottenburg, Kurfürstendamm 75.
- Matschoß, Conrad, Professor Dipl.-Ing., ¹⁴⁶⁰ Stellvertretender Direktor des Vereins Deutscher Ingenieure, Berlin NW 7, Sommerstr. 4a.
- Mattenklott, Otto, Direktor der Metallwerke von Galkowsky & Kielblock A.-G., Eberswalde, Neue Kreuzstr. 15.
- Mauder, Georg, OBERINGENIEUR, Nürnberg, Siemens-Schuckert-Werke, Pflug-Str. 10.
- May, Hermann, Hüttdirektor, Breslau, Charlottenstr. 36.
- Meck, Bernhard, i. Fa. Ernst Meck, Konsul und Fabrikbes., Nürnberg.
- Meendsen - Bohlken, Geheimer Baurat, ¹⁴⁶⁵ Brake (Oldenburg).
- ter Meer, G., Dr.-Ing., Direktor, Hannover-Linden, Hannoversche Maschinenbau-A.-G.
- Meerbach, Kurt, OBERINGENIEUR, Aachen, Kurfürstenstr. 46, II.
- Meier, M., Hüttdirektor, Ober-Schlesien, Bismarckhütte.
- Meinders, Hermann, Diplom - Ingenieur, Bremen, Clausewitzstr. 10.
- Melms, Gustav J., Ingenieur, Berlin N 4, ¹⁴⁷⁰ Chaussee-Str. 23.
- Mendelssohn, A., Geh. Regierungsrat, Erster Staatsanwalt, Potsdam, Neue Königstr. 65.
- Merck, Johs., Direktor der Hamburg-Amerikanische Linie, Hamburg 36, Feldbrunnenstr. 29.
- Merkel, Carl, Ingenieur, i. Fa. Willbrandt & Co., Hamburg, Kajen 24.
- Mette, C., Generalvertreter, Charlottenburg, Dahlmannstr. 27.
- Metzmacher, Franz, Hüttdirektor, Wit- ¹⁴⁷⁵ kowitz-Eisenwerk in Mähren.
- Meuss, Fr., Kapitän z. See z. D., Berlin W 10, Königin-Augusta-Str. 38/42.

- Meyer, Cornelius, Fabrikdirektor, Berlin-Grünwald, Jagowstr. 4.
- Meyer, Dietrich, Reg.-Baumstr. a. D., Direktor des Vereins deutscher Ingenieure, Berlin NW 7, Sommerstr. 4a.
- Meyer, Eugen, Schloß Itter, Hopfgarten, Tirol.
- ¹⁴⁸⁰ Meyer, Georg, Dr. phil., Oberingenieur und Prokurist, Berlin-Charlottenburg, Knesebeckstr. 86/87.
- Meyer, Paul, Dr. phil., Ingenieur, Direktor der Paul Meyer Akt.-Ges., Berlin N 39, Lynar-Str. 5/6.
- Meyer, P., Professor a. d. Techn. Hochschule, Delft, Holland, Spoorsingel 29.
- Meyer, W., Rechtsanwalt, Hannover, Tiergartenstr. 39.
- Michenfelder, C., Diplom-Ingenieur, Direktor d. städt. Polyt. Lehranstalt in Friedberg i. H.
- ¹⁴⁸⁵ Mische, Otto G., Kaufmann, i. Fa. J. A. Lerch, Nachflg. Seippel, Hamburg, Rödingsmarkt 16.
- Miethe, Adolf, Geh. Reg.-Rat und Professor Dr., Berlin-Halensee, Halberstädter Str. 7.
- Miersch, A., Konstr.-Ingenieur, Kaiserslautern, Königstr. 19.
- Mintz, Maxim., Ingenieur und Patentanwalt, Berlin SW 11, Königgrätzer Str. 52.
- Mirus, Ernst, Direktor der Howaldtswerke-Kiel, Reventlow-Allee 29, II, z. Z. Kottbus, Bahnhofstr. 37.
- ¹⁴⁹⁰ Mißong, J., Abteilungs-Ingenieur, Frankfurt a. M., Oederweg 126, I.
- Möbus, Wilh., Ingenieur, Düsseldorf, Worringerstr. 73.
- Mohr, Otto, Fabrikant, i. Fa. Mannheimer Masch.-Fabr. Mohr & Federhaff, Mannheim.
- Moldenhauer, Louis, Charlottenburg, Marchstraße 16.
- Moll, Gustav, Ingenieur, Elbing, Reiferbahnstraße 11.
- ¹⁴⁹⁵ Möller, Ludwig, Marine-Stabsingenieur a. D., Expert der Firma H. F. M. Mutzenbecher, Hamburg, Mundsburger Damm 26, III.
- Möllers, G., Direktor der Deutschen Teerprodukten - Vereinigung, Essen - Ruhr, Bogenstr. 45.
- Mollier, Walther, Ingenieur und Direktor der Hanseat. Siemens-Schuckert-Werke, Hamburg, Alte Raben-Str. 34.
- Morrison, C. Y., Hamburg 20, Woldsenweg 10.
- Mrazek, Franz, Ing., Direktor der Skodawerke Akt.-Ges. in Pilsen, Wien XIX, Peter-Jordan-Str. 28.
- Mühlberg, Albert, jun., Oberingenieur, ¹⁵⁰⁰ Stuttgart, Hauptstätterstr. 79.
- Müller, Adolph, Direktor der Akkumulatorenfabrik Act.-Ges., Charlottenburg, Fasanenstr. 76.
- Müller, Gustav, Direktor der Rheinischen Metallwaaren- und Maschinenfabrik, Düsseldorf, Arnoldstr. 12.
- Müller, Paul H., Dipl.-Ing., Hannover, Heinrichstr. 11.
- Müller, Otto, Ingenieur, Prokurist, Berlin W 9, Potsdamer Str. 134 a.
- Münzesheimer, Martin, Direktor der ¹⁵⁰⁵ Gelsenkirchener Gußstahl- und Eisenwerke, Düsseldorf, Jägerhofstr. 12.
- Nägel, Adolph, Dr.-Ing., ord. Professor der Techn. Hochschule Dresden, Dresden-A., Eisenstückstr. 17, II.
- Naht, A. W., Kaufmann, Hamburg 1, Semperhaus, Spitalerstr. 10.
- Natalis, H., Direktor d. Siemens-Schuckert-Werke, Berlin SW 46, Askanscher Platz 3.
- Nebelthau, August, Kaufmann, Teilhaber d. Fa. Gebrüder Kulenkampff, Bremen, Holler-Allee 25.
- Netter, Ludwig, Regierungs-Baumeister a. D. ¹⁵¹⁰ und Fabrikbesitzer, Berlin W 15, Kurfürstendamm 52.
- Neuberg, Zivilingenieur, Berlin W 15, Fasanenstr. 29.
- Neudeck, Martin, Kaufmann, Kiel, Esmarchstraße 10.
- Neufeldt, H., Ing., Kiel, Holtenuer Str. 62.
- Neuhaus, Fritz, Ing., Generaldirektor bei A. Borsig-Tegel, Berlin-Charlottenburg, Olivaer Platz 7.
- Neuhaus, Ludwig, Direktor von A. Borsig, ¹⁵¹⁵ Wilmersdorf, Brandenburgische Str. 42.
- Neumann, Kurt, Dr.-Ing., Privatdozent an der Kgl. Techn. Hochschule zu Dresden-A., Franklinstr. 4.

- Neumann, Otto, Kaufmann, Berlin-Schöneberg, Hohenfriedbergstr. 21.
- von Nieber, Exzellenz, Generalleutnant, Berlin, Fasanenstr. 43.
- Niedt, Otto, Generaldirektor der Huldshinskyschen Hüttenwerke Akt.-Ges., Gleiwitz O.-Schlesien.
- ¹⁵²⁰ Niemeyer, Georg, Fabrikbesitzer, Hamburg, Steinwärder, Neuhofer-Str.
- Niemeyer, Walter, Kaufmann, Hamburg, Steinwärder.
- Nihlén, August, Nicolaus, Direktor der Continentalen Rhederei A.-G., Hamburg 11.
- Nissen, Andreas, Oberingenieur, Hamburg, Steckelhörn 11.
- Nobis, Korvettenkapitän a. D., Charlottenburg, Kaiserdamm 86, z. Z. Rüstringen i. O.
- ¹⁵²⁵ Noë, Maschinenbauingenieur, Fabrikdirektor, Ascherslebener Maschinenbau-Akt.-Ges., Aschersleben.
- Nöllenburg, Rudolf, Generaldirektor der Deutschen Erdöl-Akt.-Ges., Berlin-Grunewald, Siemens-Str. 8.
- Noltenius, Fr. H., Direktor d. Atlas-Werke A.-G., Bremen.
- Noske, Fedor, Ingenieur und Fabrikant, Altona, Arnold-Str. 28.
- Notholt, A., Maschinen-Inspektor, Oldenburg i. Gr., Amalien-Str. 14.
- ¹⁵³⁰ Oberauer, L., Ingenieur und Direktor, Berlin C 54, Weinmeister-Str. 14 II, Weinmeisterhof.
- Oeking, Fabrikbesitzer, i. Fa. Oeking & Co., Düsseldorf, Humboldtstr. 53.
- Ohlrogge, Richard, Direktor der Cuxhavener Hochseefischerei A.-G., Cuxhaven.
- Olsson, Henning, Ingenieur, Hertzia, Göteborg, Schweden.
- Oppenheim, Paul, Ingenieur und Fabrikbesitzer, Pankow, Cavalierstr. 21.
- ¹⁵³⁵ Graf von Oppersdorff, erbl. Mitglied d. Preuß. Herrenh., Mitglied d. Deutschen Reichstags, Oberglogau, Oberschlesien.
- L'Orange, P., Dipl.-Ing., Mannheim, Schwieper-Str. 2.
- O'Swald, Alfr., Reeder, Hamburg, Große Bleichen 22.
- Overath, H., Direktor der Mannheimer Gummi-Fabrik, Mannheim, Friedrichsfelder Str. 29-32.
- Overweg, O., Kaufmann, Hamburg, Admiraltäts-Str. 33/34.
- Ott, Max, Diplom-Ingenieur, Hannover-Klee-¹⁵⁴⁰feld, Hegelstr. 16, part.
- Paatzsch, G., Schiffbau-Techniker, Oliva, Zoppoter Str. 65.
- Pagenstecher, Gust., Kaufmann, Vorsitzender im Aufsichtsrate der Akt.-Ges. „Weser“, Bremen, Park-Str. 9.
- Pake, Wilhelm, Senator, Wolgast, Burgstr. 6.
- Pantke, Marine-Oberstabsingenieur a. D., Pankow-Berlin, Pestalozzistr. 39.
- Parje, Wilhelm, Direktor, Bredeney bei ¹⁵⁴⁵Essen-Ruhr, Brunnenweg 13.
- Paschkes, E. M., Betriebsdirektor der Fa. Borsig, Tegel, Spandauer Str. 8 a.
- Paucksch, H., Fabrikdirektor, Akt.-Ges. H. Paucksch, Landsberg a. W.
- Pauli, F., Ingenieur, Hamburg, Glockengießerwall 2/4, Wallhof.
- Penck, Albrecht, Geheimer Regierungsrat, Professor Dr., Direktor des Museums f. Meereskunde, Berlin NW 7, Georgenstraße 34/36.
- Perleberg, Ernst, Ing., Riga-Hagensberg, ¹⁵⁵⁰Taubenstr. 21.
- Petersen, Bernhard, Zivilingenieur u. Patentanwalt, Berlin SW 46, Hedemannstr. 5.
- Petersen, W., Direktor der Charlottenhütte, Niederschelden-Sieg.
- von Petri, Oscar, Dr. phil. h. c., Geheimer Kommerzienrat, Nürnberg, Unt. Pirkheimer Str. 11/13.
- Pfenninger, Carl, Ingenieur, i. Fa. Melms & Pfenninger, München, Martius-Str. 7.
- Pfleiderer, Carl, Dr.-Ing., Professor an der ¹⁵⁵⁵Technischen Hochschule, Braunschweig.
- Philipp, Otto, Ingenieur, Berlin SW 68, Charlottenstr. 6.
- Pickardt, Felix, Dr. phil., Verlagsbuchhändler, Berlin NW 7, Georgen-Str. 23.
- Piehler, C., technischer Direktor, Westf. Stahlw. A.-G., Bochum i. W., Schillerstr. 20.

- Pieper, Oberpostinspekt., Büchereivorsteher,
Berlin W 66, Reichspostamt.
- ¹⁵⁶⁰ Piper, C., Direktor der Neuen Dampfer-
Compagnie, Stettin.
- Piper, Edmund, Prokurist der Fa. Franz
Haniel & Co., Ruhrort a. Rh., Damm-
Straße 10.
- Platz, Richard, Generaldirektor der Hackethal
Draht- und Kabel-Werke A.-G., Hannover,
Richard-Wagner-Str. 23.
- von Plettenberg-Mehrum, Freiherr, Direk-
tor des Norddeutschen Lloyd, Bremen,
Schwachhauser Chaussee 241.
- Poensgen, C. Rud., Kommerzienrat, Düssel-
dorf, Jägerhof-Str. 7.
- ¹⁵⁶⁵ Pohlmann, Walther, Dipl.-Ingenieur, Frank-
furt a. M., Mendelssohnstr. 82.
- Pophanken, Erich, Dipl.-Ing., Hamburg 24,
Schröderstr. 5.
- Pötter, Wilh., Direktor, in Fa. Ferd. Müller,
Hamburg 6, Schanzen-Str. 75/77.
- Potthoff, Hermann, Regierungsbaumeister
a. D., Kassel, Opernstr. 8.
- Prager, Curt, Ingenieur, Berlin W 9,
Potsdamer Str. 127/128.
- ¹⁵⁷⁰ Prandtl, Dr. Ludw., Prof. a. d. Universität
in Göttingen, Göttingen, Prinz-Albrecht-
Straße 20, I.
- Predöhl, Dr. jur., Max, Magnificenz, Bürger-
meister, Hamburg, Harvestehuder Weg 28.
- Prégardien, J. E., Ingenieur für Dampf-
kesselbau, Bitburg, Bez. Trier.
- Preiss, Günther, Schiffbauingenieur, Ham-
burg 24, Ifflandstr. 6.
- Presting, Wilhelm, Hofbuchhändler, Dessau,
Neumarkt 7.
- ¹⁵⁷⁵ Prieger, H., Direktor der Maschinenfabrik,
Berlin-Oberschöneeweide.
- Projahn, Heinr., Oberingenieur des Gelsen-
kirchener Bergwerks, A.-G., Gelsenkirchen,
Oskarstr. 16.
- Quitmann, R., Ingenieur u. Vertreter, Berlin-
Westend, Eichen-Allee 26.
- Rahtjen, John, Kaufmann, Hamburg, Mittel-
weg 19.
- Rahtjen, J., Frank, Kaufmann, Berlin-Schöne-
berg, Freiherr-v.-Stein-Str. 5.
- Ranft, P., Zivilingenieur, Leipzig, Kurze Str. 1. ¹⁵⁸⁰
- Raps, Dr. Prof. Aug., Direktor von Siemens &
Halske, Westend, Nonnendamm.
- Raschen, Herm., Ingenieur der Chem.
Fabriken Griesheim-Elektron, Griesheim
a. M.
- Rathenau, Dr. W., Vorsitzender des Auf-
sichtsrats der A. E. G., Berlin NW 40,
Friedrich-Karl-Ufer 4.
- Redenz, Hans, Direktor bei Haniel & Lueg,
Düsseldorf-Grafenberg.
- Redlin, Gerichtsassessor a. D., Berlin SW 11, ¹⁵⁸⁵
Askanischer Platz 3.
- Regenbogen, Konrad, Maschinenbau-Direk-
tor der Friedr. Krupp A.-G., Germania-
Werft, Kiel.
- Rehder, M., Dipl.-Ing., Hamburg 20, Nissen-
straße 13.
- Rehfeld, Ernst, Direktor, Berlin - Baum-
schulenweg.
- Rehfus, Wilh., Dr.-Ing., Abteilungschef bei
J. Frerichs & Cie. A.-G., Osterholz-
Scharmbeck.
- Rehmann, Fritz, Direktor der Reederei ¹⁵⁹⁰
Stachelhaus & Buchloh, G. m. b. H.,
Mülheim a. d. Ruhr, Friedrich-Str. 28.
- Reichel, Maximilian, Königlicher Brand-
direktor, Berlin W 50, Neue Ansbacher
Straße 12 a, I.
- Reichel, W., Professor, Dr.-Ing., Direktor
der Siemens-Schuckert-Werke, Lankwitz
bei Berlin, Beethoven-Str. 14.
- Reichwald, Willy, Siegen, Giersbergstr. 13.
- Reimers, W., Dipl.-Ing., Oberinspektor der
Roland-Linie A.-G., Bremen.
- Reinbeck, Dr. jur., Richter und Vorsitzender ¹⁵⁹⁵
d. Seeamts Bremerhaven, Am Deich 97, III.
- Reinhardt, Karl, Ingenieur, Direktor bei
Schüchtermann & Kremer, Dortmund,
Göbenstr.
- Reinhardt, Philipp, Großkaufmann, Mann-
heim, Werderstr. 57—59.
- Reinhold, Carl, Ingenieur und Inhaber der
Berliner Asbest-Werke, Berlin-Reinicken-
dorf, Tegel, Veitstr. 16.
- Reinhold, Hermann, Fabrikbesitzer i. Fa.
Westphal & Reinhold, Berlin NW, Händel-
straße 3.

- 1600 Reiser, August, Bankdirektor (Filiale der Dresdner Bank in Mannheim), Mannheim, Friedrichsring 36.
- Rellstab, Dr. Ludwig, Direktor der A.-G. Mix & Genest, Berlin-Grünwald, Friedrichsruher Str. 30.
- Reusch, Paul, Kommerzienrat, Dr., Vorstandsmitglied der Gutehoffnungshütte, Oberhausen, Rheinland.
- Reuter, Wolfgang, Generaldirektor der Deutschen Maschinenfabrik-A.-G. Duisburg, Duisburg.
- Richter, Hans, Kaufmann, Westend, Ulmen-Allee 30.
- 1605 Richter, Carl August, Korvettenkapitän a. D., Essen (Ruhr), Friedr. Krupp A.-G.
- Richter, Alfred, Obering., Berlin NW 23, Brücken-Allee 19 I.
- Richter, Oberpostdirektor, Bremen, Domsheide 15.
- Rickert, Dr. F., Verleger der „Danziger Zeitung“, Danzig.
- Riedel, Karl, Schiffsoffizier, Mannheim, Hauptstr. 137.
- 1610 Riemer, Julius, Direktor der Firma Haniel & Lueg, Düsseldorf-Grafenberg.
- von Rieppel, A., Dr.-Ing., Geh. Baurat und Fabrikdirektor, Nürnberg 24.
- Rischowski, Alb., Vertreter der Firma Caesar Wollheim, Breslau, Wallstr. 23.
- Ritter, Th., i. Fa. Woermann-Linie, Hamburg, Sierichstr. 133.
- Ritter, Walter, Ingenieur, Teilhaber der Deutschen Apelia Ges., Leipzig, Blücherstraße 19.
- 1615 Ritzhaupt, Fr., Direktor, Niederschöneweide b. Berlin, Brückenstr. 31.
- Röchling, L., Fabrikbesitzer, Völklingen a. d. Saar.
- Rogge, A., Marine-Oberstabs-Ingenieur a. D., Charlottenburg, Knesebeckstr. 16.
- Rogge, Kapitän zur See und Abteilungschef im R.-M.-A., Berlin-Wilmersdorf, Nikolsburger Str. 8/9, II.
- Rohde, Paul, Inhaber der Fa. Otto Mannsfeld & Co., Magdeburg, Halberstädter Str. 8, II.
- 1620 v. Rolf, W., Freiherr, Direktor, Düsseldorf 71, Berger-Ufer 1.
- Rolle, M., Architekt, Berlin W 15, Fasanenstraße 57.
- Rollmann, Admiral z. D., Exzellenz, Zehendorf b. Berlin, Prinz-Handjery-Str. 31.
- Rompano, C., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 19, Weidenstieg 8, III.
- Roser, E., Direktor, Dr.-Ing., Mülheim-Ruhr, Mellinghoferstr. 90.
- Roser, Heinrich, Dipl.-Ing., Mülheim-Ruhr, 1625 Oberstr. 80.
- Roth, H., Geheimer Kommerzienrat, Dessau, Wilh.-Müller-Str. 4.
- Roth, Valentin, Ingenieur, Kiel-Kronshagen, Hasselkamp 103.
- Rudeloff, Geh. Reg.-Rat, Professor, stellvertr. Direktor im Materialprüfungsamt, Groß-Lichterfelde-West bei Berlin.
- Rudeloff, Alexander, Dipl.-Ing., Bremen, Holler-Allee 23.
- Rump, Wilh., Kaufm., Hamburg, Breite Str. 34. 1630
- Ruperti, Oscar, Kaufmann, in Firma H. J. Merck & Co., Hamburg, Dovenhof 6.
- Sachs, Berthold, Geschäftsführer der Flexilis-Werke, G. m. b. H., Berlin-Tempelhof, Germania- und Ringbahnstraßen-Ecke.
- Sachse, Walter, Kapitän und Oberinspektor der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Park-Allee 62.
- Sachsenberg, P., Kommerzienrat, Mitglied des Vorstandes d. Fa. Gebrüder Sachsenberg A.-G., Roßlau a. E.
- Sack, C., Helmuth, Dr. med., Feldafing, 1635 Starnberger See.
- Sadger, Adolph, Ingenieur, Direktor, Berlin S 61, Blücherstr. 32.
- Saefkow, Otto, Kaufmann, Hamburg 13, Schlüterstr. 5.
- Saefel, Hüttendirektor, Berlin-Charlottenburg, Kaiserdamm 89, I.
- Salomon, B., Professor, Frankfurt a. M., Westendstr. 25.
- Sanders, Ludwig, Kaufmann, Hamburg, 1640 Rathausmarkt 2, I.
- Sarnow, Albert, Ingenieur, Stettin, Gartenstraße 12.
- Sartori, A., Konsul und Reeder, in Fa. Sartori & Berger, Kiel.
- Sartori, P., Konsul und Reeder, in Fa. Sartori & Berger, Kiel.
- Sattler, Bruno, Technischer Direktor, Kattowitz O.-S., Friedrich-Str. 35.

- ¹⁶⁴⁵ Schaarschmidt, Oscar, Direktor d. Deutschen Öl-Import G. m. b. H., Berlin W 8, Behrenstraße 8.
- Schantz, Kapitänleutnant und Präses des Torpedoversuchskommandos, Kiel.
- Schapper, Teod., Oberst a. D., Steglitz, Schloß-Str. 42a.
- Scharrer, G., Kaufm., Duisburg, Unter-Str. 84.
- Schärfte, Franz, Ingenieur, Lübeck, Engewisch 42/48.
- ¹⁶⁵⁰ Schauseil, M., Direktor der Seeberufsgenossenschaft, Hamburg 11, Beim alten Waisenhaus 1.
- Scheeh1, Georg, Obergeringieur, Hamburg, Immenhof 33.
- Scheller, Wilh., Obergeringieur, Leiter der Versuchsanstalt Prof. Junkers, Aachen, Victoriaallee 18.
- Schellhaß, Ernst, Kaufmann, Danneborth b. Gerdshagen, Meckl.-Schwerin.
- Schenck, Max, Direktor von Schenck und Liebe-Harkort, G. m. b. H., Düsseldorf-Obercassel, Roon-Str. 5a.
- ¹⁶⁵⁵ Schetelig, Claudio, Dipl.-Ing., Essen-Ruhr, Rüttenscheider Platz 9.
- v. Schichau, Rittergutsbesitzer, Pohren b. Ludwigsort, Ostpr.
- Schiele, Ernst, Ingenieur und Inhaber der Fa. Rud. Otto Meyer, Hamburg 23, Pappelallee 23/25.
- Schilling, Professor Dr., Direktor der Seefahrtsschule, Bremen.
- Schilling, Direktor, Dortmund, Sunderweg 121.
- ¹⁶⁶⁰ Schilling, W., Hüttendirektor, Oberhausen, (Rheinland), Am Grafenbusch 3.
- Schimmelbusch, Julius, Obergeringieur, Darmstadt, Grüner Weg 95.
- Schimmelfeder, Heinz, Betriebsingenieur, Torgauer Stahlwerk A.-G., Torgau a. E., Bäckerstraße 3, II.
- Schinckel, Max, Vorsitzender d. Aufsichtsrats der Reiherstieg-Schiffswerfte u. Maschinenfabrik, Hamburg, Adolfsbrücke 10.
- Schirmacher, Albert, Ingenieur u. Fabrikdirektor, Berlin W 30, Stübhenstr. 5.
- ¹⁶⁶⁵ Schlachter, Wilhelm, Ober-Ingenieur, Hamburg, Sechslingspforte 11.
- Schlick, E., Hamburg 39, Bellevue 2.
- Schlieper, Kontre-Admiral z. D., Charlottenburg, Württemberg-Allee 27.
- Schmadalla, Joh., Ingenieur und Lehrer für Masch.- und Schiffbau a. d. Navigationsschule Lübeck, Lübeck, Percevalstr. 36.
- Schmelzer, Hermann, Ingenieur, Kassel, Uhlandstr. 4.
- Schmid, C., Direktor, Berlin-Charlottenburg, ¹⁶⁷⁰ Königsweg 29.
- Schmid, Ehrhardt, Vize-Admiral, Exzellenz, Kiel, Feldstr. 80, I.
- Schmidt, Emil, Ingenieur, Hamburg-Uhlenhorst, Herder-Str. 64.
- Schmidt, Karl, Prokurist der A. E. G., Berlin NW 40, Friedrich-Karl-Ufer 2/4.
- Schmidt, Max, Ingenieur, Direktor, Hirschberg i. Schles.
- Schmidt, Wilh., Dr.-Ing., Königl. Baurat, ¹⁶⁷⁵ Wilhelmshöhe b. Kassel.
- Schmidt, Wilh., jun., Ingenieur, Wernigerode a. Harz, Amelungsweg 4.
- Schmidtlein, C., Ingenieur und Patentanwalt, Berlin SW 46, Königgrätzer Str. 87.
- Schmiedgen, Alfred, Direktor, Wittenau bei Berlin, Hauptstr. 60.
- Schmitt, A., Fabrikdirektor, Laurahütte O.-S.
- Schmitt, Ludwig, Direktor, Dresden -A., ¹⁶⁸⁰ Wiener Str. 5.
- Schneider, Heinrich, Dipl.-Ing., Hamburg, Eppendorferlandstr. 2.
- Schnoeckel, Gustav, Zivilingenieur, Charlottenburg 9, Lindenallee 26.
- Schönbach, Victor, Dr. techn., k. k. Oberbaurat, Generaldirektor der Maschinenfabrik Breitfeld, Danek & Co., Prag-Karolinenthal
- Scholz, Max, Fabrikdirektor, Charlottenburg, Knesebeckstr. 75.
- Schrader, Kontreadmiral und Direktor des ¹⁶⁸⁵ Konstruktions-Departements im Reichsmarine-Amt, Berlin W 10, Königin-Augusta-Straße 38-42.
- Schröder, Carl, Obergeringieur und Prokurist, Gleiwitz, O.-S., Wilhelm-Str. 30.
- Schröder, Emil, Ingenieur, Dresden -A., Niederwald-Platz 1, I.
- Schröder, Paul, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 31, Eidelstedterweg 127, III.
- Schroeder, Franz O., Kapitänleutnant a. D., Zivil-Ingenieur, Berlin-Steglitz, Göbenstraße 7a.

- ¹⁶⁹⁰ Schrödter, E., Dr.-Ing., Ingenieur, Düsseldorf, Breite Str. 27.
- Schroedter, C., Herausgeber und Chefredakteur der Hansa, Hamburg, Steinhöft 1.
- v. Schuh, Georg, Dr., Oberbürgermeister, Kgl. Geheimer Hofrat, Nürnberg, Egidienplatz 25.
- Schuler, W., Dr., Oberingenieur, Berlin-Wilmersdorf, Paulsborner Str. 3.
- Schult, Hans, Ingenieur, i. Fa. W. A. F. Wiechhorst & Sohn, Hamburg 23, Wandsbecker Chaussee 38.
- ¹⁶⁹⁵ Schulte, F., Oberingenieur der Harpener Bergbau - Akt.-Ges., Dortmund, Saarbrücker Str. 49.
- Schultze, Aug., Geh. Kommerzienrat, Direktor der Oldenburg - Portug. Dampfschiffs-Reederei, Hamburg 1, Mönckebergstraße 11.
- Schultze, Moritz, Direktor, Magdeburg, Kaiser-Str. 28.
- Schulz, Gustav Leo, Berlin W 15, Kurfürstendamm 59.
- Schulze - Vellinghausen, Ew., Fabrikbesitzer, Düsseldorf, Stern-Str. 18.
- ¹⁷⁰⁰ Schumann, C., Fabrikdirektor, Hamburg 20, Eppendorferlandstr. 79.
- Schumann, Ernst, Ingenieur, Berlin-Charlottenburg, Schloßstr. 9.
- Schuster, Friedrich, Dr., Generaldirektor, Witkowitz-Eisenwerk Mähren.
- Schütte, Alfred, H., Kommerzienrat, Inhaber d. Fa. Alfr. H. Schütte, Köln-Deutz, Rheinallee.
- Schwanhäuser, Wm., Dir. d. International Steam Pump Co., 115 Broadway, New York.
- ¹⁷⁰⁵ Schwarz, Karl, Oberingenieur u. Prokurist der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, Nürnberg-Werderau, Reichel-Str. 39.
- v. Schwarze, Fritz, Betriebs-Chef, Oberschl. Eisenbahn-Bedarfs Akt.-Ges. Abt. Huld-schinskywerke, Gleiwitz, Kronprinzenstr. 9.
- Schwebsch, A., Dipl.-Ing., Kiel, Holstenstraße 8.
- Seeger, J., Kaufmann und Prokurist, Danzig, Schichau-Werft.
- Seiffert, Franz, Direktor der Akt.-Ges. Franz Seiffert & Co., Berlin-Eberswalde, Berlin SO 33, Köpenicker Str. 154a.
- Selve, Walter, Fabrikant und Rittergutsbesitzer, Altena i. W. ¹⁷¹⁰
- v. Senden, Otto, Mitinhaber der „Union“-Metallgesellschaft m. b. H., Düsseldorf, Brend' Amourstr. 28.
- Senff, E., Fabrikbesitzer, Düsseldorf-Grafenberg, Bruch-Str. 55.
- Sening, Aug., Fabrikant, i. Fa. F. A. Sening, Hamburg, Vorsetzen 25/27.
- Seyffert, Ernst, Direktor der Bremer Tauwerkfabrik A.-G., Grohn-Vegesack.
- Siebel, Walter, Ingenieur, i. Fa. Bauartikel-Fabrik A. Siebel, Düsseldorf-Rath. ¹⁷¹⁵
- Siebel, Werner, Fabrikbesitzer, i. Fa. Bauartikel-Fabrik A. Siebel, Düsseldorf-Rath.
- Siebert, G., Direktor der Firma F. Schichau, Elbing, Altstadt. Wall-Str. 10.
- Siebert, Walter, Diplom-Ingenieur, Berlin-Friedenau, Kaiser-Allee 110.
- Siedentopf, Otto, Ingenieur und Patentanwalt, Berlin SW 68, Belle - Alliance - Platz 6.
- Sieg, Waldemar, Königl. Italienischer Konsul, Direktor der Danziger Rhederei-Akt.-Ges. und Vorstandsmitglied der See-Berufsgenossenschaft, Danzig, Langenmarkt 20. ¹⁷²⁰
- Siegmund, Walter, Direktor der „Turbinia“, Aktien - Gesellschaft, Berlin, Leipziger Straße 123a.
- Siemens, S., Maschineninspektor, Bremen, Dampfschiffahrts Ges., „Neptun“.
- v. Siemens, Carl F., Ingenieur, Berlin SW 11, Askanischer Platz 3.
- Sievert, Hans, Schiffbauingenieur, Mönkeberg bei Kiel.
- Simmersbach, Oskar, Professor, Breslau, ¹⁷²⁵ Parkstr. 21.
- Simony, Theophil, Ingenieur, Gleiwitz O.-S., Keith-Str. 12.
- von Simson, Herm. Ed., Kapitänleutnant a. D., Essen-Ruhr, Friedr. Krupp, A.-G.
- Söder, W., Dr. jur. Großherzogl. Sächsischer Konsul, Direktor der Behringwerke, Bremen, Richard-Wagner-Str. 9.
- Soltau, J., Ingenieur, Harburg a. E., Schloßbezirk 4.
- Sonneck, Max, Ingenieur, Dresden A. 19, ¹⁷³⁰ Arnstaedstr. 15.

- Sorge, Kurt, Vorsitzender des Direktoriums der Firma Friedr. Krupp, Grusonwerk, Magdeburg, Buckau, Freiestr. 23—26.
- Sorge, Otto, Direktor a. D., Zivilingenieur, Berlin-Grünwald, Cunostr. 65.
- Spangenthal, Hugo, Kaufmann, Berlin NW 40, Kronprinzenufer 4.
- Spannhake, Wilhelm, Diplomingenieur, Hamburg-Winterhude, Sierichstr. 160.
- ¹⁷³⁵ Späth, H., Generaldirektor, Düsseldorf, Ehrenstr. 44.
- Specht, Rud., Dipl.-Ing. und Patentanwalt, Hamburg, Spitalerstr. 11.
- Spreckelsen, Willy, Schiffsmaschinenbauingenieur, Bremen, Neustadts-Contrescarpe 156, II.
- Sprenger, William, Kapitän und Reeder, Stettin, Poststr. 28.
- Sprickerhof, Albert, Eisenbahndirektor a. D., Berlin-Grünwald, Paulsborner Str. 52/53.
- ¹⁷⁴⁰ Springer, Fritz, Verlagsbuchhändler, Berlin W 9, Linkstr. 23/24.
- Springer, Julius, Verlagsbuchhändler, Zehlendorf, Wannseebahn, Schillerstr., Ecke Klopstockstr.
- Springorum, Fr., Dr.-Ing., Kommerzienrat und Generaldirektor der Eisen- und Stahlwerke Hoesch, A.-G., Dortmund, Eberhardtstr. 20.
- Stachelhaus, Herm., Reeder u. Fabrikant i. Fa. Stachelhaus & Buchloh, Mannheim.
- Staffel, E., Fabrikbes., Witzhausen, Bez. Cassel.
- ¹⁷⁴⁵ Stahl, Paul, Direktor der Stettiner Maschinenbau-Act.-Ges. Vulcan, Hamburg 20, Heiligwigstr. 122.
- Starkmann, Em., Vertreter der Fiat San Giorgio in Spezia und Turin, Berlin W 30, Viktoria-Luise-Platz 9.
- Stauß, E. G., Direktor der Deutschen Bank, Berlin-Dahlem, Cecilienallee 14/16.
- Stein, C., Ingenieur, Direktor der Gasmotorenfabrik „Deutz“, Charlottenburg, Kaiserdamm 8.
- Steinbiss, Karl, Präsident der Königl. Eisenbahndirektion Kattowitz, Kattowitz O.-S., Wilhelmsplatz 10.
- ¹⁷⁵⁰ Steinmeyer, Carl, Marine-Stabs-Ingenieur a. D., Wilmersdorf, Berliner Str. 8.
- Stelljes, Erich, Maschinenbau-Ingenieur, Bremen, Doventorsteinweg 52, pt.
- Stender, W., Ingenieur, Moskau, Tschistye Prudy, Mylnikow Pereulok 4 ¹⁰.
- Stentzler, Carl, Vertreterin-u.ausländischer Berg-, Hütten- u. Walzwerke, Berlin-Friedenau, Wilhelm-Hauff-Str. 5.
- Stern, Manu, Direktor der Telefon-Fabrik A.-G., Hannover, Gellertstr. 13.
- Sternberg, Oscar, Königl. Schwed. Vice-¹⁷⁵⁵ Konsul, Generaldirektor, Mannheim, Augusta-Anlage 33.
- Stinnes, Leo, Reeder, Mannheim D 7. 12.
- Stöckmann, E., Technischer Direktor, Annen i. Westf.
- Stoedtner, Georg, Chefingenieur, Hamburg, Isestr. 85.
- Stoessel, Paul, Fabrikbesitzer, Düsseldorf, Pumpelförterstr. 24.
- Strasser, Geh. Regierungsrat, Direktor im ¹⁷⁶⁰ Kaiserlichen Patentamt, Berlin W 15, Fasanenstr. 64.
- Stromeyer, Kontreadmiral z. D., Berlin-Dahlem, Königin-Luise-Str. 14 (Post Steglitz).
- Strube, Dr. A., Bankdirektor, Deutsche Nationalbank, Bremen.
- Struck, H., Prokurist der Firma F. Laeisz, Hamburg, Trostbrücke 1.
- Stubmann, Dr. phil. P., Geschäftsführer, Hamburg, Alterwall 12, III.
- Stumpf, Johannes, Professor, Berlin W 15, ¹⁷⁶⁵ Kurfürstendamm 33.
- Sugg, Direktor der Vereinigten Königs- und Laurahütte A.-G., Breslau, Morgenzeile 16.
- Suling, Baudirektor der Abteilung Strom- u. Hafenbau, Bremen, Baudirektion.
- Suppán, C. V., Schiffsoberinspektor, Wien III, Donau-Dampfschiffs-Direktion.
- Surenbrock, W., Direktor, Hamburg, Kl. Grasbrook, Reiherstieg-Schiffswerfte.
- Sylvester, Emilio, Betriebsdirektor, Friedr. ¹⁷⁷⁰ Krupp, A.-G., Friedrich-Alfred-Hütte, Rheinhausen-Friemersheim.
- Szymanski, Ingenieur, Mülheim-Ruhr, Wilhelmplatz 4.

- Tecklenborg, Ed., Kaufmann, Direktor der Schiffswerft von Joh. C. Tecklenborg Akt.-Ges., Bremen, Parkstr. 41.
- Tenge, Regierungsrat, Vortragender Rat im Großh. Old. Staatsministerium, Oldenburg Gr., Grüne Str. 10.
- Tetens, F., Dr. jur., Direktor der Aktiengesellschaft „Weser“, Bremen.
- ¹⁷⁷⁵ Thielbörger, Gustav, Ingenieur, Neckarsulm i. Württbg., Schillerstr. 595.
- Thiele, Ad., Kontre-Admiral z. D., Reichskommissar bei dem Seeamte Bremerhaven, Bremen, Lothringer Str. 21.
- Thiele, J., Marine - Oberstabsingenieur, Hannover-Waldheim, Ottostr. 2, 11.
- Thoma, Dr.-Ing., Gotha, Schöne Allee 6.
- Thomas, Paul, Direktor, Düsseldorf, Achenbachstr. 6.
- ¹⁷⁸⁰ Thorbecke, Kapitän zur See, Kiel, Esmarchstraße 20.
- Thulin, C. G., Italienischer Generalkonsul und Reeder, Stockholm (Schweden), Skeppsbron 34.
- Thulin, P. G., Vize - Konsul, Stockholm, Skeppsbron 34.
- Thyen, Heinr. O., Konsul, i. Fa. G. H. Thyen, Brake.
- v. Tirpitz, Alfr., Großadmiral, Exzellenz Staatsminister und Staatssekretär des Reichs - Marineamts, Berlin W 10, Königin-Augusta-Str. 38—42.
- ¹⁷⁸⁵ Tolksdorf, B., Patentanwalt, Berlin W 9, Potsdamer Str. 139.
- Tonne, Carl Gust., Kommerzienrat, Magdeburg, Villa auf dem Werder.
- Tosi, Franco, Maschinenfabrikant, Legnano, Italien.
- Trappen, Walter, Generaldirektor, Honnef a. Rhein.
- Traub, Alois, Oberingenieur, Berlin-Charlottenburg, Sybelstr. 50.
- ¹⁷⁹⁰ Trauboth, Walter, Oberingenieur, Berlin-Friedenau, Offenbacher Str. 2.
- Trenkler, Albert, Marine - Stabsingenieur, Kiel, S. M. S. „Hannover“.
- Trommsdorff, Bibliothekar, Danzig, Technische Hochschule.
- Uhlig, Carl Hugo, Direktor, Chemnitz, Barbarossastr. 4.
- Ulmer, Conrad, Direktor, Düsseldorf, Achenbachstr. 28, II.
- Usener, Hans, Dr. phil., Fabrikant, Kiel, ¹⁷⁹⁵ Holtenuer Str. 62.
- Vahland, Otto, Direktor, Bremen, Schlachte 21.
- Vehling, H., Hüttendirektor, Vorst.-Mitgl. der Gelsenkirchener Bergwerks-Akt.-Ges., Aachen-Rothe-Erde.
- Vielhaben, Dr. jur., Rechtsanwalt, Hamburg, Rathaus-Str., Bülowhaus.
- van Vloten, Hüttendirektor, Hörde i. W.
- Voerste, Otto, Oberingenieur, Kiel, Schiller-¹⁸⁰⁰straße 16.
- Vogel, Hans, Ingenieur, Kiel, Niemannsweg 6.
- Vögler, Albert, Hüttendirektor, Dortmund, Union.
- Voit, Wilhelm, Zivilingenieur, Berlin-Steglitz, Grunewaldstr. 10.
- Volckens, Wm., Geheimer Kommerzienrat, Hamburg 11, Adolphsplatz 6, Börsenhof.
- Vollbett, O., D., Betriebschef des Reparaturbetriebes der Vulcan - Werke, Altona, Palmaille 108.
- Vollbrandt, Adolf, Kaufmann, Freiburg i. Br., Bayernstr. 6.
- Vorwerk, Ad., Kaufmann, Hamburg, Mönkeberg 11.
- Wacha, Karl, Direktor der Görlitzer Maschinenbau-A.-G., Görlitz, Lindenweg 2.
- Wagenführ, H., Ober-Ingenieur der Allgem. Elektrizitäts-Gesellsch., Bremen, Wall 108.
- Waldschmidt, Walther, Dr. jur., Justizrat, ¹⁸¹⁰ Direktor der Ludw. Loewe & Co., Aktiengesellschaft, Berlin NW 87, Huttenstr. 17.
- Walloch, F., Ing., Direktor d. C. Lorenz, A.-G., Berlin W 30, Luitpoldstr. 19.
- Wallwitz, Franz, Direktor der Stettiner Maschinenbau-A.-G. „Vulcan“, Hamburg, Beneckestr. 48.
- Wanner, Theodor G., Fabrikant, Kgl. belg. und Kgl. schwed. Konsul, Stuttgart, Königstr. 15.
- Warnholtz, Max, Direktor der Hamburg. Amerika-Linie, Hamburg, Alsterdamm 25.
- Wätjen, Georg W., Generalkonsul und Reeder, Bremen, Postfach 678.

- Weber, Ed., Kaufmann, Hamburg, Brüggehaus.
- Weber, Fritz, Ingenieur, Helgoland, Siemens-Terrasse.
- Weber, Horst, Hofrat, Verlagsbuchhändler, Leipzig, Illustrierte Zeitung.
- Weber, Moritz, Professor an der Kgl. techn. Hochschule zu Berlin, Nicolassee, Luckhofstr. 19.
- ¹⁸²⁰ Weber, Richard, Fabrikant, Berlin, Kottbuser Ufer 41.
- Wedemeyer, Dr., Hüttendirektor, Sterkrade, Hüttenstr. 20.
- Wegener, Hauptmann a. D., Direktor, Düsseldorf, Rochusstr. 23.
- Wehrlin, Harry, Ober-Ingenieur, Steglitz, Humboldtstr. 15.
- Weickmann, Albert, Patentanwalt und Ingenieur, München, Steinbacherstr. 2, II, (Bogenhausen).
- ¹⁸²⁵ Weidert, Franz, Dr. phil., Direktor der optischen Anstalt „Goerz“ A.-G., Berlin-Wilmersdorf, Landauer Str. 4, II.
- Weinlig, O. Fr., Generaldirektor d. Dillinger Hüttenwerke A.-G., Dillingen-Saar (Rh.-Pr.)
- Weisdorff, E., Generaldirektor der Burbacherhütte, Burbach a. Saar.
- Weise, Max, Kommerzienrat, Fabrikbesitzer, Kirchheim-Teck, Württemberg.
- Weittenhiller, R., Direktor, Deutsche Masch. Fabr. A.-G., Duisburg, Prinzenstr. 22.
- ¹⁸³⁰ Weitzmann, J., Hamburg I., Holzbrücke 5.
- Welin, Axel, Ingenieur, Hopetoun House, Lloyds Avenue, London E. C.
- Welzel, Alfred, Ober-Ingenieur, Leipzig, Nordplatz 5.
- Wember, Gustav, Direktor, Berlin W 15, Wielandstr. 25/26.
- Wendemuth, Baurat u. Mitglied der Wasserbau-Direktion, Hamburg 14, Dalmannstr.
- ¹⁸³⁵ Wendler, H., Maschinenbau-Dipl.-Ingenieur, Hamburg 39, Krahmansstr. 28 pt.
- Wenske, Wilhelm, technischer Direktor, Rüsselsheim a. M.
- Werner, Dr.-Ing., Fabrikbesitzer, Düsseldorf, Schumannstr. 42.
- Werner, Rich., Direktor der Siemens-Schuckertwerke, Berlin-Siemensstadt.
- Werners, Paul, Dipl.-Ing. bei Breuer, Schumacher & Co., A.-G., Cöln-Kalk.
- West, Freg.-Kapitän, Kommandant S. M. S. ¹⁸⁴⁰ „Albatros“, Cuxhaven.
- Wessels, Joh., Fr., Senator, Bremen, Langenstraße 86, I.
- Wettin, Paul, Kapitän des Norddeutschen Lloyd, Bremen, Danzig-Schichauwerft.
- Wever, Adolf, Kaufmann, Hamburg, Esplanade 5—9.
- Wichmann, Alfr. O., Kaufmann, Hamburg 20, Eppendorfer Landstraße 15.
- Wichmann, Otto, Besitzer der Alster-Dampf-¹⁸⁴⁵boote, Hamburg, Neuer Wall 2, I.
- Widenmann, Kapitän z. S., Berlin W 10, Königin-Augusta-Str. 38/42.
- Wiecke, A., Generaldirektor, Lauchhammer.
- Wieland, Philipp, Kommerzienrat, Ulm a. D., Postfach 48.
- Wiethaus, O., Geheimer Kommerzienrat u. Generaldirektor, Bonn a. Rh.
- Wikander, E., Stadtrat, Berlin W 57, Pots-¹⁸⁵⁰damer Straße 68.
- Wilhelmi, J., Ingenieur, Blankenese, Bahnhofstr. 43.
- Wiligut, Imre, Ingenieur, Berlin-Wilmersdorf, Uhlandstr. 96, II.
- Wilms, R., Oberingenieur u. Expert d. Bureau Veritas, Essen-Ruhr, Selmastr. 6.
- Wiltz, Aug., Techn. Direktor d. Fa. Henschel & Sohn, Hattingen-Ruhr, Abt. Henrichshütte.
- Windscheid, G., Kaufmann und k. und k. ¹⁸⁵⁵Österr.-Ung. Vize-Konsul, Rittergut Janitzow, Post Lassau, Greifswald.
- Wingen, H., Kaufmann, Mailand, Via Principe Umberto 4.
- Winkler, Exzellenz, Viceadmiral z. D., Saarow b. Fürstenwalde (Spree). Berlin W 50, Würzburger Str. 12/13.
- Winter, Günther, Oberingenieur, Nürnberg, Siemens-Schuckertwerke, Lindenau-Str. 39.
- Wirtz, Adolf, Hüttendirektor der Deutsch-Luxemburgischen Bergwerks- und Hütten, A.-G., Mülheim (Ruhr), Aktienstr.
- Wiß, Ernst, Ingenieur, Griesheim a. M. ¹⁸⁶⁰
- Wittmer, Kapitän zur See a. D., Berlin NW 7, Georgenstr. 34/36.

- Wolf, Georg, Ingenieur, Direktor der C. Lorenz A.-G., Wilmersdorf, Prinzregentenstraße 84.
- Wolf, Ernst, Marine-Oberstabsingenieur, Kiel, Feldstr. 92.
- Wolf, M., Fabrikbesitzer i. Fa. R. Wolf, Maschinenfabrik, Magdeburg-Buckau.
- ¹⁸⁶⁵ Wolfenstetter, Maschinenbau - Ingenieur, Nürnberg, Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.-G.
- Wolff, Ferdinand, Fabrikdirektor, Mannheim, Bismarckplatz 5.
- Wolff, J., Fabrikdirektor, Frankfurt a. M., Waidmannstr. 33.
- Wurm, A., Dr., Hüttdirektor, Osnabrück, Venloer-Str. 5.
- Wurbach, Fregattenkapitän a. D., Berlin-Friedenau, Stubenrauchstr. 38, II.
- ¹⁸⁷⁰ Zahn, M., Direktor d. Europäischen Petroleum-Union G. m. b. H., Berlin W 8, Behrenstraße 8, II.
- Zapf, Georg, Vorstand der Felten & Guilleaume-Lahmeyerwerke A.-G. Carlswerk, Mülheim am Rhein, Bahnstr. 48.
- Zapp, Adolf, Ingenieur, i. Fa. Robert Zapp, Düsseldorf, Haroldstr. 10 a.
- Zeitschel, Bernhard, Ingenieur, Direktor der Kriegswirtschafts-A.-G., Haardter Schloß b. Neustadt a. Haardt.
- Ziegler, E. T., Ingenieur, Sterkrade (Rhld.), Steinbrink 108.
- Zimmer, Aug., Schiffsmakler und Reeder, ¹⁸⁷⁵ Fa. Knöhr & Burchardt Nfl., Hamburg 11, Neptunhaus.
- Zimmermann, Oberingenieur, Gr.-Lichterfelde-West, Karlstr. 36.
- Zimmermann, Kontre-Admiral z. D., Heidelberg, Bismarckstr. 15.
- Zölllich, Hans, Dr. phil., Ingenieur, Westend, Spandauer Berg 6, III.
- Zopke, Hans, Professor, Regierungsbaumeister a. D., Direktor der technischen Staatslehranstalten zu Hamburg und Leiter des technischen Vorlesungswesens zu Hamburg, Hamburg, Sierichstr. 80.
- Zörner, Bergrat und Generaldirektor, Kalk ¹⁸⁸⁰ bei Köln a. Rhein.
- Zürn, W., Mitinhaber und Leiter der Fa. W. Ludolph G. m. b. H., Geestemünde, Bismarckstr. 11.

Abgeschlossen am 1. Dezember 1915.

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

II. Satzung.

I. Sitz der Gesellschaft.

§ 1.

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

II. Zweck der Gesellschaft.

§ 2.

Zweck. 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.

§ 3.

Mittel zur Erreichung dieses Zweckes.

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.

III. Zusammensetzung der Gesellschaft.

§ 4.

Gesellschaftsmitglieder.

Die Gesellschaftsmitglieder sind entweder:

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

§ 5.

Fachmitglieder.

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

§ 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:

Vorstand.

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

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

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

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

§ 9.

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

Ehrenvorsitzender.

§ 10.

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.

Vorstandsmitglieder.

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

§ 11.

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.

Ergänzungswahlen des Vorstandes.

§ 12.

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.

Ersatzwahl des Vorstandes.

§ 13.

Geschäftsleitung. 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 Majorität 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. Aufnahmebedingungen und Beiträge.

§ 14.

**Aufnahme der
Fachmitglieder.**

Das Gesuch um Aufnahme als Fachmitglied ist an den geschäftsführenden 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.

§ 15.

**Aufnahme der
Mitglieder.**

Das Gesuch um Aufnahme als Mitglied ist an den geschäftsführenden 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 Mitglied des geschäftsführenden Vorstandes und drei Gesellschaftsmitgliedern durch Namensunterschrift zu bestätigen, worauf die Aufnahme erfolgt.

§ 16.

Eintrittsgeld.

Jedes eintretende Gesellschaftsmitglied zahlt ein Eintrittsgeld von 20 M.

§ 17.

Jahresbeitrag.

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.

§ 18.

**Lebenslänglicher
Beitrag.**

Gesellschaftsmitglieder können durch einmalige Zahlung von 400 M. lebenslängliche Mitglieder werden und sind dann von der Zahlung der Jahresbeiträge befreit.

§ 19.

**Befreiung von
Beiträgen.**

Ehrenmitglieder sind von der Zahlung der Jahresbeiträge befreit.

§ 20.

Austritt.

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

§ 21.

Ausschluß.

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

VI. Versammlungen.

§ 22.

Die Versammlungen der Gesellschaft zerfallen in:

1. die Hauptversammlung,
2. außerordentliche Versammlungen.

Versammlungen.

§ 23.

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.

Haupt-
versammlung.

Der geschäftliche Teil umfaßt:

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

§ 24.

Der geschäftsführende 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.

Außerordent-
liche
Versammlungen

§ 25.

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

Berufung der
Versammlungen.

§ 26.

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.

§ 27.

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

Beschlüsse der
Versammlungen.

§ 28.

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

Änderungen der
Satzung.

§ 29.

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.

§ 30.

Protokolle.

In allen Versammlungen führt der Geschäftsführer das Protokoll, welches nach seiner Genehmigung von dem jeweiligen Vorsitzenden der Versammlung unterzeichnet wird.

§ 31.

Geschäfts-
ordnung.

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

VII. Auflösung der Gesellschaft.

§ 32.

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.

§ 33.

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

für den

Stipendienfonds der Schiffbautechnischen Gesellschaft.

§ 1.

Der Stipendienfonds ist aus den Organisationsbeiträgen und den Einzahlungen der lebenslänglichen Mitglieder gebildet worden. Er beträgt 200 000 Mark, welche im Preuß. Staats-Schuldbuche, mit $3\frac{1}{2}\%$ verzinsbar, eingetragen sind.

Fonds.

§ 2.

Die jährlichen Zinsen des Fonds in Höhe von 7000 Mark sollen verwendet werden:

Verwendung.

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

§ 3.

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

Sicherstellung des
Geschäftsführers.

§ 4.

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

Reisestipendien.

§ 5.

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

§ 6.

Anerkennungen. Für bedeutungsvolle Vorträge jüngerer Gesellschaftsmitglieder kann der Vorstand aus den Zinsen des Stipendienfonds, wenn es angebracht erscheint, geeignete Anerkennungen aussetzen.

§ 7.

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

§ 8.

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

§ 9.

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

IV. Satzung für die silberne und goldene Medaille der Schiffbautechnischen Gesellschaft.

§ 1.

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

§ 2.

Die Medaillen 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.

§ 3.

Die silberne Medaille 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.

§ 4.

Die goldene Medaille 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.

§ 5.

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

§ 6.

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

§ 7.

Über die Verleihung der Medaillen 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 Protektor sowie der Grund der Verleihung (§§ 3 und 4) zum Ausdruck gebracht.

§ 8.

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

V. Bericht über das siebzehnte Geschäftsjahr 1915.

Ehrentafel.

Nach Beendigung des Krieges wird in unserem Jahrbuch eine „Ehrentafel“ veröffentlicht, welche die Bildnisse unserer auf dem Felde der Ehre gefallenen Kollegen, sowie die Namen der mit dem „Eisernen Kreuz“ ausgezeichneten und aller zu den Fahnen einberufenen Mitglieder enthalten soll. Vor dem Druck der Liste wird sie sämtlichen Mitgliedern zur Durchsicht und Verbesserung übersandt, damit sie so vollständig und richtig wie möglich erscheinen kann.

Veränderungen in der Mitgliederliste.

Wie bereits im vorigen Jahrbuch mitgeteilt wurde und wie es der Krieg voraussehen ließ, hat sich unsere Mitgliederzahl zum ersten Male seit Bestehen der Gesellschaft verringert, leider steht zu erwarten, daß dies nach Beendigung des Krieges noch in erhöhtem Maße der Fall sein wird. Wenn auch einige Herren eingetreten sind, so überwiegt doch die Zahl der ausgetretenen und verstorbenen Herren.

Seit dem 1. Dezember 1914 sind folgende 30 Herren eingetreten:

a) als Fachmitglieder:

1. Borchers, Heinrich, Ober-Ingenieur, Elbing.
2. Dietze, Ernst, Schiffbau-Ingenieur, Vulcan, Stettin.
3. Meißner, Carl, Fabrikbesitzer, Hamburg.
4. Martins, Ludwig, Schiffbau-Ingenieur, Kiel.
5. Müller, F. H. W., Schiffbau-Ingenieur, Geestemünde.
6. Nilsson, Nils Gustaf, Chef der Kgl. Kommerzkollegiums-Fahrzeuginspektions-Abteilung, Stockholm.

b) als lebenslängliches Mitglied:

7. Pfeiffer, W., Kommerzienrat, Düsseldorf.

c) als Mitglieder:

8. Bierwes, H., Vorstandsmitglied der Mannesmannröhrenwerke, Düsseldorf.
9. Blomberg, H., Direktor der Stockholms Reedereiaktiebolag Svea in Stockholm.

10. Bohn, Friedrich, Fabrikbesitzer, Kiel.
11. Bohn, Karl, Ingenieur und Prokurist, Kiel.
12. Bündgens, Franz, Vize-Konsul, Fabrikbesitzer, Kiel.
13. Cropp, Johs., Direktor, Hamburg.
14. Eckardt, Max, Baumeister, Hamburg.
15. Engström, W., Maschinenbetriebs-Ingenieur der Götaverken in Gothenburg.
16. Ermler, Richard, Ingenieur, Berlin.
17. Flick, Fr., Hüttdirektor, Niederschelden.
18. Gaa, Carl, Direktor der Brown, Boveri & Cie. A.-G., Mannheim-Käferthal.
19. Haubold, Carl, Direktor der Maschinenfabrik C. G. Haubold, Chemnitz.
20. Hering, Kapitän, z. Zt. Direktor der Torpedowerkstatt, Friedrichsort.
21. Kockum, Frans, Henrik, Zivil-Ingenieur, kaufm. Direktor der Kockums Mek. Verkst. Aktiebolag, Malmö.
22. Kux, Ed., Dr.-Ing., Vorstandsmitglied der Gebr. Körting A.-G., Hannover-Linden.
23. Projahn, H., Ober-Ingenieur, Gelsenkirchen.
24. Roth, Valentin, Ingenieur, Kronshagen bei Kiel.
25. Schmitt, Ludwig, Direktor, Dresden.
26. Scholz, Max, Fabrikdirektor, Charlottenburg.
27. von Senden, Otto, Mitinhaber der „Union“, Metallges. m. b. H., Düsseldorf.
28. Söder, W., Dr. jur., Großherzogl. Sächs. Konsul, Bremen.
29. Sonnek, Max, Ingenieur, Kiel.
30. Zeitschel, B., Ingenieur, Neustadt a. d. Haardt.

Mit Ablauf des Geschäftsjahres wünschen auszutreten:

1. Alexander-Katz, Bruno, Dr. jur., Patentanwalt, Berlin.
2. Arldt, G., Dr.-Ing., Berlin.
3. Bitterling, Willi, Marineingenieur, Stettin.
4. Bueck, Axel, Henri, Generalsekretär, Berlin.
5. Darjes, Emil, Ingenieur, Wilhelmshaven.
6. Horn, Fritz, Hüttdirektor, Charlottenburg.
7. Karcher, E., Hüttdirektor, Dillingen.
8. Knudsen, Ivar, Direktor, Kopenhagen.
9. Kielblock, Waldemar, Ingenieur, Eberswalde.
10. Lentz, Hugo, Ingenieur, Berlin.
11. Mertens, Kurt, Ingenieur, Hamburg.

12. Neumann, Albert, Reeder, Danzig.
13. Nixdorf, Osw., Betriebsingenieur der N. D. L., Bremerhaven.
14. Persius, Kapitän z. S., Berlin.
15. Petzold, W., Schiffbau-Ingenieur, Lübeck.
16. Podeus, Paul, Ingenieur, Wismar.
17. Reincke, H. R., Leopold, Ingenieur, London.
18. Sachse, W., Oberinspektor Hamburg.
19. Schmidt, Kaiserlicher Admiral, Exz., Kiel.
20. Schmidt, Oskar, Direktor, Köln.
21. Schubart, O., Ingenieur, Kiel.
22. Schulze, Major i. I. Seebataillon, Friedrichsort b. Kiel.
23. Stark, Ernst, Ingenieur, Hamburg.
24. Strüver, A., Ingenieur N. D. L., Bremerhaven.

Durch den Tod erlosch die Mitgliedschaft nachbenannter Herren:

1. Abraham, J., Schiffbau-Ingenieur, Stralsund.
2. Arenhold, L., Korvetten-Kapitän a. D., Marinemaler, Kiel.
3. Billig, Hermann, Oberingenieur, Dessau.
4. Claußen, Ernst, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Bremen.
5. Curti, Direktor, Marienfelde.
6. Dietze, E., Schiffbau-Oberingenieur, Roßlau a. E.
7. Fischer, Fr., Betriebs-Ingenieur, Elbing.
8. Griese, Korvettenkapitän a. D., Charlottenburg.
9. Jaeger, Hauptmann a. D., Berlin.
10. Jahnelt, August, Schiffbau-Oberingenieur, Dresden-Uebigau.
11. Janda, Emil R., Architekt, Hamburg.
12. Klönne, Carl, Geh. Kom.-Rat, Direktor der Deutschen Bank, Berlin.
13. Knaffl, A., Ingenieur, Dresden.
14. v. Knobloch, Schiffbau-Ingenieur, Kiel.
15. Kösel, Albert, Direktor, Düsseldorf.
16. Polis, Albert, Kapitän, Direktor, Hamburg.
17. Rathenau, Emil, Dr.-Ing., Geh. Baurat, Generaldirektor der A.E.G., Berlin.
18. Rieck, M. J., Mitinhaber der Werft von Heinr. Brandenburg, Hamburg.
19. Schauenburg, Eduard, Ingenieur, Berlin.
20. Schieß, Ernst, Dr.-Ing., Geh. Kommerzienrat, Düsseldorf.
21. Schirnack, C., Marine-Oberstabsingenieur, Zoppot.

22. **Stiller, Hermann**, Direktor, Landsberg a. W.
 23. **Weimann-Bischoff**, Korvettenkapitän a. D., Marinetechn. Mitarbeiter der Optischen Anstalt G. P. Goerz, Berlin.
 24. **Wigger, Hans**, Marine-Baumeister, Wilhelmshaven.
 25. **Zanders, Hans**, Kommerzienrat, Bergisch-Gladbach.

Auch im diesjährigen Jahrbuch mußte die Mitgliederliste aus demselben Grunde wie im vorigen Jahre bereits am 1. Dezember 1915 abgeschlossen werden.

Wirtschaftliche Lage.

Die Herren Rechnungsrevisoren haben die Abrechnung des Geschäftsjahres 1914 geprüft und richtig befunden. Wie der nachstehende Abdruck zeigt, schließt sie auf beiden Seiten mit *M* 107 790,71 ab.

Einnahmen.		1914.	Ausgaben	
	<i>M</i>			<i>M</i>
1. Kassenbestand am 1. Januar 1914	2 172,05	1. Jahrbuch und Versand	22 753,35	
2. Bankbestand am 1. Januar 1914	7 831,—	2. Gehälter	9 807,51	
3. Kriegsspende	28 230,05	3. Kanzleibedarf	3 543,28	
4. Beiträge (1878)	37 551,92	4. Möbel usw.	409,45	
5. Eintrittsgelder (33)	660,—	5. Post	825,40	
6. Lebenslängliche Beiträge (2)	800,—	6. Bücherei	287,55	
7. Zuschuß vom Reichsmarineamt	2 000,—	7. Sommerversammlung	19 310,69	
8. Jahrbuchertrag	3 505,89	8. Hauptversammlung	1 828,65	
9. Eingänge für Sommerversammlung	11 960,20	9. Drucksachen	1 352,50	
10. Eingänge für Hauptversammlung	752,35	10. Kriegsspende an die Marine	5 000,—	
11. Zinsen aus Wertpapieren und Bankguthaben	12 327,25	11. Kriegsspende an den Verein für Sanitätshunde	1 000,—	
		12. Sonstige Spenden	2 240,50	
		13. Verschiedenes	2 032,11	
		14. Kriegsspende (Einzahlungen bis 31. Dezember 1914)	28 230,05	
		15. Bankbestand am 31. Dezember 1914	4 713,—	
		16. Kassenbestand am 31. Dezember 1914	4 456,67	
Sa.	107 790,71	Sa.	107 790,71	

Geprüft und richtig befunden.

Berlin, den 24. Juli 1915.

(gez.) Prof. P. Krainer. (gez.) Vielhaben.

Seit dem Bestehen unserer Gesellschaft hat Herr Rechtsanwalt Dr. Vielhaben in Hamburg mit der größten Gewissenhaftigkeit unsere Rechnungen geprüft und in den ersten Jahren manche guten Ratschläge für eine durchsichtige und doch einfache Buchführung gegeben. Herr Dr. Vielhaben ist leider aus Gesundheitsrücksichten gezwungen, das bisher von ihm ausgeübte Amt niederzulegen, es sei ihm deshalb an dieser Stelle der wärmste Dank der Schiffbautechnischen Gesellschaft für seine vielfachen Bemühungen ausgesprochen. Seine Verdienste um unsere Geschäftsführung werden ihm stets hoch angerechnet werden.

Kriegsspende.

An der auf der vorjährigen Hauptversammlung beschlossenen Sammlung haben unsere in der folgenden Liste aufgeführten Mitglieder die nebenstehenden Beträge gezeichnet und eingezahlt.

	M.
Kaiserl. außerordentl. Gesandter und bevollmächtigter Minister	
Dr. phil. Krupp von Bohlen und Halbach, Essen	10 000,—
Geh. Kommerzienrat Dr.-Jng. Carl H. Ziese, Elbing	10 000,—
Geh. Kommerzienrat Ed. Arnhold, Berlin	1 000,—
Werftbesitzer Dr.-Jng. Herm. Blohm, Hamburg	1 000,—
Walter Boveri, Baden (Schweiz)	1 000,—
Kaufmann Aron Hirsch, Berlin	1 000,—
Fabrikbesitzer Oskar Huldshinsky, Berlin	1 000,—
Schmidt'sche Heißdampf-Gesellschaft m. b. H., Cassel-Wilhelmshöhe	1 000,—
Geh. Reg.-Rat, Dr.-Jng. Wilh. v. Siemens, Berlin	1 000,—
Werftbesitzer C. Berninghaus, Duisburg	500,—
Dr. phil. Hugo Cassirer, Charlottenburg	500,—
Geh. Baurat Dr.-Jng. G. Gillhausen, Essen	500,—
Dr.-Jng. Wilhelm Schmidt, Cassel-Wilhelmshöhe	500,—
Ingenieur Freiherr Karl v. Skoda, Pilsen	392,75
Schiffsreeder Walter Kunstmann, Stettin	231,50
Direktor J. A. Eßberger, Berlin	200,—
Hüttenbesitzer August Herwig, Dillenburg	200,—
Geh. Hofrat Prof. Dr.-Jng. C. v. Linde, Thalkirchen	200,—
Geh. Regierungsrat Professor Joh. Schütte, Danzig	200,—
Präsident Achelis, Bremen	100,—
Kaufmann Paul Barckhan, Bremen	100,—
Ingenieur Wilhelm Bartel, Bremen	100,—

	M.
Geheimer Baurat G. Baur, Essen	100,—
Reeder F. C. Bramslöw, Hamburg	100,—
Reeder Hermann Buchloh, Mülheim	100,—
Direktor Dr.-Ing. Robert Burgmann, Dresden	100,—
Geh. Reg.-Rat Prof. Dr.-Ing. C. Busley, Berlin	100,—
Baurat Dr.-Ing. Georg W. Claussen, Geestemünde	100,—
Professor H. Dieckhoff, Hamburg	100,—
Schiffbaudirektor F. Evers, Stettin	100,—
Geh. Regierungsrat Prof. Osw. Flamm, Berlin	100,—
Geh. Baurat Dr.-Ing. J. Flohr, Hamburg	100,—
Direktor Herm. Frahm, Hamburg	100,—
Dipl.-Ing. Ernst Goebel, Stettin	100,—
Fabrikbesitzer Richard Gradenwitz, Berlin	100,—
Birger Hammar, Hamburg	100,—
Otto Harms, Hamburg	100,—
Generaldirektor Heineken, Bremen	100,—
Konsul C. Adolph Jacobi, Bremen	100,—
Direktor J. Joost, Hamburg	100,—
Professor Hugo Junkers, Aachen-Frankenburg	100,—
Direktor Rob. Jurenka, Oberhausen	100,—
Kais. Deutscher Konsul Joh. Kiep, Ballenstedt	100,—
Kommerzienrat Ernst Kirchner, Leipzig	100,—
Geheimer Kommerzienrat Emil Kirdorf, Mülheim-Ruhr	100,—
Ingenieur Franz Kitzerow, Charlottenburg	100,—
Kommerzienrat Ernst Klein, Dahlbruch	100,—
Direktor Dr.-Ing. Herbert v. Klemperer, Berlin	100,—
Generaldirektor Ernst Knackstedt, Düsseldorf	100,—
Dipl.-Ing. T. Kober, Friedrichshafen	100,—
Fabrikant Christian Wilhelm Koenitzer, Hamburg	100,—
Geheimer Baurat Max Krause, Berlin	100,—
Direktor Julius Kritzler, Kiel	100,—
Konsul Arthur Kunstmann, Stettin	100,—
Konsul W. Kunstmann, Stettin	100,—
Kommerzienrat Ad. Märklin, Niederwalluf	100,—
Hüttendirektor M. Meier, Bismarckhütte	100,—
Rechtsanwalt W. Meyer, Hannover	100,—

	M.
Otto G. Mische, Hamburg	100,—
Direktor Adolph Müller, Charlottenburg	100,—
Direktor V. Nawatzki, Bremen	100,—
Major v. Oechelhaeuser, Döberitz	100,—
Professor Direktor G. Pagel, Berlin	100,—
Direktor W. Petersen, Charlottenhütte	100,—
Generaldirektor Richard Platz, Hannover	100,—
Direktor Fritz Rehmann, Mülheim	100,—
Geh. Kommerzienrat Dr.-Ing. E. Schieß, Düsseldorf	100,—
Verlag des „Schiffbau“, Berlin	100,—
Geh. Kommerzienrat Aug. Schultze, Oldenburg	100,—
Ingenieur Hugo Seidler, Berlin-Dahlem	100,—
Direktor Kurt Sorge, Magdeburg	100,—
Verlagsbuchhändler Fritz Springer, Berlin	100,—
Fabrikbes. E. Staffel, Witzenhausen	100,—
Kommerzienrat E. Stangen, Berlin	100,—
Königl. Schwed. Vize-Konsul Oscar Sternberg, Landsberg	100,—
Baurat C. Topp, Stralsund	100,—
Ernst Voß, Hochkamp b. Kl.-Flottbeck	100,—
Direktor M. Walter, Bremen	100,—
Direktor Dr. phil. Franz Weidert, Wilmersdorf	100,—
Ingenieur And. Fr. Wiking, Stockholm	100,—
Marine-Oberbaurat Curt William, Berlin	100,—
Direktor Ernst Zetzmann, Bremen	100,—
Ingenieur Bruno Berndt, Hamburg	80,—
Hofrat Horst Weber, Leipzig	80,—
Marine-Schiffbaumeister H. Wendenburg, Wilhelmshaven	80,—
Fabrikbesitzer H. Achgelis, Geestemünde	50,—
Reeder Karl Ahlers, Bremen	50,—
Staatsrat Professor Dr.-Ing. C. v. Bach, Stuttgart	50,—
Fabrikdirektor Heinrich Banning, Hamm	50,—
Schiffbau-Direktor G. Barg, Rostock	50,—
Fabrikbes. Erich Becker, Berlin	50,—
Ober-Ing. Richard Becker, Bremerhaven	50,—
Direktor M. Berendt, Hamburg	50,—
Ingenieur H. Block, Hamburg	50,—

	M.
Fabrikdirektor E. Bluhm, Berlin	50,—
Marine-Bauführer O. v. Bohuszewicz, Kiel	50,—
Schiffbaudirektor Georg Clausen jr., Geestemünde	50,—
Direktor Paul Dallner, Berlin	50,—
Kaufmann Ludwig Dittmers, Hamburg	50,—
Marine-Baurat Joh. Dix, Kiel	50,—
Direktor Dr.-Ing. Julius Eggers, Cassel	50,—
Geh. Marinebaurat Osc. Eichhorn, Danzig	50,—
Direktor Felix Engelke, Schöneberg b. Berlin	50,—
Professor Dr.-Ing. Hermann Föttinger, Danzig	50,—
Marine-Oberbaurat Goecke, Düsseldorf	50,—
Baumeister Robert Guthmann, Berlin	50,—
Direktor Hermann Hildebrandt, Geestemünde	50,—
Ingenieur Th. Hitzler, Hamburg	50,—
Direktor Aug. Keuffel, Bremen	50,—
Ingenieur Johs. Klatte, Hamburg	50,—
Werftbesitzer Fritz Klawitter, Danzig	50,—
Werftbesitzer Willi Klawitter, Danzig	50,—
Geh. Kommissionsrat E. Knobloch, Grunewald	50,—
Geh. Marine-Baurat Th. Köhn von Jaski, Karlsruhe	50,—
Werftbesitzer Chr. Kolbe, Kiel	50,—
Generaldirektor Max Kosegarten, Berlin	50,—
Kaufmann Fr. Köser, Hamburg	50,—
Fabrikant Max Arthur Krause, Charlottenburg	50,—
Schiffbau-Direktor Carl Leux, Elbing	50,—
Direktor Maaß, Charlottenburg	50,—
Direktor Martin Münzesheimer, Düsseldorf	50,—
Kaufmann A. W. Naht, Hamburg	50,—
Kaufmann August Nebelthau, Bremen	50,—
Direktor L. Oberauer, Berlin	50,—
Oberingenieur Karl Oesten, Kiel	50,—
Betriebsdirektor E. M. Paschkes, Tegel	50,—
Direktor Wilh. Pötter, Hamburg	50,—
Marine-Maschinenbaumeister Dr.-Ing. P. Praetorius, Kiel	50,—
Direktor Konrad Regenbogen, Kiel	50,—
Direktor Karl Reinhardt, Dortmund	50,—

	M.
Geh. Reg.-Rat Prof. W. Riehn, Hannover	50,—
Direktor Julius Riemer, Düsseldorf	50,—
Geh. Baurat Dr.-Ing. A. von Rieppel, Nürnberg	50,—
Werftdirektor Max Rindfleisch, Lehe	50,—
Mannesmannröhren-Werke H. Rinne, Huckingen	50,—
Vertreter d. Fa. Caesar Wollheim, Alb. Rischowski, Breslau	50,—
Direktor Conr. Rosenberg, Geestemünde	50,—
Wirkl. Geh. Oberbaurat u. Prof. J. Rudloff, Berlin	50,—
Kommerzienrat Georg Sachsenberg, Roßlau	50,—
Kommerzienrat Paul Sachsenberg, Roßlau	50,—
Direktor Th. Saiuberlich, Osterholz	50,—
Fabrikdirektor Julius Schlotterer, Augsburg	50,—
Ingenieur Emil Schmidt, Hamburg	50,—
Direktor Alfred Schmiedgen, Wittenau	50,—
Kontreadmiral Schrader, Berlin	50,—
Marine-Baumeister K. Schulthes, Berlin	50,—
Direktor L. Schwartz, Hamburg	50,—
Direktor G. Siebert, Elbing	50,—
Direktor Ed. Tecklenborg, Bremen	50,—
Geh. Marine-Baurat Carl Thämer, Danzig	50,—
Wirkl. Geh. Oberbaurat Dr.-Ing. R. Veith, Berlin	50,—
Rechtsanwalt Dr. jur. Vielhaben, Hamburg	50,—
Kaufmann Adolf Vollbrandt, Freiburg i. Br.	50,—
Direktor Dr. phil. Walther Waldschmidt, Berlin	50,—
Oberingenieur Dr.-Ing. Weitbrecht, Stettin	50,—
Direktor Wilhelm Wenske, Rüsselsheim	50,—
Geh. Oberbaurat H. Bürkner, Berlin	40,—
Oberingenieur K. Deters, Harburg	40,—
Geh. Oberbaurat K. Konow, Charlottenburg	40,—
Marine-Oberbaurat Rich. Müller, Friedenau	40,—
Direktor H. Toussaint, Cassel	40,—
Fabrikdirektor J. Becker, Kalk b. Köln	30,—
Dipl.-Ing. Hermann Berendt, Hamburg	30,—
Fabrikdirektor R. Bresina, Stolberg	30,—
Direktor H. Dahl, Berlin	30,—
Marine-Baurat A. Dietrich, Stettin	30,—

	M.
Ingenieur Arnim Engelhard, Offenbach	30,—
Betriebsingenieur Fr. Fischer, Elbing	30,—
Ingenieur Fr. Gerner, Kiel	30,—
Geh. Regierungsrat Ernst Giese, Lankwitz	30,—
Dipl.-Ing. Gorgel, Friedenau	30,—
Kaufmann R. Grunow, Stettin	30,—
Ingenieur Fr. Grütznier, Hamburg	30,—
Maschinen-Inspektor Emil Herzberg, Stettin	30,—
Ingenieur Ernst Heubach, Berlin-Tempelhof	30,—
Fabrikbesitzer Heinrich d'Hone, Duisburg	30,—
Wirkl. Geh. Oberbaurat P. Hoßfeld, Berlin	30,—
Professor Dr.-Ing. H. Hüllmann, Berlin	30,—
Marine-Baurat Georg Jaborg, Wilhelmshaven	30,—
Kaufmann Alfred Jarke, Gneversdorf	30,—
Direktor L. Kellner, Bremen	30,—
Oberingenieur J. Kolkmann, Elbing	30,—
Fabrikant Georg Krauschitz, Charlottenburg	30,—
Zivilingenieur Gustav Kraus, Hamburg	30,—
Mitinhaber d. Fa. Krumm & Co. Alfred Krumm, Remscheid	30,—
Marine-Schiffbaumeister Kühnke, Berlin	30,—
Marine-Chefingenieur a. D. Lehmann, Kiel	30,—
Oberingenieur Ernst Linder, Stettin	30,—
Direktor G. Lippart, Nürnberg	30,—
Ingenieur Otto Lürssen, Aumund-Vegesack	30,—
Marine-Oberbaurat K. Mechlenburg, Elbing	30,—
Oberingenieur A. C. Th. Müller, Elbing	30,—
Maschinen-Inspektor A. Notholt, Oldenburg	30,—
Ingenieur Ernst Ofterdinger, Hamburg	30,—
Fabrikdirektor Wilhelm Pake, Wolgast	30,—
Geh. Marinebaurat Plehn, Wilhelmshaven	30,—
Marine-Oberbaurat Dietrich Pophanken, Wilhelmshaven	30,—
Geh. Reg.-Rat Dr. phil. O. Rieß, Berlin	30,—
Fabrikbesitzer Karl Schmid, Landsberg a. W.	30,—
K. k. Oberbaurat, Generaldirektor Dr. Schönbach, Prag	30,—
Oberingenieur F. Schulte, Dortmund	30,—
Ing. u. Maschinen-Inspektor Bernhard Schulze, Dortmund	30,—

	M.
Oberingenieur Schwerdtfeger, Danzig	30,—
Dipl.-Ing. C. F. Spetzler, Bredeneby	30,—
Kapitän und Reeder William Sprenger, Stettin	30,—
Geh. Marine-Baurat W. Wiesinger, Kiel	30,—
Kontre-Admiral Ad. Thiele, Bremen	30,—
Marine-Schiffbaumeister Ulfers, Kiel	30,—
Direktor F. Walloch, Berlin	30,—
Direktor Franz Wallwitz, Hamburg	30,—
Dipl.-Ing. Wandeleben, Essen	30,—
Marine-Schiffbaumeister Wichmann, Kiel	30,—
Vizeadmiral Winkler, Exzellenz, Berlin	30,—
Direktor Georg Wolf, Wilmersdorf	30,—
Ober-Inspektor D. Wulff, Bremen	30,—
Direktor Franz Otto Beikirch, Magdeburg	25,—
Dipl.-Ing. Fr. Frölich, Düsseldorf	25,—
Ingenieur Leo Galland, Berlin	25,—
Oberingenieur F. Gerloff, Bremerhaven	25,—
Direktor W. Hahnemann, Kiel	25,—
Ingenieur Fr. Jappe, Hamburg	25,—
Fabrikant Karl Lanz, Mannheim	25,—
Ingenieur Otto Müller, Charlottenburg	25,—
Direktor Wilhelm Parje, Huckingen	25,—
Zivilingenieur Otto Rodick, Kiel	25,—
Marine-Oberstabsingenieur J. Thiele, Hannover	25,—
Direktor Karl A. Zirn, Hamburg	25,—
Ingenieur Herm. Abel, Lübeck	20,—
Prokurist Erich Auerbach, Berlin	20,—
Zivilingenieur M. H. Bauer, Berlin	20,—
Ingenieur Otto Beeck, Stettin	20,—
Oberingenieur Julius Becker, Essen	20,—
Oberingenieur Theodor Becker, Berlin	20,—
Kaufmann Fritz Bergner, Hannover	20,—
Dipl.-Ing. Ernst Birkner, Köln	20,—
Marine-Oberbaurat W. Bock, Berlin	20,—
Geh. Oberbaurat Eug. Bockhacker, Wilmersdorf	20,—
Vizeadmiral Freiherr v. Bodenhausen, Exz.	20,—

	M.
Carl Bresser, Berlin-Grünwald	20,—
Geh. Oberbaurat G. Brinkmann, Berlin	20,—
Marine-Baurat E. Buschberg, Berlin	20,—
Ingenieur R. Büsing, Bremerhaven	20,—
Oberinspektor F. G. Dietze, Ahrensburg	20,—
Ingenieur Wilhelm v. Dorsten, Mannheim	20,—
Kapitän A. Dücker, Hamburg	20,—
Heinr. Fasbender, Hamburg	20,—
Ingenieur Willi Fischer, Altona	20,—
Direktor Gust. Fliege, Bremerhaven	20,—
Marine-Oberbaurat Ad. Frankenberg, Wilhelmshaven	20,—
Geh. Baurat Dr.-Ing. Robert Garbe, Berlin	20,—
Oberingenieur J. Gnutzmann, Langfuhr b. Danzig	20,—
Ingenieur Paul Hein, Hamburg	20,—
Ingenieur Max Hildebrandt, Stettin	20,—
Oberingenieur Bernhard Hillmann, Geestemünde	20,—
Oberingenieur Friedr. Hüllss, Berlin	20,—
Ingenieur Paul Hundt, Bremerhaven	20,—
Geh. Oberbaurat a. D. Johs. Jaeger, Halle a. S.	20,—
Dipl.-Ing. Gottlieb Jahn, Kiel	20,—
Oberingenieur Max Friedr. Johannsen, Kiel	20,—
Konstruktions-Sekretär Killat, Berlin	20,—
Fabrikbesitzer E. Klauke, Charlottenburg	20,—
Marine-Baumeister Albert Köhler, Charlottenburg	20,—
Geh. Marinebaurat Ed. Krieger, Friedenau	20,—
Marine-Maschinenbaumeister Hans Krüger, Hamburg	20,—
Elektro-Ingenieur Hermann Krull, Kiel	20,—
Kapitän Franz A. Küwnick, Bremen	20,—
Dipl.-Ing. Alfred Lange, Hamburg	20,—
Marineingenieur J. Lindbeck, Stockholm	20,—
Professor Dr. Hans Lorenz, Danzig	20,—
Oberingenieur Max Lorenz, Berlin	20,—
Fabrikant W. M. Ch. Lüders, Hamburg	20,—
Generalvertreter C. Mette, Charlottenburg	20,—
Fabrikdirektor Cornelius Meyer, Grünwald	20,—
Ingenieur Fritz Milde, Stettin	20,—

	M.
Direktor G. Möllers, Essen-Ruhr	20,—
Direktor Jan Molsen, Hamburg	20,—
Ingenieur Max W. Ortlepp, Elbing	20,—
Ingenieur Carl Pfenninger, München	20,—
K. u. k. General-Ingenieur i. P. Siegfried Popper, Triest	20,—
Ingenieur R. Quitmann, Berlin	20,—
Ingenieur Willy Rohlfss, Hamburg	20,—
Admiral z. D. Rollmann, Exz., Grunewald	20,—
Ingenieur Theodor Sachse, Kiel	20,—
Dr.-Ing. Ewald Sachsenberg, Cöln	20,—
Marine-Maschinenbaumeister D. Schäfer, Kiel	20,—
Kaufmann G. Scharrer, Duisburg	20,—
Marinebaurat Schlichting, Wilhelmshaven	20,—
Oberingenieur Alwin Schultz, Geestemünde	20,—
Zivilingenieur Hans Schwiedeps, Stettin	20,—
Maschineninspektor S. Siemens, Bremen	20,—
Schiffsinspektor C. Sombeek, Hamburg	20,—
Reeder Herm. Stachelhaus, Mannheim	20,—
Oberingenieur Dr.-Ing. Adolf Stauch, Spandau	20,—
Direktor C. Stein, Charlottenburg	20,—
Carlos Strebels, Hamburg	20,—
Oberingenieur Georg Sütterlin, Hamburg	20,—
Direktor Joh. Terwiel, Stettin	20,—
Konsul Heinr. O. Thyen, Brake	20,—
Professor Moritz Weber, Nikolassee	20,—
Ingenieur Ed. Wiebe, Elbing	20,—
Ingenieur Friedrich Willemsen, Düsseldorf	20,—
Oberingenieur M. Winter, Klein-Flottbeck	20,—
Ingenieur C. Bufe, Elbing	15,—
Ingenieur Carl H. Gummelt, Geestemünde	15,—
Marine-Baurat Paul Malisius, Wilhelmshaven	15,—
Oberingenieur Gustav Wahl, Hamburg	15,—
Oberingenieur Joh. Bahl, Nonnendamm	10,—
Dipl.-Ing. B. Bleicken, Hamburg	10,—
Ingenieur Heinr. Ad. Börnsen, Hamburg	10,—
Ingenieur Bramigk, Roßlau	10,—

	M.
Oberingenieur Wilh. Breitländer, Geestemünde	10,—
Marinebaumeister Brodersen, Berlin	10,—
Ingenieur Eduard Brose, Elbing	10,—
Marinebaumeister Buttman, Bremen	10,—
Zivilingenieur Louis Courtois, Berlin	10,—
Oberinspektor Edward Egan, Budapest	10,—
Dipl.-Ing. Carl Fischer, Roßlau	10,—
Ingenieur u. Privatdozent H. Folkerts, Aachen	10,—
Dipl.-Ing. Arthur Garweg, Hamburg	10,—
Ingenieur W. Groth, Hamburg	10,—
Zivilingenieur M. Haller, Charlottenburg	10,—
Ingenieur F. Heberrer, Stettin	10,—
Geh. Rechnungsrat Th. Hein, Charlottenburg	10,—
Oberingenieur Gust. Hempe, Steglitz	10,—
Dipl.-Ing. Georg Hollstein, Friedenau	10,—
Oberingenieur Louis Jacobsen, Hamburg	10,—
Betriebsingenieur D. Janssen, Geestemünde	10,—
Marinebaumeister Just, Kiel	10,—
Ingenieur Paul Karstens, Altona	10,—
Ingenieur W. Kell, Stettin	10,—
Dr.-Ing. Günther Kempf, Hamburg	10,—
Direktor Hans Kloetzer, Berlin-Grünwald	10,—
Ingenieur Ernst Kühne, Bremen	10,—
Ingenieur Friedrich Laible, Elbing	10,—
Marinebaurat Lampe, Kiel	10,—
Ingenieur Carl Laurick, Wilmsdorf	10,—
Dipl.-Ing. Johs. Lange, Berlin	10,—
Regierungs-Baumeister Julius Lehr, Berlin	10,—
Ingenieur Arthur R. Liddell, Charlottenburg	10,—
Direktor Georg Loewe, Berlin	10,—
Oberingenieur P. Lothes, Kiel	10,—
Dipl.-Ing. Erich Lungen, Hamburg	10,—
Dr.-Ing. O. Wilhelm Matthaei, Charlottenburg	10,—
Dipl.-Ing. Hermann Mierzinsky, Aachen	10,—
Marinebaumeister Mohr, Kiel	10,—
Inhaber d. Fa. C. Morrison G. Y. Morrison, Hamburg	10,—

	M.
Ingenieur Josef Nitsch, Papenburg	10,—
Dipl.-Ing. Ulr. Noack, Wilhelmshaven	10,—
Dipl.-Ing. Ernst Oloff, Elbing	10,—
Ingenieur Ernst Petersen, Hamburg	10,—
Ingenieur Waldemar Petzold, Lübeck	10,—
Marinebaumeister Pingel, Rüstringen	10,—
Prokurist Edmund Piper, Rohrort	10,—
Marine-Oberbaurat Th. Reitz, Kiel	10,—
Oberingenieur Hermann Rieseler, Hamburg	10,—
Maschineninspektor Carl Rohlfss, Bremen	10,—
Schiffsbesichtiger Max Rosenberg, Bremerhaven	10,—
Oberst Teod. Schapper, Steglitz	10,—
Ingenieur Jos. H. Schätzle, Hamburg	10,—
Marineoberbaurat Th. Scheurich, Kiel	10,—
Marinebaumeister Schmeisser, Berlin	10,—
Ingenieur Paul Schröder, Hamburg	10,—
Ingenieur Ernst Schultze, Berlin	10,—
Dipl.-Ing. Rich. Schulz, Berlin	10,—
Marinebaumeister Friedrich Schürer, Flensburg	10,—
Ingenieur Rudolf Sodemann, Wandsbek	10,—
Ingenieur Ernst Södergren, Stettin	10,—
Direktor Paul Thomas, Düsseldorf	10,—
Em. Starkmann, Berlin	10,—
Marine-Stabsingenieur Carl Steinmeyer, Wilmersdorf	10,—
Geh. Baurat H. Truhlsen, Friedenau	10,—
Zivilingenieur J. Ullrich, Hamburg	10,—
Dipl.-Ing. v. Viebahn, Marienfelde	10,—
Professor Ernst Voßnack, Delft	10,—
Betriebschef O. D. Vollbett, Altona	10,—
Direktor J. M. Walter, Berlin	10,—
Hauptmann a. D., Direktor Wegener, Düsseldorf	10,—
Ingenieur Ernst Wieler, Stettin	10,—
Dipl.-Ing. Albert Wigand, Schmargendorf	10,—
Ingenieur Gust. Ad. Witte, Blankenese	10,—
Marinebaumeister Wittmann, Wilhelmshaven	10,—
Ingenieur Friedrich Wolff, Neumühlen	10,—

	M.
Fregattenkapitän W u r m b a c h , Friedenau	10,—
Dipl.-Ing. C u r t B r e n n h a u s e n , Hamburg	5,—
Ingenieur C a r l C l a u s s e n , Hamburg	5,—
Ingenieur G o t t f r i e d C o r d e s , Elbing	5,—
Marinebaumeister E r l e r , Danzig-Langfuhr	5,—
Ingenieur S. F e s t e r l i n g , Hamburg	5,—
Ingenieur H e i n r. C h r. H a a c k , Bremen	5,—
Ingenieur J o h a n n e s J o u r d a n , Hamburg	5,—
Ingenieur J. K ö h l e r , Eimsbüttel	5,—
Hüttendirektor H e r m a n n M a y , Berlin	5,—
Ingenieur O t t o R i c h t e r , Bremen	5,—
Oberingenieur F r. R u s c h , Papenburg	5,—
Ingenieur A d o l f S t r e i t , Elbing	5,—
Marine-Stabsingenieur A l b e r t T r e n k l e r , Kiel	5,—
Betriebschef F r i t z v. S c h w a r z e , Gleiwitz	3,—
Dipl.-Ing. F e l i x R e n n e r , Hamburg	3,—
Dipl.-Ing. S c h u l t z , Kiel	2,—

Es ist wohl anzunehmen, daß sich nach Veröffentlichung dieser Liste noch weitere Mitglieder an der Spende beteiligen werden, welche die Einsendung eines Beitrages vergessen hatten. Die Sammlung ergibt einen Betrag von 44 637,25 *M.* Der Vorstand hat aus den laufenden Mitteln der Gesellschaft 14 462,75 *M.* zugelegt, und für die 59 100 *M.* 60 000 *M.* 5 prozentige zweite Reichsanleihe zum Kurse von 98½% gekauft.

Nach Abschluß der Liste sind auf den zur Hauptversammlung vorgelegten Jahresbericht noch 350 *M.* eingegangen, deren Spender in die vorstehende Liste mit aufgenommen werden konnten. Um diese Summe erhöht sich demnach der vorgenannte Betrag.

Ein Antrag um Unterstützung aus der Kriegsspende liegt bereits vor, und es ist anzunehmen, daß nach Beendigung des Krieges und in den ersten ihm folgenden Jahren, wenn sich die Kriegsstrapazen unter den Teilnehmern mehr fühlbar machen, eine größere Anzahl von Anträgen zu erwarten steht.

Bücherei.

Über die Bücherei unserer Gesellschaft ist im Laufe des Jahres 1915 ein Verzeichnis aufgenommen worden, welches als Anhang dieses Jahrbuches veröffentlicht wird. Da die Bücherei hauptsächlich auf technische Zeitschriften Wert legt,

so bitten wir unsere Mitglieder nochmals, die Bücherei durch Überweisung von früheren Jahrgängen einschlägiger Zeitschriften vermehren zu wollen.

Tätigkeit der Gesellschaft.

Wie bisher, beteiligte sich die Schiffbautechnische Gesellschaft durch Entsendung von Vertretern an der Mitarbeit nachstehender Verbände:

a) Die Deutsche Dampfkessel-Normen-Kommission.

Die Kommission hat im Laufe des Jahres 1915 des Krieges wegen nicht getagt, da nur einige nicht sehr dringende Arbeiten vorlagen. Ein Vorstandsmitglied derselben hat aber an einer Sitzung des Vereins Deutscher Maschinenbau-Anstalten teilgenommen, welche am 14. September d. J. in Berlin stattfand. In dieser Sitzung wurde ein Antrag angenommen, wonach für Kessel-Armaturen in dem Umfange, wie es die Kriegsrohstoff-Abteilung des Kriegsministeriums vorgeschlagen hatte, Sparmetalle möglichst wenig verwendet werden. Insbesondere wurde beschlossen, an den Reichskanzler eine Eingabe zu richten, laut welcher die nachstehende vom Preußischen Handelsminister erlassene Verordnung auch in den anderen Bundesstaaten zur Geltung kommen soll.

Berlin, 25. August 1915.

Minister für Handel und Gewerbe.

Auf Grund der allgemeinen polizeilichen Bestimmungen über die Anlegung von Land- und Schiffsdampfkesseln vom 17. Dezember 1908 genehmige ich, daß zur Befestigung der Fabrikschilder am Kessel an Stelle der im § 11, Ziffer 2, vorgeschlagenen kupfernen Stiftschrauben bis zur Aufhebung der Beschlagnahme des Kupfers durch die Heeresverwaltung Stiftschrauben aus anderen Metallen, z. B. aus weichem Schmiedeeisen, in geeigneten Fällen (Temperatur nicht über 120 Grad) auch Zink benutzt werden dürfen.

I. A.: von Meyeren.

b) Der Deutsche Schulschiff-Verein,

in dessen Hauptverein und der Berliner Provinzialvereinigung unsere Gesellschaft durch unseren Vorsitzenden, Herrn Geheimen Regierungsrat Professor Dr.-Ing. Busley vertreten wird, hat während der Kriegszeit seine Ausbildungstätigkeit auf den Schulschiffen „Prinzeß Eitel Friedrich“ und „Großherzog Friedrich August“ ohne Unterbrechung fortgesetzt, während das Schulschiff „Großherzogin Elisabeth“, das sowieso in den Winterhalbjahren aufliegt, im August 1914 infolge des Mangels an Offizieren und Unteroffizieren außer Dienst gestellt werden mußte. Zu Anfang der Mobilmachung gingen von den drei Schulschiffen außer 20 Schiffs

offizieren und einer Anzahl Unteroffiziere etwa 200 Zöglinge zur Kaiserlichen Marine über, und nach Beendigung der Ausbildungskurse im Herbst und Frühjahr kamen hierzu immer weitere Gruppen. Neueinstellungen erfolgten zu den üblichen Terminen zweimal im Jahre, und beide Schulschiffe „Prinzeß Eitel Friedrich“ und „Großherzog Friedrich August“ sind augenblicklich bis auf den letzten Platz mit jungen Leuten besetzt. Die auch bei stillliegendem Schiffe voll durchführbare gründliche seemännische Ausbildung hat unsere Mannschaften für den Dienst in der Kaiserlichen Marine besonders befähigt. Seitens der Kaiserlichen Marine sind daher die zur Ausbildung dieser Zöglinge unbedingt erforderlichen Schiffsoffiziere und älteren Stammmannschaften als unabhkömmlich erklärt und außer anderen Vergünstigungen den Schulschiffen in der Kieler Bucht geeignete Liegeplätze angewiesen. Ebenso hat aber auch die deutsche Handelsmarine ein begreifliches Interesse daran, die Ausbildung zukünftiger Schiffsoffiziere und Mannschaften in dieser Zeit fortgesetzt zu sehen, da nach Beendigung des Krieges mit einem Aufblühen der Handelsschiffahrt zu rechnen sein wird, und die Reedereien mit Recht befürchten, daß ihnen dann die notwendigen Mannschaften fehlen könnten, wenn nicht der Deutsche Schulschiff-Verein für sie zu sorgen in der Lage wäre. Natürlich ist es nicht möglich, daß die Schulschiffe jetzt Seefahrten unternehmen, es werden aber desto mehr alle seemännischen Handfertigkeiten, Bootsdienst usw. geübt, und wenn das Wetter es erlaubt, müssen die Zöglinge alle nur möglichen Segelmanöver ausführen.

Das neueste mit einem Hilfsmotor ausgerüstete Schulschiff „Großherzog Friedrich August“ ist erst am 30. April übernommen, und bei der Kürze der Zeit ließ sich eine gründliche Erprobung des Motors noch nicht vornehmen. Immerhin sind die bis zur Erklärung der Mobilmachung und der damit erfolgten Fahrtunterbrechung erzielten Ergebnisse als recht günstig zu bezeichnen. Bewährt der Motor sich auch nach Beendigung des Krieges, wie anzunehmen, in gleicher Weise, so läßt sich der bedauerliche Rückgang der Segelschiffahrt durch die Verwendung derartiger Hilfsmaschinen vielleicht noch abstellen, oder wenigstens verzögern. Jedenfalls kann es dankbar anerkannt werden, daß der Deutsche Schulschiff-Verein den Versuch unternommen hat, ein Schiff zugleich für die Weiterbeförderung durch Wind und Ölmotorenkraft bauen zu lassen und in Dienst zu stellen.

c) Die Illustrierten Technischen Wörterbücher in sechs Sprachen.

Die im letzten Jahresbericht in Aussicht gestellte Herausgabe des XII. Bandes „Wassertechnik, Lufttechnik, Kältetechnik“ mit 11 278 Wortstellen ist im April

1915 erfolgt, worauf der Ausschuß dem Herausgeber nach eingehender Prüfung der Beläge den Betrag von *ℳ* 57 668 überwiesen hat.

Der im Manuskript fertige Band XIII „Baukonstruktionen im Hoch- und Tiefbau“ konnte noch nicht gedruckt werden, da auf Wunsch des Herrn Ministerialdirektors Lewald noch eine Ergänzung vorbereitet werden soll, die sich besonders auf das Straßenbauwesen bezieht. Bei Ausbruch des Krieges mußte diese Arbeit ausgesetzt werden. Sie kann erst nach Friedensschluß wieder aufgenommen werden.

Von Band XIV „Textilwesen“ sind rund 26 000 deutsche Wortstellen, betreffend Rohstoffe, Spinnerei und Weberei, entworfen. Nach ihrer Überprüfung durch einen Textilsachverständigen kann die Übersetzung vorgenommen werden; an der Ausgestaltung dieses umfangreichen Fachgebietes wird indessen noch ständig gearbeitet.

Der Herausgeber der „Illustrierten Technischen Wörterbücher“, Herr Ingenieur Schlomann, ist zur Zeit bei der Etappeninspektion der VI. Armee in Valenciennes tätig, und zwar steht er der Abteilung „Industrie“ des hier gebildeten Wirtschafts-Ausschusses vor. Die Arbeiten der Schriftleitung haben aber dadurch keine Unterbrechung erlitten, wenn sie auch zur Zeit den Kriegsverhältnissen entsprechend eingeschränkt sind.

Die Verlagsbuchhandlung R. Oldenbourg hat bis heute der Schriftleitung rund *ℳ* 300 000 Vorschüsse geleistet. Der Ausschuß hat daher nach Verständigung mit den Spendern beschlossen, dem Bureau des Herausgebers vorläufig monatlich *ℳ* 2 500 zu überweisen, um die Fortführung der Arbeiten sicher zu stellen.

Mit Genehmigung des Herrn Staatssekretärs des Innern hat sich Herr Geheimer Regierungsrat Paul Fischer, Mitglied des Kaiserlichen Patentamtes, bereit erklärt, die Prüfung der Belege in Gemeinschaft mit dem Vorsitzenden des Ausschusses, Herrn Patentanwalt Dipl.-Ing. C. Fehlert, zu übernehmen.

Von größeren im Laufe des Jahres 1914 dem Ausschuß überwiesenen Beträgen sind in erster Linie der des preußischen Ministeriums für Handel und Gewerbe mit *ℳ* 10 000, der bayerischen Staatsregierung mit *ℳ* 5 000 und des sächsischen Ministeriums des Innern mit *ℳ* 3 500 zu erwähnen.

Wenn der Krieg auch die Fertigstellung der Bände verzögert und die Tätigkeit der Schriftleitung gehemmt hat, so ist es doch sehr erfreulich, daß die Arbeiten auch während des Krieges, wenn auch langsam, fortschreiten, und es ist zu hoffen, daß nach dem Friedensschluß die Arbeiten der Schriftleitung in erhöhtem Maße weider aufgenommen werden können.

d) Der Deutsche Seeschiffer - Tag

hat in diesem Jahre des Krieges wegen nicht stattgefunden.

Gedenktage.

Unser Vorstandsmitglied, der Königliche Baurat Herr Dr.-Ing. Georg Claußen, beging am 23. Januar seinen 70. Geburtstag, wozu ihn der Vorstand mit folgender Depesche beglückwünschte:

Baurat Claußen

Geestemünde.

Zu Ihrem heutigen siebenzigsten Geburtstage sendet Ihnen die herzlichsten Glückwünsche

Der Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft.

Herr Claußen antwortete hierauf mit nachstehendem Schreiben:

An den Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft

Berlin NW 6, Schumannstr. 2.

Für die zu meinem 70. Geburtstage mir freundlichst übermittelten Glückwünsche beehre ich mich, Ihnen meinen verbindlichsten Dank auszusprechen.

Mit vorzüglichster Hochachtung
(gez.) Georg W. Claußen.

Unser Vorstandsmitglied, der Präsident des Norddeutschen Lloyd, Herr Friedrich Achelis, feierte am 5. März seinen 75. Geburtstag. Der Vorstand sandte ihm hierauf das nachstehende Telegramm:

Präsident Achelis

Bremen, Am Dobben 25.

Zu Ihrem heutigen fünfundsiebenzigsten Geburtstage sendet Ihnen seine herzlichsten Glückwünsche in der Hoffnung, noch viele Jahre auf Ihre bewährte Mitarbeit in der bisherigen Frische rechnen zu können

Der Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft.

Herr Achelis telegraphierte darauf, wie folgt, zurück:

Geheimrat Busley

Berlin.

Für Ihre liebenswürdigen Glückwünsche bitte ich Sie und die Herren des Vorstandes der Schiffbautechnischen Gesellschaft meinen herzlichen Dank entgegenzunehmen. Es wird mir auch ferner eine besondere Ehre und Freude sein, an den großen Aufgaben der Schiffbautechnischen Gesellschaft in Ihrem Kreise zum Besten der deutschen Schifffahrt mitwirken zu können.

Achelis.

Unser Mitglied, Herr Großadmiral von Tirpitz, Exzellenz, beging am 24. April im Großen Hauptquartier sein 50jähriges Dienstjubiläum. Der Vorstand richtete an ihn aus diesem Anlaß folgende Depesche:

Seiner Exzellenz Herrn Großadmiral von Tirpitz

Großes Hauptquartier.

Dem weitsichtigen Staatsmann, dem es in zäher langjähriger Arbeit gelungen ist, unser Volk für den Gedanken der Seegeltung zu gewinnen, dem genialen von

allen Deutschen hochverehrten Baumeister unserer Kriegsflotte bitten auch wir, am heutigen Ehrentage herzlichste Glückwünsche darbringen zu dürfen. Dankbar gedenken wir der warmherzigen Förderung, die unsere Bestrebungen allezeit bei Eurer Exzellenz gefunden haben, und mit Stolz erfüllt uns das Bewußtsein, daß wir zu unserem bescheidenen Teil an der Lösung der Eurer Exzellenz gestellten großen Aufgabe mitarbeiten durften. Möge durch neue Ruhmestaten, die die heldenmütigen Kämpfer zur See im Verein mit ihren Kameraden zu Lande ihren bisherigen glänzenden Erfolgen anreihen, die Freiheit der Meere errungen und damit Eurer Exzellenz Lebenswerk für alle Zukunft gekrönt werden.

Der Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft.

Herr Großadmiral von Tirpitz antwortete telegraphisch wie nachstehend angegeben:

An den Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft

Berlin.

In steter Anerkennung der großen Verdienste, die sich die Schiffbautechnische Gesellschaft um Förderung unseres Schiffbaues erworben hat, und der Unterstützung, die sie damit der Kaiserlichen Marine bei Ausbau der Flotte geleistet hat, sage ich Ihrem Vorstande für die mir übermittelten freundlichen Glückwünsche besten Dank.

von Tirpitz.

Am 30. Juli beging unser lebenslängliches Mitglied, der Geheime Regierungsrat, Herr Dr.-Ing. Wilhelm von Siemens, seinen 60. Geburtstag, wozu ihm der Vorstand telegraphisch wie folgt beglückwünschte:

Herrn Geheimen Regierungsrat Dr.-Ing. Wilhelm von Siemens

Charlottenburg.

Zu Ihrem heutigen 60. Geburtstage senden wir Ihnen, als dem seit ihrer Begründung stets wohlwollenden Gönner und warmherzigen Freund unserer Gesellschaft, unsere aufrichtigsten Glückwünsche. Möchten Sie noch lange Jahre an der Spitze Ihrer großen Werke stehen zum Segen der deutschen Elektrotechnik.

Der Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft.

Herr von Siemens sandte hierauf den nachstehenden Brief:

An den Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft

Berlin.

Durch Übersendung des gütigen Glückwunschtelegramms fühle ich mich sehr geehrt und auf das Freundlichste berührt. Mir ist dadurch eine große Freude zuteil geworden, und ich gestatte mir, meinen ergebensten und herzlichsten Dank hierdurch zum Ausdruck zu bringen.

Mit vorzüglicher Hochachtung

Ihr sehr ergebener

(gez.) W. Siemens.

Am 14. September feierte der Geheime Kommerzienrat, Herr H. L u e g, seinen 75. Geburtstag, wozu ihm der Vorstand die nachstehende Depesche sandte:

Geheimrat Lueg

Düsseldorf.

Zu Ihrem heutigen fünfundsiebenzigsten Geburtstage beehren wir uns Ihnen unsere herzlichsten Glückwünsche auszusprechen. Sie haben durch Ihre langjährigen Arbeiten in leitender Stellung in der rheinisch-westfälischen Industrie so Bedeutendes für die Entwicklung des Deutschen Schiffbaues geleistet, daß wir dies niemals vergessen werden.

Der Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft.

Herr Lueg antwortete mit nachstehendem Brief:

Schiffbautechnische Gesellschaft

Berlin.

Den Herren Ihres Vorstandes bitte ich für die überaus liebenswürdigen Glückwünsche zu meinem 75. Geburtstage und die mir in dem Begrüßungstelegramm gewidmeten Worte der Anerkennung meinen aufrichtigsten und herzlichsten Dank zu übermitteln. Ich habe mich über die mir erwiesene Aufmerksamkeit, die ich als besondere Auszeichnung betrachte, sehr gefreut.

Mit vorzüglicher Hochachtung
H. Lueg.

Kundgebung des Allerhöchsten Protektors.

Seine Majestät der Kaiser und König sandte an Seine Königliche Hoheit den Großherzog von Oldenburg, unseren höchsten Ehrenvorsitzenden, auf die Übersendung unseres Jahrbuches zu Allerhöchstseinem Geburtstage aus dem Großen Hauptquartier das nachstehende Telegramm:

Großherzog von Oldenburg

Oldenburg Großherzogtum.

Meinen herzlichen Dank für die Glückwünsche und
das Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft.

gez. Wilhelm I. R.

VI. Bericht über die siebzehnte ordentliche Hauptversammlung

am 18. November 1915.

Der vorjährige rege Besuch unserer Hauptversammlung während des Krieges hat unter unseren Mitgliedern den Wunsch genährt, auch in diesem Jahre eine Hauptversammlung abzuhalten.¹ Der Vorstand glaubte, dem Wunsch entsprechen zu müssen, da sich auch vier Herren bereit gefunden hatten, Vorträge zu übernehmen.¹ Der Besuch dieser Hauptversammlung stand den regelmäßig in Friedenszeiten abgehaltenen kaum nach. Die Teilnehmerzahl stieg zu allseitigem Erstaunen auf 525 Personen.

Wie im vorigen Jahre, wurde die geschäftliche Sitzung wieder in den Anfang der Tagung gelegt und um 9 Uhr von dem Vorsitzenden, Herrn Geheimen Regierungsrat Professor Dr.-Ing. B u s l e y eröffnet. Die Tagesordnung und die in der geschäftlichen Sitzung gefaßten Beschlüsse enthält das auf Seite 85 wiedergegebene Protokoll.

Die Vorträge begannen um 10 Uhr in Anwesenheit von etwa 450 Herren. Vor den Vorträgen entschuldigte der Vorsitzende das Fernbleiben Seiner Königlichen Hoheit des Großherzogs von Oldenburg und führte dann ungefähr folgendes aus:

Auch an der Schiffbautechnischen Gesellschaft ist der Krieg nicht spurlos vorübergegangen. Abgesehen von den unserer Gesellschaft angehörenden Seeoffizieren und Marinebeamten ist von der verbleibenden Mitgliederzahl ungefähr jeder siebente Herr zu den Fahnen einberufen worden, eine sehr hohe Ziffer, wenn man berücksichtigt, daß mit wenigen Ausnahmen die meisten unserer Mitglieder das 30. Lebensjahr überschritten haben. Die weitaus größte Zahl der Einberufenen hat Offiziersstellen bei den technischen Truppen inne, wie dies in der Natur der

Sache liegt. Etwa zwei Drittel unserer eingezogenen Mitglieder hat sich bereits das Eiserne Kreuz II. Klasse erworben und eine Anzahl von Herren ist auch mit dem Eisernen Kreuz I. Klasse ausgezeichnet worden, besonders diejenigen, die zu Flieger bteilungen kommandiert sind.

Wenn wir heute zum zweiten Male während des Krieges wichtige Fragen unseres Faches in vollkommener Ruhe und Sicherheit erörtern können, so verdanken wir dies unseren Söhnen und Brüdern, die mit zäher Ausdauer und unvergleichlicher Tapferkeit in jedem Augenblick bereit sind, ihr Blut für das Vaterland zu opfern angefeuert durch das Beispiel ihrer Führer und begeistert durch unseren unter ihnen weilenden Kaiser. Wie der Kaiser in den langen Friedensjahren unablässig jeden gesunden Fortschritt in Wissenschaft und Technik zu fördern suchte, so ist er auch jetzt mit allen Kräften bemüht, den Sieg an unsere Fahnen zu heften. In tief empfundener Dankbarkeit rufen wir daher: Seine Majestät der Deutsche Kaiser und König von Preußen Wilhelm II. unser Allerhöchster Protektor

H u r r a !

Anschließend an das Kaiserhoch bat der Vorsitzende um die Ermächtigung, die nachstehenden beiden Telegramme absenden zu dürfen:

An des Kaisers Majestät,

Großes Hauptquartier.

Eurer Kaiserlichen und Königlichen Majestät beehrt sich die siebzehnte Hauptversammlung der Schiffbau technischen Gesellschaft ihre allergetreueste Huldigung zu Füßen zu legen.

So unwiderstehlich im Kriege unsere glorreichen Streitkräfte zu Lande, zu Wasser und in der Luft die deutsche Macht gezeigt haben, so zuversichtlich hoffen wir im Frieden den deutschen Schiffbau und die deutsche Schifffahrt unter der landesväterlichen Fürsorge Eurer Majestät wieder zur Geltung bringen zu können.

Schiffbautechnische Gesellschaft.

Busley.

Seiner Königlichen Hoheit Großherzog von Oldenburg,
Oldenburg.

Eurer Königlichen Hoheit beehren sich die zur siebzehnten Hauptversammlung vereinigten Mitglieder der Schiffbautechnischen Gesellschaft ihr Bedauern auszusprechen, Eure Königliche Hoheit heute nicht untertänigst begrüßen zu können. Wir hoffen, Eure Königliche Hoheit im nächsten Jahre nach glücklich beendetem Kriege wieder an unserer Spitze zu sehen.

Schiffbautechnische Gesellschaft.

Busley.

Am Abend des Tages gingen auf die beiden Depeschen folgende Antwort-telegramme ein:

Schiffbautechnische Gesellschaft zu Händen des Ge-
heimrats Busley,

Kronprinzen-Ufer 2. Berlin.

Ich danke der Schiffbautechnischen Gesellschaft für ihr Telegramm, indem ich meine Freude darüber ausspreche, daß die Versammlung trotz des Krieges stattgefunden hat. Möge sie wertvolle Anregung bringen für die Weiterentwicklung des vaterländischen Schiffbaus.

Wilhelm I. R.

Geheimrat Busley, Schiffbautechnische Gesellschaft,
Hochschule,

Charlottenburg.

Lebhaft bedauernd, daß ich heute nicht in Ihrer Mitte bin, sende ich den in Charlottenburg versammelten Mitgliedern der Schiffbautechnischen Gesellschaft meinen besten Gruß. Möchten wir übers Jahr nach ruhmreichem Friedentagen.

Friedrich August,
Großherzog von Oldenburg.

Den ersten Vortrag hatte der Direktor des Germanischen Lloyds, Herr Professor Pagel übernommen über „Die Schottvorschriften des internationalen Vertrages zum Schutze des menschlichen Lebens auf der See“. Auf seine sehr klaren und wohldurchdachten Ausführungen, die mit größtem Beifall aufgenommen wurden, antwortete nur

Herr Geheimer Regierungsrat Professor Fla m m.

Als zweiter Redner folgte Herr Oberingenieur Roth, Elbing, mit seinem Vortrage über „Material-Untersuchungen unter besonderer Berücksichtigung der Turbinenschaufelmaterialien“. Die Mitteilung der Ergebnisse der in dem Laboratorium von F. Schichau in Elbing angestellten Versuche fanden ungeteilte Aufmerksamkeit und ernteten großen Beifall. Man rechnete die Preisgabe dieser Ergebnisse der Firma F. Schichau ebenso zum Verdienst an, wie Herrn Roth der sie ausgewertet und in dem Vortrage zusammengefaßt hatte.

In der Diskussion meldeten sich zum Wort die Herren:

Marineoberbaurat Krell und Direktor Dr.-Ing. Bauer von den Vulcanwerken in Hamburg.

Hierauf trat die Frühstückspause ein, nach der Herr Dipl.-Ing. Achenbach seinen Vortrag über „Das Wesen der Schiffshavarien“ hielt, der trotz des Nachmittags einen auf etwa 300 Personen zu schätzenden Zuhörerkreis angezogen

hatte. Reicher Beifall lohnte den Vortragenden für seine vielfach höchst eigenartige Bearbeitung des Themas. Zu dem Vortrage nahmen das Wort:

Herr Ingenieur B u c h s b a u m vom Germanischen Lloyd in Berlin,
„ Dr. F ö r s t e r von der Hamburg-Amerika-Linie in Hamburg und
„ Z i v i l - I n g e n i e u r B e n j a m i n, Hamburg.

Es folgte der letzte Vortrag des Herrn Dipl.-Ing. S c h a f f r a n über „Die Aufstiegverhältnisse von Wasserflugzeugen und Flugbooten“. Seine Besprechung dieser Verhältnisse, wie die sehr gelungenen Lichtbilder der verschiedenen Wasserflugzeugtypen und die kinematographische Vorführung eines solchen, erfreuten sich allseitigen Beifalls.

Von einer Diskussion des Vortrages mußte unter den jetzigen Verhältnissen abgesehen werden.

289 Herren und 91 Damen beteiligten sich an dem einfachen Abendessen, welches im Hotel Adlon stattfand und die Mitglieder bis gegen Mitternacht vereinigte.

VII. Protokoll

über die geschäftliche Sitzung der XVII. ordentlichen Hauptversammlung
am 18. November 1915, vormittags 10 Uhr.

In Übereinstimmung mit § 23 der Satzung enthält die Tagesordnung folgende Punkte:

1. Vorlage des Jahresberichtes.
2. Bericht der Rechnungsprüfer und Entlastung des geschäftsführenden Vorstandes von der Geschäftsführung des Jahres 1914.
3. Bekanntgabe der Veränderungen in der Mitgliederliste.
4. Ergänzungswahlen des Vorstandes. Es sind zu wählen: Der stellvertretende Vorsitzende und drei fachmännische Beisitzer.
5. Wahl der Rechnungsprüfer für das Jahr 1915.
6. Wahl der beiden gesetzlichen Vertreter.
7. Anträge der Mitglieder.
8. Sonstiges.

Der Vorsitzende, Herr Geheimer Regierungsrat Professor Dr.-Ing. B u s l e y eröffnet die Sitzung pünktlich um 9 Uhr vormittags. Beim Beginn derselben sind etwa 80 Gesellschaftsmitglieder anwesend, die sich bis zum Schluß auf ungefähr 200 vermehren.

1. Die Versammlung genehmigt den mit den Vorträgen versandten Geschäftsbericht 1915, nachdem sie auf die Verlesung verzichtet hat. Der Vorsitzende erwähnt hierbei, daß der Vorstand die Verwaltung der Kriegsspende auf Grund des § 13 der Satzung übernommen hat, wonach ihm die Bestimmung über das Gesellschaftsvermögen obliegt. Er teilt mit, daß die Gesellschaft in diesem Jahre unter den Verstorbenen, zu denen auch der Geheime Baurat Dr.-Ing. E m i l R a t h e n a u und der Geheime Kommerzienrat Dr.-Ing. E r n s t S c h i e ß gehören, besonders schmerzliche Verluste erlitten hat. Die Anwesenden erheben sich zu Ehren dieser beiden Herren und der anderen im Laufe des Jahres verstorbenen Mitglieder von ihren Sitzen.

2. Den Bericht der Rechnungsprüfer erstattet Herr Professor K r a i n e r, indem er erwähnt, daß Herr Direktor B l ü m c k e als Landsturmhauptmann verhindert war, die Prüfung der Bücher vorzunehmen und daß er an dessen Stelle getreten ist. Er beantragt die Entlastung des geschäftsführenden Vorstandes von der Geschäftsführung des Jahres 1914. Die Versammlung erteilt einstimmig diese Entlastung.

3. Da die Namen der ein- und ausgetretenen Herren im Jahresbericht aufgeführt sind, der den Mitgliedern bereits mit den Vorträgen zugegangen war, so verzichtet die Versammlung auf eine Verlesung der Namen dieser Herren.

Am 8. Dezember 1914 fand in London eine außerordentliche Sitzung der Institution of Naval Architects statt, in welcher beschlossen wurde, die dieser internationalen Gesellschaft angehörenden Mitglieder solcher Nationen, mit denen sich England im Kriege befindet, für die Dauer desselben zu suspendieren. Der Vorstand hat deswegen in seiner Sitzung am 17. November 1915 beschlossen, mit den betreffenden Mitgliedern der Schiffbautechnischen Gesellschaft fremder Nationen in gleicher Weise zu verfahren.

Die Versammlung stimmt diesem Beschluß zu.

4. Zur Neuwahl stehen: der stellvertretende Vorsitzende, Herr Wirklicher Geheimer Oberbaurat und Professor J o h s. R u d l o f f und die fachmännischen Beisitzer: Herr Baurat Dr.-Ing. G e o r g C l a u s s e n, Herr Direktor Professor C. P a g e l und Herr Wirklicher Geheimer Oberbaurat Dr.-Ing. R. V e i t h. Der Vorsitzende bittet um Wiederwahl der Herren durch Zuruf. Es erfolgt hiergegen von keiner Seite ein Widerspruch und so erklärt der Vorsitzende die Herren als wiedergewählt. Alle vier Herren nehmen die Wahl an.

5. Bei der Wahl der Rechnungsprüfer für das Jahr 1915 hebt der Vorsitzende hervor, daß Herr Dr. V i e l h a b e n sich aus Gesundheitsrücksichten genötigt sieht, eine Wiederwahl abzulehnen. Er schildert die Verdienste dieses Herrn um die Geschäftsführung der Gesellschaft, deren Verbesserung er sich seit ihrem Bestehen mit größter Pflichttreue angenommen habe und bittet die Versammlung, sich zu seinen Ehren von ihren Sitzen zu erheben, was geschieht. Als Rechnungsprüfer bittet er, Herrn Direktor B l ü m c k e und Herrn Professor K r a i n e r¹ wiederzuwählen und für den Fall, daß Herr Direktor Blümcke durch seine Dienstpflicht verhindert sein sollte, an dessen Stelle Herrn Geheimen Baurat K r a u s e als Ersatzmann in Aussicht zu nehmen. Die Versammlung wählt diese Herren, welche sich sämtlich bereit erklären, die Wahl anzunehmen.

6. Auf Grund von § 8 der Satzung werden als Vertreter der Gesellschaft im Sinne des § 26 des Bürgerlichen Gesetzbuches die Herren Geheimer Regierungsrat

Professor Dr.-Ing. B u s l e y und Wirklicher Geheimer Oberbaurat Dr.-Ing. R. V e i t h sowie als ihre Stellvertreter der stellvertretende Vorsitzende Herr Wirklicher Geheimer Oberbaurat und Professor J o h s. R u d l o f f und Herr Direktor Professor C. P a g e l bestätigt.

7. Folgende Anträge der Mitglieder liegen vor: Herr Ingenieur S o d e m a n n, Hamburg, beantragt, daß wir in unseren Programmen nicht mehr die englische Stundenbezeichnung 11 h 30 min gebrauchen, sondern einfach 11³⁰ schreiben. Der Vorstand wird dem Vorschlag entsprechen. — Herr Professor G ü m b e l dankt für die ihm im vorigen Jahre verliehene silberne Medaille. — Herr Dr.-Ing. Herm. B l o h m, Hamburg, beantragt, im Auftrage des Vereins Deutscher Schiffswerften die Verleihung der goldenen Medaille an den Wirklichen Geheimen Oberbaurat Dr.-Ing. R. V e i t h, Berlin. Die Versammlung nimmt diesen Antrag einstimmig an.

Der Vorsitzende schließt die Versammlung um 9 Uhr 40 Minuten.

V. g. u.

Die gesetzlichen Vertreter:

Carl Busley.

Rudolf Veith.

VIII. Unsere Toten.

Im Jahre 1915 hat die Schiffbautechnische Gesellschaft sehr zahlreiche und besonders empfindliche Verluste erlitten, wie aus den nachstehenden Lebensläufen hervorgeht. Wir bedauern den Verlust folgender Herren:

- Abraham, J., Schiffbau-Ingenieur, Stralsund.
Arenhold, L., Korvetten-Kapitän a. D., Marinemaler, Kiel.
Billig, Hermann, Oberingenieur, Dessau.
Claussen, Ernst, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Bremen.
Curti, A., Direktor der Daimler-Motoren-Ges., Marienfelde.
Dietze, E., Schiffbau-Oberingenieur, Roßlau a. E.
Fischer, Fr., Ober-Ingenieur, Elbing.
Griese, Korvetten-Kapitän a. D., Charlottenburg.
Jaeger, Max, Hauptmann a. D., Berlin.
Jahnel, A., Schiffbau-Oberingenieur, Radebeul b. Dresden.
Janda, Emil R., Architekt, Hamburg.
Klönne, Carl, Geh. Komm.-Rat, Direktor der Deutschen Bank,
Berlin.
Kösel, Albert, Direktor, Düsseldorf.
van Meerten, H., Marine-Oberingenieur, Buitenzorg.
Polis, Albert, Kapitän, Direktor der H.-A.-L., Hamburg.
Rathenau, E., Dr.-Ing., Geh. Baurat, Generaldirektor der A. E. G.,
Berlin.
Rieck, M. J., Mitinhaber der Werft von H. Brandenburg, Hamburg.
Schieß, E., Dr.-Ing., Geh. Kommerzienrat, Düsseldorf.
Schirnick, C., Marine-Oberstabsingenieur a. D., Zoppot.
Stiller, Hermann, Direktor, Landsberg a. W.
Weimann-Bischoff, Korvetten-Kapitän a. D., Marinetechn. Mit-
arbeiter der Optischen Anstalt C. P. Goerz, Berlin.
Wigger, Hans, Marine-Baumeister, Wilhelmshaven.
Zanders, Hans, Fabrikbesitzer, Kommerzienrat, Berg.-Gladbach.

JOHANNES ABRAHAM

wurde am 9. Februar 1856 als Sohn des Gutspächters Abraham in Hohenhain, Kreis Eckernförde, geboren. Seinen ersten Unterricht erhielt er im elterlichen Hause in Hohenhain und Groß-Rolübbe bei Kletkamp in Holstein. Vom 10. Lebensjahre ab besuchte er in Kiel zunächst eine Privatschule und später die Realschule, die allmählich zur Oberrealschule erweitert wurde. Sie verließ er 1875 als erster Schüler mit dem Zeugnis der Reife.

An die Schulzeit schloß sich zunächst eine praktische Arbeitszeit bei der Firma C. Berg in Lüdenscheid. Von 1876—1879 studierte er auf der Technischen Hochschule in Charlottenburg Schiffbau und genügte im folgenden Jahre seiner Militärflicht bei der 1. Werftdivision in Kiel.

In den nächsten Jahren war er als Schiffbau-Ingenieur auf den Werften von F. Schichau in Elbing, G. Howaldt in Kiel, Vulcan in Stettin, Stettiner Schiffsbauwerft vorm. Möller & Holberg und von 1888—1896 auf der Germaniawerft in Kiel tätig.

Zu Beginn des Jahres 1897 erwarb er in Stralsund eine Schiffs- und Bootswerft, die er bis zu dem im Juli 1912 erfolgten Verkauf behielt. Auch nach dem Verkauf der Werft behielt er seinen Wohnsitz in Stralsund. Nach kurzem, schweren Krankenlager verstarb er hier am 24. Mai 1914.

LÜDER ARENHOLD

ergriff, als Sohn einer angesehenen Familie am 7. April 1854 zu Soltau geboren, die Seeoffizier-Laufbahn. Seine etwas schwächliche Körperverfassung war ihm aber leider dabei sehr hinderlich, und so mußte er, kaum nachdem er die ersten Sprossen auf der Leiter der Seeoffiziere erklommen hatte, auf den dringenden Rat des Arztes den Beruf aufgeben, an dem er mit ganzem Herzen hing. Der See blieb er aber doch treu. Er widmete sich, da er über eine achtbare künstlerische Begabung gebot, der Marinemalerei und in Verbindung damit dem Segelsport, der zu Anfang der achtziger Jahre des vorigen Jahrhunderts in Kiel gerade erst seine allerersten Blüten anzusetzen begann.

Für die Marinemalerei brachte er durch seine seemännische und seglerische Erfahrung eine hoch einzuschätzende Vorbildung mit. Anfänglich unter Anweisung des Hamburger Marinemalers Leitner arbeitend, genoß er noch die Unterweisung Hüntens in Hamburg und trat dann in das Meisteratelier des Berliner Professors Hans Gude, in dem er zwei Jahre verblieb. Hierauf unternahm er eine Studienreise nach Südamerika. Mit ganzer Liebe hing er an seiner Kunst und mit unendlichem Fleiße und mit zäher Ausdauer überwand er manche sich ihm entgegen-

stellenden künstlerischen Hindernisse. Viel hat er zur Erhaltung des Andenkens an die ehemalige deutsche und an die schleswig-holsteinische Flotte beigetragen. Durch seine auf gründlichsten Studien beruhenden Bilder aus jenen schon längst vergangenen Tagen hat er schätzbare vaterländische Arbeit geleistet. Auch sein bestes Sammelwerk, die „Historische Entwicklung der Schiffstypen“ ist viel beachtet worden.

Als Segler beteiligte sich Arenhold an der ersten Kieler Wettfahrt am 23. Juli 1882. Er hatte sich auf Anraten seines Freundes, des Marineschiffbau-Ingenieurs Säfkow einen tiefen schmalen Rennkutter, „Lolly“, nach dessen Zeichnungen auf der Kieler Werft von Thede bauen lassen, das erste wirklich deutsche Rennfahrzeug für die See, mit dem er jahrelang in deutschen und skandinavischen Regatten viele damals Aufsehen erregende Erfolge erzielte. Seine segelsportlichen Fähigkeiten wurden vor eine schwere Aufgabe gestellt, als er durch das kaiserliche Vertrauen zum Führer der etwa 20 Tonnen großen Kaiseryacht „Vineta“ berufen wurde, die im Jahre 1895 nach Zeichnungen des berühmten schottischen Konstrukteurs G. L. Watson auf der Germaniawerft in Kiel erbaut wurde. Die Yacht, welche nach Watsons eigenem Ausspruch das Beste werden sollte, was er in einer zahlreichen Flotte von 20 Tonnern geschaffen hatte, entsprach aber leider nicht den gehegten Erwartungen.

Im Jahre 1898 erschien in der Marine-Rundschau aus der Feder Arenholds ein Aufsatz: „Gute Seemannschaft kein überwundener Standpunkt“. In fachmännisch klarer Weise und in lebhafter Darstellung wußte Arenhold den Nachweis zu führen, daß die praktische Seemannschaft die wesentliche Grundlage für die Ausbildung von Mannschaften und Schiffsoffizieren sein und bleiben müsse, um den Standpunkt deutscher Seeleute auf voller Höhe zu halten. Dieser eindringliche Mahnruf gipfelte in der Forderung, daß man Schulschiffe für die Handelsmarine schaffen und die Ausbildung unseres seemännischen Nachwuchses damit für alle Zeit ermöglichen und vertiefen müsse. Arenhold wußte weitere Kreise für seine Absichten zu gewinnen, und die Durchführung des Planes fand schnelle Erfüllung, als Seine Königliche Hoheit der damalige Erbgroßherzog von Oldenburg sich an die Spitze des Unternehmens stellte und aus dem Kreise der großen deutschen Reedereien ihm Zustimmung und Stütze zuteil wurde. Wenn auch der Vorschlag Arenholds nicht in allen Einzelheiten durchgeführt wurde, so dürfen wir ihn doch als den für die Gründung des Deutschen Schulschiff-Vereins maßgebenden, sachverständigen Freund ansehen.

Die letzten Lebensjahre verbrachte Arenhold meist in stiller Zurückgezogenheit und fleißiger Studienarbeit, bis ein sanfter Tod ihn am 16. Juni 1915 von

seinem langen Leiden befreite. Die ältere Segelwelt Deutschlands wird mit Bedauern von seinem Hinscheiden hören, ging doch mit ihm einer derjenigen Männer dahin, die in der ersten Zeit des Aufblühens unseres deutschen Segelsports sich mit ganzem Herzen und mit dem besten Erfolge für das Ansehen des deutschen Namens in der Sportwelt eingesetzt hatten.

HERMANN BILLIG,

geboren am 16. August 1834 zu Stettin, als Sohn des Sekretärs Billig am Marienstift-Gymnasium, erhielt seine erste technische Vorbildung auf der Provinzial-Gewerbeschule zu Stettin. Nach Beendigung seiner Ausbildung kam er als Ingenieur in eine Maschinenfabrik in Bromberg, welche er am 29. Februar 1858 verließ, um als Ingenieur in die Dienste der aufstrebenden Maschinenfabrik von Gebrüder Sachsenberg in Roßlau an der Elbe einzutreten. Hier, in dieser schnell aufblühenden Fabrik, fand er einen ihm zusagenden, von dem Vertrauen seiner Chefs getragenen, weiten Wirkungskreis.

Anfänglich im allgemeinen Maschinenbau beschäftigt, besonders Städtische Wasserwerksanlagen (Wasserwerk Halle a. Saale), wurde ihm bald die Leitung des von seiner Firma im Jahre 1869 neu aufgenommenen Schiffs-Maschinenbaues übertragen. Besonders betätigte er sich hier in dem Bau von Schiffsmaschinen, sowie Maschinen für Kettendampfer, großer Bagger für den Hamburger Staat u. a. m., so daß er an dem Emporblühen und der Entwicklung der Firma auf diesem Gebiete einen wesentlichen Anteil hatte. Nach einer 50 jährigen, höchst verdienstvollen Tätigkeit, während welcher er sein ganzes Wissen und Können in den Dienst seiner Firma stellte, unermüdlich arbeitend, stets nur auf deren Wohl bedacht, trat er am 29. Februar 1908 in den wohlverdienten Ruhestand. Noch 7½ Jahre sollte er einen ruhigen Lebensabend genießen. Wohl machten sich in den letzten Jahren auch bei ihm die Beschwerden des Alters bemerkbar, bis ihn, der sich stets einer eisernen Gesundheit erfreute, der allen unvergänglich erschien, der stets der Letzte war, sowohl im Büro bei seiner Tätigkeit als auch bei froher Tafelrunde im Freundeskreise, am 17. Juni 1915 ganz unerwartet der Tod hinwegraffte und seinem arbeitsreichen Leben ein Ende bereitete, tief betrauert von allen, die ihm näher standen, und die sein freundliches Wesen kennen gelernt hatten.

Auch an äußeren Ehrenbezeugungen hat es dem Verstorbenen nicht gefehlt. Wurde ihm doch anlässlich des 50 jährigen Bestehens der Firma Gebr. Sachsenberg im März 1894 die zweite Klasse des Anhaltischen Hausordens Albrechts des Bären und am Tage seines 50 jährigen Jubiläums die erste Klasse dieses Ordens

verliehen. Wenn ihn diese Ehrungen auch erfreuten, so fand er seine größte Befriedigung in dem Bewußtsein, für seine Firma seine Schuldigkeit getan zu haben.

ERNST CLAUSSEN

wurde am 11. November 1874 zu Brunde im Kreis Apenrade der Provinz Schleswig-Holstein als Sohn des Meiereikonsulenten Johann Claussen geboren. Nach Beendigung der Schulzeit machte er zunächst eine vierjährige praktische Lehrzeit in Kiel durch und erhielt hierauf seine technische Ausbildung auf dem Technikum Mittweida und der Schiffsmaschinenbauschule des staatlichen Technikums zu Hamburg. Er war dann als Konstrukteur 2 Jahre bei der Kaiserlichen Torpedoinspektion in Kiel und 4 Jahre auf der Werft von Blohm & Voß in Hamburg beschäftigt. Anfang 1906 trat er in die Turbinenfabrik der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft als erster Konstrukteur für Schiffsturbinen ein und hat als solcher bis April 1910 an der konstruktiven Durcharbeitung der A. E. G.-Schiffsturbinen erfolgreichen Anteil gehabt. Hierauf übernahm er bei der Aktien-Gesellschaft „Weser“ in Bremen, welche den Schiffsturbinenbau neu aufgenommen hatte, eine Stelle als erster Konstrukteur und hatte hier Gelegenheit, seine reichen Erfahrungen auf dem in rasch fortschreitender Entwicklung befindlichen Gebiet der Schiffsturbinen und sein bedeutendes konstruktives Können voll und mit bestem Erfolge zur Geltung und Anerkennung zu bringen.

Aus seinem arbeitsfreudigen Schaffen wurde der kraftvolle Mann, der stets ein Bild von Gesundheit und jugendlicher Lebensfrische darstellte, am 7. September 1915 durch den Tod, der als Folge einer schweren Rippenfellentzündung eintrat, herausgerissen.

In Ernst Claussen verliert nicht nur die deutsche Technik einen tüchtigen, auf seinem Spezialgebiet gründlich erfahrenen Mitarbeiter, auch seine Berufsgenossen betrauern in ihm einen liebenswürdigen, aufrechten Menschen von vorbildlichen Charaktereigenschaften, zugleich in der äußeren Erscheinung und im Wesen einen echten Sproß der heimatlichen Nordmark.

ALEXANDER CURTI

wurde am 9. November 1860 zu Dockenhuden bei Blankenese geboren, absolvierte das Gymnasium des Theresianums und die Handelsakademie in Wien. Seine Lehrzeit verbrachte er bei der Handels- und Plantagen-Gesellschaft der Südsee-Inseln in Hamburg, etablierte sich und betrieb ein Agentur- und Kommissionsgeschäft in derselben Stadt.

Von 1899—1902 war Curti Vorstandsmitglied der ehemaligen Motorfahrzeug- und Motorenfabrik Berlin-Marienfelde, die später durch Fusion von der Daimler-Motoren-Gesellschaft übernommen wurde. Von Anfang 1902 bis April 1906 leitete er die Filiale Hamburg und von da ab bis September 1910 die Marine-Abteilung der Daimler-Motoren-Gesellschaft in Berlin. September 1910 verlegte Curti seine Tätigkeit in das Werk der Daimler-Motoren-Gesellschaft, Berlin-Marienfelde, woselbst er bis zu seinem Ende als Direktor und Leiter der Schiffsmotoren-Abteilung tätig blieb.

In diesen Stellungen hat er sich bleibende Verdienste um die Erweiterung der Absatzgebiete der Daimler-Schiffs-Motoren in unserer Marine und der Daimler-Bootsmotoren erworben. Auch mit der Geschichte des deutschen Motorbootwesens bleibt sein Name dauernd verknüpft. Die von ihm zu zahlreichen großen Wettfahrten des Motoryacht-Verbandes gemeldeten Motorboote haben viele erste Preise errungen. Besonders ist ihm die wiederholte Vertretung deutscher Boote in den großen Wettfahrten von Monaco zu verdanken.

Curti war ein sehr lebenswürdiger und tüchtiger Mann, der überall gern gelitten war. Er ist am 6. November nach langem Leiden sanft entschlafen, wenige Tage vor dem 25jährigen Geschäftsjubiläum der Daimler-Motoren-Gesellschaft, an deren Aufschwung er seit Jahren erfolgreich mitgearbeitet hatte.

ERNST DIETZE.

Ernst Dietze, ältester Sohn des Oberförsters Karl Dietze, wurde am 21. Oktober 1837 auf dem Rittergut Kleinzschocher bei Leipzig geboren. Den ersten Unterricht erhielt er gemeinschaftlich mit seinen Geschwistern und Kindern einiger der angesehenen Dorfbewohner von dem Schullehrer des genannten Ortes in Privatstunden. Vom 9. Jahre ab besuchte er das in Kleinzschocher bestehende „Pensionat für Söhne der gebildeten Stände“ des Pastors Reinhardt. Da im Jahre 1851 das Institut aufgelöst wurde, übernahm Pastor Blüher in Probstheida bei Leipzig die weitere Ausbildung bis zu der Ostern 1852 erfolgten Konfirmation.

Auf Anraten der Lehrer zum Besuch einer technischen Hochschule bestimmt, ließ sich Ernst Dietze von mehreren Lehrern Leipzigs durch Privatunterricht ein Jahr lang vorbereiten und trat Ostern 1853 in die dritte Klasse der unteren Abteilung der polytechnischen Schule zu Dresden ein. Hier studierte er drei Jahre in der Abteilung für Maschinenbau unter einer Reihe tüchtiger Lehrer, so des Direktor Hülse, der Professoren Schneider und Schlömilch. Zu Ostern 1856 nach be-

standenem Maturitätsexamen, welches zum Übertritt in die obere Abteilung berechtigte, verließ er das Polytechnikum, um wie zu der Zeit üblich, zwischen dem Besuch der unteren und oberen Abteilung die praktische Ausbildung fallen zu lassen.

Zuerst war er als Volontär in der Maschinenfabrik und Eisengießerei von Götz & Nestmann zu Leipzig zwei Jahre als Tischler, Schlosser, Schmied, Monteur sowie Zeichner tätig. In dieser Fabrik wurden derzeit Hochbauten, Winden, Krane, kleine Dampfmaschinenanlagen, Buchbindereimaschinen u. dgl. ausgeführt. Hierauf folgte eine halbjährige Tätigkeit auf dem Zeichenbureau der Joh. Zimmermannschen Werkzeugmaschinenfabrik in Chemnitz. Wegen der ihm zu einseitig erscheinenden Richtung in der letzteren Fabrik trat er alsdann gleichfalls auf ein halbes Jahr als Schlosser in die Richard Hartmannsche Maschinenbauanstalt ein.

Durch seine Bekanntschaft mit einem Schweden wurde der Wunsch, fremde Länder kennen zu lernen, in ihm rege. Am 1. Mai 1859 verließ er daher die Heimat und reiste nach Stockholm. Beim Durchstreifen der wenigen Maschinenfabriken führte ihn der Weg auch zu einer kleinen Fabrik am südlichen Ufer des Mälarsees, deren Besitzer Sahlström ihn veranlaßte, nachdem er gehört hatte, daß er bei Zimmermann in Chemnitz gezeichnet hatte, drei Monate bei ihm zu bleiben und einige Werkzeugmaschinen zu konstruieren.

Durch einen ihm befreundeten schwedischen Bergingenieur auf die Schiffsmaschinenbauwerkstätte zu Nyköping aufmerksam gemacht, reiste Dietze Ende August 1859 dorthin und wurde auch vom Direktor dieses Werkes sofort angestellt. In einer zweieinhalbjährigen Tätigkeit auf diesem damals zweitgrößten Werk Schwedens, woselbst für russische Reedereien Seeschiffe und die dazu gehörigen Maschinenanlagen gebaut wurden, war er auf den Zeichenbureaus der Maschinenfabrik sowie der Schiffswerft beschäftigt und legte hier den Grund zu seinem späteren Beruf als Schiffbauer. Durch Selbststudien in der Theorie des Schiffbaues bildete er sich auf diesem Gebiete weiter. In den Abendstunden erteilte er Privatunterricht in Mathematik sowie in technischen Fächern. Ein halbes Jahr lang gab er auch am Gymnasium der Stadt den Schülern der oberen Klassen Mathematikunterricht, da dies infolge Ablebens des betreffenden Lehrers von der Schule gewünscht wurde.

Ende April 1862 gab Dietze diese Stellung auf. Um sich auch anderwärts umzusehen, reiste er nach einem Besuch seiner Eltern nach London. Die Hoffnung, eine Anstellung in England zu erhalten, schlug indessen fehl, wohl infolge der durch den amerikanischen Bürgerkrieg hervorgerufenen sehr schlechten Geschäftslage. Sein Aufenthalt in London währte 7 Wochen, in welcher Zeit er sehr

häufig die internationale Ausstellung besuchte, darauf trat er die Rückreise in die Heimat über Rotterdam rheinaufwärts bis Mainz über Frankfurt nach Leipzig an. Nach einer Pause von einigen Monaten ließ er sich als Zivilingenieur in Leipzig nieder, mußte aber bald genug einsehen, daß die Erfüllung seiner Hoffnung, weiterzukommen, nicht zu erwarten war. Infolge seiner Bemühungen fand er bei der Firma Gebrüder Sachsenberg in Roßlau Stellung, in welcher er am 16. März 1863 zu arbeiten begann.

In einer über 52 jährigen unermüdlichen Tätigkeit hat er in einer bescheidenen Anfangsstellung auf dem Zeichenbureau beginnend zu dem Emporblühen der Firma sein gutes Teil beigetragen. Es war natürlich, daß seine Chefs ihm bei Einrichtung der Schiffswerft im Jahre 1865 die Leitung dieser zuwiesen, da er der einzige Beamte war, welcher schon vorher auf einer Werft gearbeitet hatte. Auf der unter seiner Leitung eingerichteten Werft wurden in den ersten Jahren nur Reparaturarbeiten an Kähnen und Dampfern ausgeführt, welche die Elbe befuhren und durch Roßlau kamen. Erst 1869 wurde der erste Neubau, der Dampfer „Hermann“, ein Seitenradschlepper, erbaut. So hat er anfangs allein, später als Oberingenieur im Schiffbau, am Bau von 750 Schiffen teilgenommen, und zwar sind unter seiner Leitung entstanden: 125 Seiten- und Heckraddampfer, 9 Kettendampfer, 133 Schraubendampfer, 25 Bagger. Unter den letzteren die beiden größten zur Zeit bestehenden Eimerbagger. Ferner wurden 69 Räderumbauten bzw. Neubauten für andere Schiffe ausgeführt.

Neben seinen geschäftlichen Arbeiten für die Firma, für deren Wohlergehen alle seine persönlichen Vorhaben zurücktraten, entfaltete er eine rege literarische Tätigkeit. Die erste größere Abhandlung erschien im „Zivilingenieur“, Jahrgang 1863 unter dem Titel: „Über die Konstruktion der Dampfböte“. Im Jahrgang 1879 der gleichen Zeitschrift findet sich eine Abhandlung von ihm über „Die Anwendung des Planimeters im Schiffbau“, die noch heute als erste Veröffentlichung zur Auffindung der verschiedenen bei Schiffen vorkommenden Momente mit Hilfe des Planimeters angesehen wird und sich auf fast allen Werften Eingang verschafft hat. Die meisten Veröffentlichungen erfolgten in der Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure, wie 1868 über die „Konstruktion der Druckschaufeln einer Hänelschen Turbine“. Als sein hervorragendstes Werk dürften die 1887 erschienenen „Graphischen Tafeln zur Bestimmung des Schiffswiderstandes“ anzusehen sein. Im gleichen Jahrgang schrieb er einen Aufsatz über „Schiffswiderstand bei beschränkter Wassertiefe“; 1889 „Schiffswiderstand im beschränkten Fahrwasser“, 1891 „Die wahre Geschwindigkeit der Schleppzüge“; 1894 „Die Anwendung der Integralkurve im Schiffbau“. Im Jahrgang 1895 erfolgte ein

wissenschaftlicher Federkrieg mit dem Schiffbauingenieur Benjamin über das Planimeter. Spätere Veröffentlichungen sind nicht erfolgt.

Wie die vorstehend angeführten Veröffentlichungen zeigen, richtete Dietze sein besonderes Interesse auf die Ergründung und Berechnung des Schiffswiderstandes und der Schiffsgeschwindigkeiten. Er benützte seine ganze freie Zeit zu Versuchen, zu Messungen und zu Lösungen schwieriger Aufgaben und ruhte nicht eher, bis er das gesetzte Ziel erreicht hatte. Es seien hier auch der Verdienste gedacht, die er sich durch Stromgeschwindigkeitsmessungen erwarb, welche er auf allen Flüssen ausführte, die für die bei Gebrüder Sachsenberg zu bauenden Schiffe in Betracht kamen. Besondere Erwähnung verdienen die Messungen auf der Elbe, dem Rhein und der Donau. Die hierdurch festgestellten Stromgeschwindigkeiten bei den verschiedenen Pegelständen bildeten eine gute Grundlage für die Garantien bei späteren Bauten. Nicht unerwähnt sollen seine theoretischen Arbeiten bleiben, welche er auf Grund von Messungen der Durchbiegung von Flußschiffen durch Temperaturunterschiede ausführte. Da diese Durchbiegung einen nicht unbedeutenden Tiefgangsunterschied verursachte, konnte ihre Feststellung bei der Abnahme der Schiffe eine gute Verwendung finden. Bei allen theoretischen Arbeiten, welche Dietze ausführte, war es stets sein Bestreben, sie so einfach und verständlich wie möglich zu gestalten. Vorbildlich ist er auf dem Gebiete der graphischen Darstellung gewesen. Ganz besonders ließ er es sich angelegen sein, ein Lehrmeister für seine ihm unterstellten Ingenieure zu sein, und ausnahmslos ist ihm von seiten dieser stets Dankbarkeit und hohe Verehrung gezollt worden.

Jedoch Dietzes größtes Werk, welches wohl mit Recht als die Ursache des Aufblühens der Firma Sachsenberg angesprochen werden kann, ist die von ihm erfundene besondere Konstruktion und praktische Ausführung der Schaufelräder. Die bis zum Jahre 1883 auf der Sachsenbergschen Schiffswerft erbauten Raddampfer waren zum Teil mit beweglichen Schaufeln versehen, deren Ausführung nach dem Morganschen Prinzip geschah, mit welchem sich Dietze vertraut gemacht hatte und das zu verbessern er sich zur Aufgabe stellte. Durch die Konstruktion von „Nürnberg“-Rädern, mit welchen zwei Schiffe versehen wurden, ist Dietze auf eine Theorie gekommen, welche als Anfang und Grundlage für seine besondere Konstruktion angesehen werden kann. Im Jahre 1883 wurden die ersten Räder nach seinem auf jahrelangen theoretischen Arbeiten gegründeten Prinzip für den Elb-Seitenraddampfer „Vereinigte Schiffer III“ ausgeführt. Die Leistung dieser Räder übertraf die Erwartungen. Durch praktische Versuche wurden später von Bau zu Bau Verbesserungen gemacht, bis das von Dietze ersonnene und bis

zu seiner Höchstleistung vervollkommnete Schaufelrad unter dem Namen „Sachsenbergrad“ in der Öffentlichkeit allgemeine Anerkennung fand.

Trotzdem Dietze mit außergewöhnlich hohen Gaben des Geistes ausgestattet war, hat er sich öffentlich niemals hervorgetan. Der Grund hierfür ist einerseits in einer ihm seit seiner Kindheit anhaftenden Schwerhörigkeit zu suchen, andererseits aber in seiner ungewöhnlich großen Bescheidenheit und Zurückhaltung, sowie in der vollständigen Unterschätzung seines persönlichen Ichs.

Der Schiffbautechnischen Gesellschaft gehörte er seit der Gründung der Gesellschaft als Fachmitglied an.

Nach kurzem, in außergewöhnlicher Geduld ertragenen Leiden, auf den Tod vorbereitet, machte eine eintretende Herzschwäche seinem arbeitsreichen Leben am frühen Morgen des 7. Juni 1915 ein Ende, nachdem er noch einige Tage vorher im Geschäft tätig gewesen war, aus dem er mit dem 1. Juli 1915 in den Ruhestand treten wollte.

FRIEDRICH FISCHER

ist am 11. Oktober 1846 in Rinteln an der Weser als der zweite von 6 Söhnen des Schmiedemeisters Fischer geboren. Sein Vater lebte in guten Verhältnissen, bis nach dem Bau der Eisenbahn Berlin-Hannover der Postwagenverkehr eingeschränkt und demgemäß auch sein Betrieb kleiner wurde. Dadurch wurden die Söhne gezwungen, sich früh auf eigene Füße zu stellen. So verließ Fischer als erster die Familie und die Wesergegend, an der er sehr hing, und die er auch in älteren Jahren immer wieder aufsuchte.

Bis zu seinem 14. Lebensjahre besuchte er die Bürgerschule in Rinteln, half nebenbei seinem Vater in der Werkstatt und betätigte sich mit seinen Brüdern bei der Bewirtschaftung der kleinen Landwirtschaft, die zum Anwesen seines Vaters gehörte. Während dieser Zeit erhielt er Lateinunterricht beim Kantor Sostmann in Rinteln und Unterricht im Zeichnen bei einem ehemaligen Lützwower Jäger, wovon er später oft mit vielem Vergnügen erzählte.

Nach der Schulzeit ging er zum Schlossermeister Hartung in Bückeberg in die Lehre, worauf er in der Maschinenfabrik von Michalkowski in Berlin Beschäftigung fand. Diese Firma lieferte damals die Eisenkonstruktionen für die Flora in Hannover und baute eine Anzahl Brennereien in Pommern, wodurch Fischer oft auf Montage geschickt wurde. In dieser Zeit hat er seine technische und allgemeine Bildung mit äußerster Energie zu erweitern gesucht. Von November 1866 bis zum Februar 1870 besuchte er Sonntags und in den Abendstunden

das Gewerbeinstitut von Dr. Paul Böhme in Berlin. Von 1869 an war er bei der Eisengießerei und Maschinenfabrik „Berliner Vulkan“ zunächst als Praktiker, dann als Ingenieur tätig. Vom Herbst 1872 ab hörte er an der Berliner Gewerbeakademie Vorlesungen über Maschinenlehre. Neben technischen Vorlesungen hatte er Nationalökonomie bei Adolf Wagner und auch geschichtliche Vorträge belegt, denn für Geschichte hat er bis an sein Lebensende starke Teilnahme gezeigt. Im Jahre 1875 trat er bei F. Schichau in Elbing ein.

Sehr bald wußte sich Fischer das Vertrauen seiner Chefs, des verewigten Geheimrats Schichau und dessen Nachfolgers, Geheimrats Ziese, zu erwerben, und seine Verdienste um das Emporblühen der Schichauschen Werke ließen ihn bald zum Obergeringieur im Maschinenbau- und Gießereibetriebe aufsteigen.

Fischer war eine energische, unermüdliche und umsichtige Kraft. Er verstand vorzüglich mit der Arbeiterschaft umzugehen und einen flotten Zug in die Werkstätten zu bringen, wodurch alle Konstruktionen pünktlich und in bester Ausführung zur Ablieferung kamen.

Nach vierzigjähriger unermüdlicher Tätigkeit, in welcher er sich die Hochschätzung aller, die ihn kannten und mit ihm in seinem Beruf oder außerhalb desselben in Berührung gekommen waren, zu gewinnen verstanden hatte, trat Friedrich Fischer am 1. Januar 1915 in den wohlverdienten Ruhestand, dessen er sich leider nur kurze Zeit erfreuen konnte. Er erlag einem Nierenleiden in einer Danziger Klinik, wo er bei seinem Sohne, dem Privatdozenten an der Kgl. Technischen Hochschule, Dr. Ing. Fritz Fischer, weilte. Seine Leiche wurde nach seiner Heimat Rinteln a. d. Weser zur Bestattung in der alten Familiengruft überführt.

Wie sehr Fischer in Elbing, welches ihm zur zweiten Heimat geworden war, das Vertrauen seiner Mitbürger genoß, geht daraus hervor, daß er viele Jahre lang als Stadtverordneter und als Vorsitzender des Flottenvereins tätig sein konnte und daß man ihn als Kandidaten für die Reichstagswahl aufgestellt hatte. Er besaß den Roten Adlerorden IV. und den Kronenorden III. Klasse.

Auch die Schiffbautechnische Gesellschaft wird ihrem treuen und verdienten Mitgliede ein stetes ehrendes Andenken bewahren.

PAUL GRIESE

ist im April 1888 als Kadett in die Kaiserliche Marine eingetreten, wurde am 9. April 1889 zum Seekadetten, im Mai 1891 zum Unterleutnant zur See und im November 1894 zum Leutnant zur See befördert.

Mit nur kurzen Unterbrechungen durch Landkommandos tat er Dienst auf Schiffen des In- und Auslandes, sowie auf Torpedobooten. Im Oktober 1899

trat er ein mehrjähriges Auslandskommando an Bord S. M. S. „Seeadler“ an, wurde im März 1901 zum Kapitänleutnant befördert und nahm an der Expedition gegen China 1900—1901 teil. Nachdem er noch mehrere Jahre als Erster Offizier Dienst auf kleinen Kreuzern der Hochseeflotte getan hatte, wurde ihm im November 1905 der aus Gesundheitsrücksichten erbetene Abschied unter Verleihung des Charakters als Korvettenkapitän erteilt.

Während des Krieges stellte er sich freiwillig zur Verfügung und fand in einer Landstelle eine seinem Dienstgrade entsprechende Verwendung, in der er am 24. Juli infolge von Herzschwäche plötzlich verschied.

MAX JAEGER

wurde am 21. Oktober 1873 als Sohn des s. Zt. im landwirtschaftlichen Ministerium tätigen Wirkl. Geh. Ob.Reg.Rat Jaeger in Berlin geboren. Er besuchte zuerst das Askanische, später das Joachimsthaler Gymnasium und trat dann in das 3. Brandenburgische Inf. Regt. Nr. 20 ein, wo er im November 1893 das Offizierspatent erhielt. Er war mit Leib und Seele Soldat. Leider stellten sich bereits am Schlusse seines Besuches der Kriegsakademie (1903—1906) die ersten Anzeichen seines Herzleidens ein, wodurch er zu dem schweren Entschluß gezwungen wurde, aus seinem Berufe, dem er mit gleicher Begeisterung wie Befähigung oblag, auszuscheiden. Im Mai 1908 wurde ihm der erbetene Abschied mit dem Charakter als Hauptmann bewilligt, nachdem er im Oktober 1907 als militärischer Mitarbeiter bei dem Zeißwerk in Jena eingetreten war. Er fand hier einen reichen Wirkungskreis vor, der ihn mit vielen neuen Aufgaben in enge Berührung brachte, die auf den Ausbau der optischen Hilfsmittel für das Heer und die Marine hinzielten. Nach mehrjähriger Tätigkeit übernahm er 1912 die Leitung des militärischen Bureaus der Firma Carl Zeiß in Berlin. Mit Ausbruch des Krieges stellte er sich wieder den Militärbehörden zur Verfügung und erhielt ein Kommando beim Stellvertretenden Generalstab in Berlin. In den letzten Jahren hatte er schon wiederholt an Herzbeschwerden zu leiden, die er mit großer Energie zu überwinden suchte. Die gesteigerten Aufgaben während der Kriegszeit gingen dann aber über seine Kräfte. Am 15. September 1915 verschied er an einem Herzschlag.

AUGUST JAHNEL

ist am 17. Dezember 1853 zu Friedland in Ober-Schlesien geboren, besuchte die Königliche Gewerbeschule zu Brieg a. O. von 1872—1877, die Königliche Technische

Hochschule zu Dresden von 1877—1881 und legte auf beiden die Schlußprüfung ab. Hierauf war er als Konstrukteur der Maschinen-Ingenieur-Abteilung an der genannten Hochschule tätig. Von 1882 bis Juli 1914 war er bei der „Kette“ der Elbschiffahrts-Gesellschaft, jetzigen Dresdener Maschinenfabrik und Seilerei in Uebigau angestellt, wo er die Stelle eines Oberingenieurs und Vorstands der Schiffbau-Abteilung bekleidete.

Nach einem Jahre des Ruhestandes trat er infolge des durch den Krieg verursachten Mangels an erprobten und erfahrenen Ingenieuren arbeitsfreudig, obwohl schon leidend, wieder in seine frühere Stellung ein. Er besorgte sich besonders mit der Erledigung der Aufträge der Kaiserlichen Marine. In dreimonatiger Tätigkeit mußte er wegen Verschlimmerung seines Leidens am 1. Oktober d. J. wieder zurücktreten, und schon am 7. November endete sein Tod plötzlich und unerwartet sein von treuester Pflichterfüllung und stetig eifrigem, lust zeugendes Leben.

EMIL JANDA

geb. zu Leipa in Böhmen am 25. März 1855 als Sohn des Privatmannes Emil Janda, später wohnhaft in Hermannstadt, kam 1865 auf das Gymnasium in Hermannstadt um sieben Jahre später nach dem Zeugnis der Reife in derselben Stadt die technische Hochschule zu besuchen. Im Jahre 1875—78 studierte er Architektur in Dresden und war ein Meisterschüler Professor Weißbachs. Verschiedene große Wettbewerbe und Konkurrenzen zeugten von seinem Können. 1879 und 1910 erhielt er Diplome anlässlich der Gewerbe- und Industrie-Ausstellung in Teplitz und Prag sowie der Ausstellung in Buenos-Aires. 1895 wurde ihm die goldene Ausstellungsmedaille in Lübeck zuerkannt für hervorragende architektonische Leistungen in Ausführung der Haupthalle und Marinehalle. Gelegentlich der schiffbautechnischen Ausstellung in Berlin 1908 zollte ihm der Kaiser für seine Arbeit anerkanntes Lob. In den letzten zehn Jahren wurde ihm die künstlerische Ausführung der Innenräume großer Ozeandampfer zur Spezialität, und war er ganz besonders der Architekt der Südamerikalinie. Das Letzte, was er geschaffen, war die Einrichtung der Dampfer „Cap Trafalgar“ und „Polonio“. Der Tod seines Vaters am 8. April als Führer des Sturmes auf Dry Grachten fiel, in dem er keinen würdigen Nachfolger sah, sondern der ihm an künstlerischer Begabung und eigenem Ausspruch weit überlegen war, hat seine Lebenskraft gebrochen. Er schlief schließlich, immer matter werdend, am 2. November sanft entschlief.

CARL KLÖNNE

wurde im Jahre 1850 in Solingen geboren und entstammte einer alten westfälischen Familie. Seine kaufmännische Vorbildung erhielt er an einer Bank seiner Vaterstadt. Nach Beendigung der Lehrzeit war er in Amsterdam und London tätig. Noch nicht sechsundzwanzigjährig wurde er zum Direktor der Westfälischen Bank in Bielefeld gewählt. Im Jahre 1879 trat er in den Vorstand des damals führenden rheinischen Bankinstitutes, des A. Schaaffhausenschen Bankvereins ein. Er begann dort seine Wirksamkeit in derselben Zeit, in der durch die Einführung des Schutzzolles die Grundlagen geschaffen wurden, auf denen die damals schwer darniederliegende deutsche Montanindustrie zu ihrer späteren günstigen Entwicklung gelangen sollte. Es galt, die finanziellen Mittel für den Ausbau der Kohlenzechen und Eisenwerke bereit zu stellen, und unter den Leitern des A. Schaaffhausenschen Bankvereins war es besonders Klönne, bei dem die Industriellen einem weitgehenden Verständnis für ihre Zwecke und Aufgaben begegneten.

In jene Zeit fallen die ersten Anfänge der engen freundschaftlichen Beziehungen, die Klönne persönlich mit denjenigen Industriellen anknüpfte, denen das unbestreitbare Verdienst zuzuschreiben ist, die nordwestdeutsche Schwerindustrie zu ihrer heutigen Blüte entwickelt zu haben.

Sein Arbeitsfeld erweiterte sich bedeutend, als er im Jahre 1900 in den Vorstand der Deutschen Bank berufen wurde, dem er bis Ende 1914 angehörte. Durch seine Wahl in den Aufsichtsrat blieb seine Arbeitskraft und seine Erfahrungen diesem Institute weiter erhalten.

Klönne hat nicht unmittelbar als Schöpfer neuer industrieller Unternehmungen gewirkt. Sein wesentliches Verdienst bestand darin, daß er die an ihn herantretenden Pläne der Industrie mit Verständnis und kritischer Beurteilung aufzunehmen wußte, und seinen Freunden durch seine Mitarbeit in finanziellen Angelegenheiten erfolgreich zur Seite stand. Auch dadurch wirkte er ersprießlich, daß ihm das Vertrauen, das er bei den Männern der Schwerindustrie genoß, Gelegenheit gab, in dem nicht ausbleibenden Konkurrenzkampfe ausgleichend zu wirken. Er hat bei der Bildung von Syndikaten und Berufsvereinen durch die Sachlichkeit seiner Vermittlung mehr geleistet, als in der Öffentlichkeit bekannt geworden ist. Überhaupt ist das Bestreben, möglichst wenig an die Öffentlichkeit zu treten, einer der wesentlichsten Charakterzüge dieses Mannes gewesen, der an nichts anderem Gefallen fand, als an unverdrossener Arbeit in seinem Berufe und strenger Erfüllung der Pflichten, die er durch die Berufung in den Aufsichtsrat und die Ver-

waltung einer großen Anzahl bedeutender Unternehmungen auf sich genommen hatte.

ALBERT KÖSEL

wurde in Hannover geboren und empfing seine erste praktische Ausbildung bei der Hannoverschen Maschinenbau-Actien-Gesellschaft vormals Egestorff. Längere Reisen führten ihn u. a. nach Rußland, England, Frankreich und Spanien. Bei der Düsseldorfer Ausstellung 1880, ebenso bei der Industrie- und Gewerbe-Ausstellung Düsseldorf 1902, konnte er sich hervorragend betätigen. Nachdem er mehrere Jahre Prokurist des Gußstahlwerkes Witten gewesen war, folgte er 1887 einem Rufe von Ernst Schieß, dessen bekannte Werkzeugmaschinenfabrik sich schon damals einen guten Ruf erworben hatte, deren kaufmännische Leitung er in die Hand nahm und deren alleiniger Vorstand er nach Umwandlung dieses Unternehmens in eine Aktien-Gesellschaft wurde. Durch seine hervorragenden kaufmännischen Eigenschaften hatte er hohen Anteil an der glücklichen Entwicklung dieses Werkes. Infolge seines persönlichen Ansehens wurde er auf verschiedene öffentliche Ehrenämter berufen, u. a. war er mehrere Jahre Vorsitzender der Maschinenbau- und Kleineisenindustrie-Berufsgenossenschaft Sektion 4, Düsseldorf, ferner Mitglied der Deputation der Allgemeinen städtischen Krankenanstalten und stellv. Handelsrichter. An allen bedeutenden handelswirtschaftlichen und sozialen Fragen nahm er lebhaften Anteil; so gehörte er auch dem Vorstand des Deutsch-französischen Wirtschaftsvereins an. Am Donnerstag abend, den 28. Januar d. J., ist er unerwartet einem Gehirnschlage erlegen.

HENDRIK VAN MEERTEN

ist als Sohn eines holländischen Regierungsbeamten am 20. August 1850 auf Java geboren. Er wurde in Holland erzogen und studierte am Polytechnikum in Delft.

Im Jahre 1875 ging er als Schiffbauingenieur im Dienste der holländischen Marine nach Java zurück. Im Jahre 1894 ließ er sich pensionieren, nachdem er alle Ränge bis zum Oberingenieur durchlaufen hatte. Er behielt seinen Wohnsitz auf Java, wo er mit seiner Yacht große Reisen an den Küsten ausführte.

Als technischer Autor machte er sich besonders bekannt durch seine Arbeit „Note sur la chaleur spécifique de l'eau, son entropie et celle de sa vapeur, 1906“. Auch hatte er eine eigenartige Schiffsdampfturbine konstruiert.

Hendrik van Meerten war nicht verheiratet und lebte, ohne großen Verkehr in der Welt zu suchen, meistens sehr zurückgezogen, mehr auf seiner Jacht als am Lande. Er starb in Batavia am 9. September 1913.

ALBERT POLIS

entstammte einer Stettiner Familie. Er trat nach bestandenen Abiturientenexamen 1882 als Seekadett in den Dienst der Kaiserlichen Marine und erhielt seine erste seemännische Ausbildung an Bord der alten Fregatte Niobe. Als Fähnrich nahm er an einer Weltumseglung der gedeckten Fregatte Prinz Adalbert teil, nach deren Beendigung er zum Leutnant zur See befördert wurde. Im Jahre 1886 vertauschte er die Kriegsflagge mit der Handelsflagge. Er wurde IV. Offizier der Hamburg—Amerika-Linie, durchlief die verschiedenen Rangklassen der Offizierslaufbahn, wurde 1896 zum Kapitän befördert und erhielt das Kommando eines Schiffes. Nur kurze Zeit blieb er in der Stellung eines praktischen Schiffsführers. Noch in demselben Jahre wies die Gesellschaft seinen hervorragenden Fähigkeiten ein weiteres Feld der Betätigung an, sie berief ihn zunächst in die Schiffsinpektion und übertrug ihm bald darauf die Leitung der Nautischen Abteilung. Fast anderthalb Jahrzehnt hat er dieses verantwortungsvolle Amt innegehabt, dessen Bedeutung, Aufgabenkreis und Wirkungsbereich sich mit dem wachsenden Schiffsbesitz der H. A. L. — die Schiffstonnage der Gesellschaft stieg in dem genannten Zeitraum von 280 000 auf 1 300 000 Brutto-Registertons — ständig vergrößerte. Seine Ernennung zum Prokuristen und später zum stellvertretenden Direktor war die Anerkennung, die die Gesellschaft seiner rastlosen Tätigkeit und seinem organisatorischen Geschick zollten.

Kapitän Polis besaß eine außergewöhnliche Arbeitskraft. Sie befähigte ihn, trotz der gesteigerten Anforderungen seiner dienstlichen Tätigkeit, jene ausgedehnte öffentliche Wirksamkeit zu entfalten, die ihn zu einer bekannten Persönlichkeit in der deutschen Schifffahrtswelt hat werden lassen. Als Mitarbeiter und Berater der See-Berufsgenossenschaft, als Förderer des Deutschen Nautischen Vereins und Referent auf den Seeschiffahrtstagen, als Vorstandsmitglied des Deutschen Schulschiffvereins hat er seine Erfahrung und Sachkenntnis in den Dienst dieser, weite Kreise deutscher Schifffahrtsinteressenten umschließenden Körperschaften, gestellt und an der Erörterung und Lösung mancher wichtigen Schifffahrtsfragen hervorragenden Anteil gehabt. Die Reichsverwaltung besaß in ihm einen zuverlässigen Berater in allen Fragen der Nautik und Seemannschaft. Wertvolle Dienste hat er der Regierung insbesondere durch seine Mitarbeit an den

Aufgaben der letzten Londoner Konferenz zur Verbesserung der Sicherheitsmaßnahmen im Seeverkehr geleistet. Auch im Kollegium des Oberseeamts, dem er als Beisitzer angehörte, wie in der Hamburger Bürgerschaft, zu deren Mitgliedern er seit 1910 zählte und an deren Arbeiten er sich sowohl im Plenum wie in den Kommissionen lebhaft beteiligte, fanden sein Wort und sachkundiger Rat Gehör und verdiente Wertschätzung.

Im persönlichen Verkehr war er von geradem, offenem Charakter und lebenswürdigem Wesen; wer ihm nähertrat, fand in ihm leicht den gutherzigen Menschen. In Dingen des Berufes und Dienstes dachte er strenge. Hingabe an die ihm anvertrauten Aufgaben und Interessen war ihm selbstverständlich, und Gleiches forderte er auch von seinen Mitarbeitern und Untergebenen. Diese Pflichttreue hat ihn bis in seine letzten Tage erfüllt.

Fern der Heimat, auf der Wacht für deutsche Schifffahrtsinteressen, ist er am 27. Februar 1915 gestorben. Von seiner Direktion mit der Aufsicht über die in den Häfen der Vereinigten Staaten durch den Krieg zurückgehaltenen Schiffe der Hamburg—Amerika-Linie betraut, hatte er sich im August 1914 nach New York begeben. Dort ist er im rüstigen Mannesalter von 52 Jahren einem Nierenleiden, das ihn bereits seit langem heimsuchte, erlegen.

Als einer der vielen, die in diesem Jahre des großen Krieges ihre Pflicht bis ans bittere Ende getan haben, ist er verschieden. Sein Wirken wird in der deutschen Seeschifffahrt unvergessen bleiben.

EMIL RATHENAU

wurde am 11. Dezember 1838 in Berlin geboren. Rathenaus Großeltern waren für die damalige Zeit recht wohlhabende Leute gewesen; seine Eltern konnten ihm so gut wie gar nichts mitgeben. Nach dem Besuch des Gymnasiums zum grauen Kloster wurde darum Rathenau einfacher Maschinenbauer. „Da weder Terpsichore noch andere Musen an meiner Wiege gestanden haben“, erzählte er selbst sehr launig, „reiste ich auch ohne Geleit in die Lehre nach Schlesien“.

Aber die 4½ Jahre, die er auf der Wilhelmshütte bei Sprottau den Maschinenbau als „Proletarier in blauer Bluse und mit zerschundenen Händen“ von Grund auf lernte, haben ihm eine gründliche handwerkliche Kenntnis des Fachs, das immer sein eigenstes Lieblingsfach geblieben ist, für alle Zeit mit auf den Weg gegeben. Aus der Erbschaft eines Onkels, der ein nicht unbeträchtliches Vermögen hinterlassen hatte, fiel ihm wie auch den 15 anderen Erben eine Summe von etwa 5000 Talern zu. Nun konnte Emil Rathenau seinen längst gehegten Trieb nach

akademischer Bildung und Durchbildung nachgehen. Er studierte auf den technischen Hochschulen zu Hannover und Zürich, und mit dem Diplom eines Ingenieurs nahm ihn Borsig, der Sohn des Begründers dieses Hauses, nach beendetem Studium in seine Lokomotivfabrik auf. Dort hätte er bleiben und eine große Stellung erringen können, wenn er sich mit dem Streben und Zielen eines tüchtigen Maschinenbauers begnügt hätte. Er wollte sehen, lernen, er hatte den „Durst nach weiter Welt“ und wollte alles in sich aufnehmen, was die Technik in damals fortgeschritteneren Ländern an Gegenwartserfüllungen und Zukunftsmöglichkeiten bot. In der großen englischen Schiffsmaschinenfabrik von John Penn & Sons in Greenwich arbeitete er ein Jahr lang. Trotz schmaler Kost und wenig Geld ist ihm diese Zeit unvergeßlich geblieben. Hier und in anderen englischen Fabriken hatte er die Augen offen und als er auf Bitten seiner Eltern nach Deutschland zurückkehrte, brachte er als erste Gabe die Pläne zum Bau einer 1000pferdigen Expansionsmaschine mit. Die Eltern hatten auf Beendigung der Lehr- und Wanderjahre gedrängt. Nach ihrer Meinung war es Zeit, daß der junge Ingenieur sich nun eine Existenz schaffe.

Rathenau machte denn auch als gehorsamer Sohn den Versuch, ein wohl-situierter Durchschnittsbürger und tüchtiger Fabrikbesitzer zu werden. Er kaufte die Berliner Maschinenfabrik M. Webers, eine kleine Fabrik mit einem großen Garten, wie er dieses Unternehmen später kennzeichnete, verband sich mit einem seiner Jugendfreunde und verheiratete sich. Er gab sich nicht damit zufrieden, das Unternehmen nur eben auf anständiger Leistungsfähigkeit zu halten, sondern es langsam etwas höher zu bringen. Er reformierte und hat auch wohl etwas experimentiert. Technisch war ihm das auch gelungen. Die kleine Maschinenfabrik galt als ein Musterbetrieb. Aber finanziell war er nicht erfolgreich oder vielmehr, er hatte bei seinen Geldgebern nicht das Entgegengekommen gefunden, das er erwartet hatte und zur Durchführung seiner Pläne brauchte. Kurzum, er verkaufte wohl etwas mißmutig die inzwischen unter dem Namen „Berliner Union“ in eine Aktiengesellschaft umgewandelte Fabrik und behielt von dem ganzen Geschäft die später für seine großen Unternehmungen sehr nützliche und heilsame Abneigung gegen Beteiligungen zurück, für die er vorher das Geld nicht sicher hatte.

Nun tat der nicht viel mehr als dreißigjährige Rentier, der seinen wahren Beruf noch nicht gefunden hatte, eigentlich 10 Jahre — sonst die 10 produktivsten Jahre des Manneslebens — nichts Bestimmtes. Von dem Entschluß, etwas neues anzufangen, hielt ihm besonders die Gründerkrise zurück, die in der Finanzwelt und Industrie unzählige Opfer gefordert hatte und deren völligen Verlauf er abwarten wollte.

Erst auf der Ausstellung in Philadelphia, die er im Jahre 1876 besuchte, fand er die Beziehungen zur Elektrizität, die er als den eigentlichen Ausgangspunkt seiner erfolgreichen Arbeit betrachtete. Mit dem Telephon sollte der Anfang gemacht werden. Das hatte anfangs Schwierigkeiten, führte dann aber zum Erfolg, nachdem der damalige Staatssekretär des Reichspostamts Stephan sich der Sache angenommen hatte. Dem Telephon folgte das elektrische Glühlicht und damit der Beginn der Entwicklung des größten deutschen Elektrizitätsunternehmens, als deren Generaldirektor Rathenau gestorben ist. Die Edisonsche Glühlampe hatte er zum erstenmal in der Großen Oper in Paris brennen sehen. Er erkannte sofort die außerordentliche Perspektive, die sich dem neuen Licht eröffnete, und griff mit dem schnellen Entschluß des genialen Unternehmers zu. Schon ein Jahr, nachdem Rathenau die Patente für Deutschland erworben hatte, stand die Deutsche Edison-Gesellschaft für angewandte Elektrizität auf den Füßen. Das war der Anfang der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft und man müßte die Geschichte dieses Riesenbetriebes erzählen, um die weitere Lebensarbeit Rathenaus zu schildern.

Am 20. Juni erlag er plötzlich einem Herzschlage. Mit ihm ist ein Genie der Arbeit und Konzentration dahingegangen. Seine Größe wurzelte in seinem Machtbereich. Über dessen Grenzen hinaus strebte sein Ehrgeiz nicht, obwohl er viele Ehren genoß und zu den Persönlichkeiten gehörte, die der Kaiser auszeichnete. In seinem Wesen war er bescheiden. Er hat sich nie als Prunkstück gegeben, sondern die Einfachheit allen anderen Weltanschauungen vorgezogen. So wird man ihn als eine, in ihrer Geschlossenheit große und einzigartige Erscheinung des industriellen Lebens in der Erinnerung behalten.

JOHN RIECK

wurde am 22. März 1853 in Hamburg als ältester Sohn eines Schiffskapitäns geboren. Nach dem Besuch einer höheren Hamburger Schule trat er eine dreijährige Lehrzeit auf der „Reiherstieg Schiffswerft und Maschinenfabrik“ an, nach deren Beendigung er noch ein Jahr im Bureau der Werft tätig war. Von 1872 bis 1873 arbeitete er im Konstruktionsbureau der Maschinenfabrik von Meißner & Vollrath (jetzt Gebr. Burgdorf) in Altona und siedelte dann nach Lübeck über, wo er zuerst im Bureau und dann als Betriebsingenieur der „Lübecker Maschinenbau A.-G.“ eine vielseitige Beschäftigung fand. Trotzdem zog es ihn wieder in seine Heimatstadt zurück, und als Herr Dr.-Ing. Herrmann Blohm ihm im Jahre 1877 von seiner Absicht erzählte, in Hamburg eine eigene Werft zu gründen, stellte John Rieck ihm sofort seine Arbeitskraft zur Verfügung, die auch gern angenommen

wurde. So konnte er tätigen Anteil daran nehmen, wie aus dem Wiesenland auf Kuhwärder allmählich die Anfangsformen der heutigen Blohm & Voß'schen Riesenwerft hervorwuchsen; er nivellierte, baute, holte Arbeitsmaschinen aus England und sah als Betriebsingenieur die ersten Schiffe auf der neuen Werft entstehen.

Am 1. Mai 1880 trat er als Betriebsingenieur in den Dienst des Herrn Heinrich Brandenburg in Hamburg über. Mancher seiner Bekannten hat wohl dazu den Kopf geschüttelt; denn das war doch offenbar ein Rückschritt, von der Blohm & Voß'schen Werft fortzugehen, die schon mehrere hundert Arbeiter zählte, und einen Betrieb zu übernehmen, in dem nur ganze 18 Leute beschäftigt waren. Und doch gab dieser Schritt ihm die Möglichkeit, sein Lebenswerk zu gestalten. Langsam aber stetig vergrößerte sich der Betrieb, und aus der kleinen Holzschiffwerft mit 18 Arbeitern entwickelte sich im Laufe von 30 Jahren eine Eisenschiffwerft, die in Zeiten reger Arbeit an 900 Leute beschäftigte und über ein großes Schwimmdock von 7000 Tonnen Hebefähigkeit verfügte. Mit dem Aufblühen der Firma wuchs auch Riecks Stellung zum Werk nach außen hin: aus dem Betriebsingenieur wurde der Sozius seines Chefs und väterlichen Freundes und nach dessen Tode der technische Leiter der Firma.

Trotz der dadurch wachsenden Arbeitslast fand er aber noch Zeit, seine Schaffensfreudigkeit in den Dienst der Allgemeinheit zu stellen. So war er einer der Mitgründer des jetzigen Schiffingenieurklubs in Hamburg, des Hamburger Bezirksvereins deutscher Ingenieure und der Schiffsbau-technischen Gesellschaft. Die Entstehungsgeschichte dieser Gesellschaft ist in dem ersten Jahrbuch aufgezeichnet, und es sei hier nur erwähnt, daß eine Reihe der vorbereitenden Beratungen für ihre Gründung in Riecks Hause stattgefunden hat und es ihm eine große Freude war, wenn er als der derzeit einzige Verheiratete der fünf Gründer die Herren Abel, Grotrian, Prunner und Seidler bei sich begrüßen konnte. Seinem schlichten Wesen entsprach es, daß er in den Sitzungen der Gesellschaft nie hervortrat, nachdem er durch ihr großartiges Aufblühen sah, daß die Leitung den besten Händen anvertraut war. Aber mit großer Freude nahm er jedes Jahr an den Novembertagungen in Berlin teil, nur auf der letzten hat er wegen seiner angegriffenen Gesundheit gefehlt; und das Bewußtsein, Mitgründer dieser in allen schiffsbau-technischen Kreisen nicht nur unseres Vaterlandes mit Hochachtung genannten Vereinigung der deutschen Industriellen zu sein, war ihm eine ausreichende Belohnung für die jahrelang aufgewandte Mühe.

In den letzten Jahren seines Lebens fand John Rieck noch vielfache Betätigung für sein technisches Wissen als Besichtiger der Handelskammer; ferner in zahlreichen Ehrenämtern, als Mitglied der Industriekommission der Handelskammer, der hamburgischen Gewerbekammer, als sachverständiger Berater für das hamburgische höhere Zollwesen, als Mitglied der Kommission für das hamburgische Gewerbeschulwesen und des Prüfungsausschusses für das hamburger Technikum.

Bereitwilligst stellte er allen diesen Behörden sein fachmännisches Urteil zur Verfügung, da traf ihn mitten in seinem Schaffen am 10. Mai ein Gehirnschlag, dessen Folgen am 13. Mai sein arbeitsreiches Leben sanft endeten. Eine große Zahl Leidtragender, unter denen die Vertreter der hamburgischen Schiffbau-Industrie fast vollzählig anwesend waren, gab ihm das Ehrengeläute und bezeugte, einer wie großen Wertschätzung er sich an der Wasserkante erfreuen durfte.

ERNST SCHIESS

wurde am 14. September 1840 als jüngster Sohn einer kinderreichen Familie in Magdeburg geboren, wo sein Vater ein Bankgeschäft betrieb. Er besuchte das dortige Gymnasium, welches er im Alter von 18 Jahren verließ, um seine praktische Tätigkeit zu beginnen. Nachdem er eine Zeitlang bei einem Schlossermeister gearbeitet hatte, bezog er im Herbst 1858 das Polytechnikum in Hannover, das er später mit dem von Karlsruhe und endlich mit dem von Zürich vertauschte. Nach beendetem Studium fuhr er im Jahre 1861 zunächst einige Zeit als Lokomotivheizer, um sich für die Stellung eines Maschinenmeisters bei einer Privatbahn vorzubereiten.

Nachdem er wegen eines steifen Daumens vom Militärdienst dauernd befreit war, sah er sich im Auslande um und besuchte zunächst Belgien und dann England, wo er zuletzt als Zeichner in einer Werkzeugmaschinenfabrik tätig war. Im Jahre 1865 ermöglichte es ihm der Beistand eines Freundes, eine kleine Maschinenfabrik in Düsseldorf mit einem halben Dutzend Arbeitern zu übernehmen, welche er am 1. Januar 1866 unter der Firma „Ernst Schiess“ eröffnete. Der später ausbrechende Krieg mit Österreich und seine geringe Bekanntschaft in der rheinisch-westfälischen Industrie brachte ihn bald in eine schwierige Lage, aus der er sich nur dadurch retten konnte, daß er nach der Fertigstellung der von seinem Vorgänger übernommenen Arbeiten, Reparaturarbeiten, Straßengitter und andere, mehr dem Schlosserhandwerk zukommende Arbeiten übernahm. Es gelang ihm indessen, sich bei den Eisenbahnen mit dem Bau von Lokomobilen mit stehendem

Kessel für Wasserstationen einzuführen und auch bei der Industrie für kleine ein- und zweizylindrige Dampfmaschinen Absatz zu finden. Er konnte allmählich seine Arbeiterzahl vermehren, und in dem Maße wie seine Beziehungen zur Groß-Industrie wuchsen, sich dem schon immer von ihm angestrebten Bau von Werkzeugmaschinen mehr und mehr widmen, wobei für ihn besonders die Maschinen für Hüttenwerke in Betracht kamen. Mit der Zeit entwickelte sich seine Fabrik ganz in dieser Richtung, so daß er schließlich den Werkzeugmaschinenbau als sein alleiniges Arbeitsfeld ansah.

Im Jahre 1868 konnte er schon ein größeres Grundstück erwerben, weil ihm seine bisherige Fabrik zu eng geworden war. Kaum hatte er die ersten bescheidenen Fabrikgebäude auf dem neuen Grundstück in Betrieb genommen, da brach der Krieg von 1870 aus, der wiederum eine große Störung in seinen Werkstätten hervorrief. Nach dem Kriege war die Werkzeugmaschinenfabrik so stark beschäftigt, daß eine Vergrößerung der Werkstätten und die Anlage einer Gießerei notwendig erschien. Als Abnehmer stellten sich die Eisenbahnverwaltungen, die Artilleriewerkstätten und Munitionsfabriken, sowie die Hütten- und Walzwerke ein, denen sich später noch die Schiffswerften anschlossen. Durch diesen erweiterten Kundenkreis übernahm Schiess in immer weiterem Umfange den Bau von Werkzeugmaschinen großer und größter Abmessungen. Als er seine Fabrik in eine Aktien-Gesellschaft umwandelte, blieb er an der Spitze derselben zuerst als Generaldirektor und später als Vorsitzender des Aufsichtsrats.

In Düsseldorf ist er besonders als Vorsitzender der liberalen Fraktion der Stadtverordnetenversammlung im öffentlichen Leben tätig gewesen. Er war auch jahrelang Vorsitzender der Düsseldorfer Handelskammer, und auf seine Anregung ist im Jahre 1898 der Verein deutscher Werkzeugmaschinen gegründet, in dem er bis zu seinem Tode ebenfalls den Vorsitz inne hatte. Außerdem war er viele Jahre Vorsitzender der rheinisch-westfälischen Eisenindustrieberufsgenossenschaft. Wie er unserer Gesellschaft als eifriges Mitglied angehörte und fast an allen Haupt- und Sommersammlungen teilnahm, so war er auch in anderen technischen und wirtschaftlichen Vereinen lebhaft tätig. Im Vorstände des deutschen Flottenvereins nahm er eine führende Stellung ein, saß im Vorstände der deutschen Luftschiffahrt A.-G. und beteiligte sich an vielen anderen vaterländischen Interessen pflegende Gesellschaften und Körperschaften.

Er erfreute sich deshalb in der deutschen technischen Welt eines großen persönlichen Ansehens, so daß es allgemeinen Beifall erregte, als er wegen seiner Verdienste um den deutschen Werkzeugmaschinenbau ehrenhalber zum Dr.-Ing. ernannt wurde.

Am 9. September d. J. ist Ernst Schiess an den Folgen eines Schlaganfalles ruhig und sanft entschlafen, vier Tage vor seinem 75 jährigen Geburtstag und vier Monate vor seinem 50 jährigen Geschäftsjubiläum. Der Name E r n s t S c h i e s s wird in der deutschen Technik immer einen guten Klang behalten.

KARL SCHIRNICK

wurde am 10. Oktober 1850 in Danzig als Sohn eines Kaufmannes geboren. Er besuchte zuerst die Realschule zu St. Johann und später die Königliche Gewerbeschule in seiner Vaterstadt. Am 1. April 1871 trat er als Maschinisten-Applikant in die Kaiserliche Marine ein und durchlief alle Stufen der Marine-Ingenieurlaufbahn, aus der er am 12. Oktober 1903 als Oberstabsingenieur ausschied. Während seiner Dienstzeit besuchte er die verschiedenen Klassen der Deckoffizierschule und zuletzt ein Semester die Technische Hochschule in Charlottenburg. Nachdem er zuerst auf Kanonenbooten und kleinen Kreuzern als leitender Ingenieur eingeschifft worden war, bekleidete er in den letzten Jahren seiner Dienstzeit dieselbe Stellung auf den Panzerschiffen „Friedrich der Große“, „Kurfürst Friedrich Wilhelm“ und „Fürst Bismarck“. Auf dem letzteren Schiff war er während des Boxeraufstandes in Ostasien. Er wurde während seiner Dienstzeit mit dem Roten Adlerorden IV. Kl. und dem Kronen-Orden III. Kl. ausgezeichnet.

Seine letzten Lebensjahre verlebte er im Ruhestande in Zoppot, wo er am 14. August sanft entschlafen ist.

HERMANN STILLER

wurde am 14. Februar 1860 als Sohn eines Kaufmannes in Berlin geboren. Seine Eltern starben früh, er kam zu Verwandten nach Crossen, wo er die Realschule absolvierte. Zum Kaufmann bestimmt, machte er eine vierjährige Lehrzeit in einem Eisen- und Kurzwarengeschäft in Wesel durch; anschließend bekleidete er Reisestellen von Stahl- und Waffenfabriken in Suhl und Brotterode, so daß er schon früh in den Verkehr mit dem Außenhandel und der Industrie kam.

Im Alter von 26 Jahren wurde er Teilhaber der Firma Fricke & Stiller, Maschinenfabrik in Berlin, trennte sich aber nach fünf Jahren von seinem Mitinhaber und erwarb eine Holzwarenfabrik in Dresden. In dieser Fabrikation fand er jedoch keine Befriedigung; Lust und Liebe zur Eisenindustrie — in welcher er immer tätig gewesen — veranlaßte ihn, die Fabrik wieder zu verkaufen und die kaufmännische Leitung des „Lüneburger Eisenwerkes“ zu übernehmen. Dort

blieb er zwei Jahre und siedelte dann nach Gaggenau in Baden über, um in die Direktion der Eisenwerke Gaggenau einzutreten. Nach sechsjähriger Tätigkeit in Gaggenau wurde er Direktor der Terraingesellschaft „Rittergut Lichtenberg“, verblieb in dieser Stellung zwei Jahre, worauf er in den Vorstand der Berliner Werkzeugmaschinenfabrik vorm. C. Sentker Aktiengesellschaft, Aufnahme fand. Nachdem er vier Jahre in der Werkzeugmaschinenfabrik gewirkt hatte, nahm er den Posten als kaufmännischer Direktor der Maschinenfabrik H. Paucksch, Aktiengesellschaft, in Landsberg a. Warthe an. Leider sollte seine dortige Tätigkeit nicht von langer Dauer sein, nach zweijährigem Aufenthalt brachte ihm eine Nervenabspannung ein schweres Leiden, an welchem er nach mehrwöchentlichem Krankenlager langsam dahinsiechte, tief betrauert von seiner Familie und seinen Freunden.

JULIUS WEIMANN-BISCHOFF

wurde am 7. Juli 1875 als Sohn des verstorbenen Kaufmanns Weimann, Konsuls in Jaluit, geboren. Nach Beendigung seiner Schulzeit trat er als Kadett in die Kaiserliche Marine ein, 1897 erhielt er das Offizierspatent und wurde 1912 Korvettenkapitän.

Während seiner Marinelaufbahn war Weimann-Bischoff mehrfach im Ausland; auf S. M. S. „Irene“ und S. M. S. „Herta“ vollführte er die Umsegelung der Erde; 1901 während der Kriegswirren im Osten befand er sich dort als Oberleutnant auf S. M. S. „Gneisenau“. Als erster Offizier tat er später Dienst auf S. M. S. „Pfeil“, „Danzig“, „Prinz Heinrich“ und auf dem Flaggschiff „Ost-Friesland“. Dazwischen fallen verschiedene Landkommandos, wie im Jahre 1911 in Sonderburg, wo er als Lehrer an der Schiffsartillerieschule tätig war.

Anfang 1914 trat Korvettenkapitän Weimann-Bischoff nach Einholung seines Abschieds als marinetechnischer Mitarbeiter in die Optische Anstalt C. P. Goerz ein, wo er die Leitung der Marine-Abteilung übernahm. In Ausübung dieses seines neuen Berufes überraschte ihn der Krieg. Nach kurzer Wirksamkeit in Brunsbüttelkoog als Kommandeur der 9. Seewehrabteilung trat er in türkische Dienste und wirkte als Oberstleutnant am Ausbau der Befestigungen am Bosphorus, insbesondere in Anatoli-Kawak. Die Verleihung des Eisernen Kreuzes zweiter Klasse und des Osmanie-Ordens dritter Klasse sprechen beredt von den erfolgreichen Diensten, die Weimann-Bischoff auch hier in treuester Pflichterfüllung dem Vaterlande geleistet hat.

Das Klima am Bosphorus zwang Weimann-Bischoff nach dreivierteljährigen Diensten, seinen Abschied einzureichen. Dem Drange nach wirksamer Tätigkeit in dieser schweren Kriegszeit folgend, versuchte er, seine frühere Beschäftigung bei der Optischen Anstalt C. P. Goerz wieder aufzunehmen. Leider war ihm dies nicht in der von ihm gewünschten und umfassenden Weise möglich; er hatte seinen Gesundheitszustand doch wohl zu sehr überschätzt. Unmittelbar vor Antritt einer ihm verordneten Kur machte ein Schlaganfall seinem Leben am 3. Juli ein jähes Ende.

HANS WIGGER.

Der Kaiserliche Marine-Schiffbaumeister Hans Wigger ist am 3. Juli 1883 zu Unna in Westfalen als Sohn des Maschinenfabrikanten Heinrich Wigger geboren.

Seine Schulbildung erhielt er durch Privatunterricht, durch den Besuch der Realschule in Unna und der Oberrealschule in Barmen, die er Ostern 1901 mit dem Reifezeugnis verließ. Er arbeitete dann praktisch, diente als Baueleve 1902/03 auf S. M. S. Charlotte und besuchte von Ostern 1903 ab die Königl. Technische Hochschule zu Charlottenburg, an der er am 8. März 1908 die Diplomprüfung bestand.

Am 23. April 1908 trat er als Bauführer bei der Kaiserlichen Werft Kiel in den Dienst der Kaiserlichen Marine, die ihm wegen seiner gut bestandenen Abgangsprüfung von der Hochschule eine Summe von 900 *M* zur Erledigung einer Studienreise zuerkannte. Am 4. September 1911 wurde er auf Grund der am 13. Mai bestandenen Baumeisterprüfung zum Marine-Schiffsbaumeister ernannt und am 20. September in die Konstruktions-Abteilung des Reichs-Marineamts berufen.

Seit dem Mai 1911 lebte er mit Charlotte Leitholf in glücklicher Ehe. Aber schon 1912 zeigten sich die Anfänge einer heftigen Nierenentzündung, welche die ärztliche Kunst nicht zu bannen vermochte. Der unerbittliche Tod raffte am 1. Juli 1915 diesen außergewöhnlich kräftigen, blühenden Menschen von der Seite seiner ihn treu pflegenden Gattin hinweg.

Wigger war ein reichbegabter, vorwärtsstrebender Mann. Es ist ihm aber nicht vergönnt gewesen, sich zur vollen Reife zu entwickeln. Ausgerüstet mit recht beachtenswerten Kenntnissen, fleißig, zuverlässig, ruhig und taktvoll genoß er die Achtung seiner Vorgesetzten und seiner Fachgenossen. Als Mensch hat er sich durch sein angenehmes treues Wesen im Verein mit einer hervorragenden

musikalischen Begabung viele Freunde erworben, die sein Andenken treu bewahren werden.

HANS ZANDERS.

Geboren am 8. November 1861 in Berg.-Gladbach, erhielt Hans Zanders im Elternhause den ersten Unterricht. An diesen schloß sich der Besuch des Friedrich Wilhelm-Gymnasiums in Köln sowie mehrjährige Universitätsstudien in Bonn an. Auf den väterlichen Werken begann die Ausbildung zum Fachmann, die vorwiegend dem Gebiete der Technik galt. Diesem Lehrgang verdankte er einen reichen Schatz der wertvollsten Erfahrungen, die ihm in sozialen Körperschaften des späteren Berufslebens die Wertschätzung der Mitarbeiter eintrug. Vollendet wurde seine fachmännische Ausbildung in namhaften Werken des Auslandes, vor allem Englands und Amerikas.

An seinem 25. Geburtstage trat er zusammen mit seinem Bruder Richard 1886 in die vom Großvater gegründete Firma J. W. Zanders ein, an deren Entwicklung die zielbewußte entschlossene Arbeit der beiden Enkel sich von Jahr zu Jahr deutlicher und großzügiger zeigte. An den Maßstäben der Gegenwart gemessen, waren die Werke der Firma und ihre Leistung auch damals noch klein, sie wurden aber im Laufe der Jahre bis heute auf das Zehnfache gesteigert.

Der Aufenthalt im Auslande, der offene Blick für alle Vorzüge und Mängel seines Wirtschaftslebens und seiner Fabrikationstechnik, die Prüfung der gewonnenen Erfahrungen in fleißiger Tätigkeit auf den eigenen Werken, machte Hans Zanders zu einem Manne, der die Bedürfnisse der gesamten deutschen Papierindustrie stets richtig erkannte und beurteilte. Auch einer Reihe von anderen wirtschaftlichen Einrichtungen, der Kölner Handelskammer, dem Verein der Industriellen des Regierungsbezirks Köln, dem A. Schaffhausenschen Bankverein u. a. war er ein wertvoller Berater.

An seiner Heimat hing Hans Zanders mit ganzem Herzen, besonders an den Denkmälern, die Natur und Kunst in ihr geschaffen haben. Der Rat seiner Vaterstadt, Kreistag und Kreisdeputierte des Landkreises Mülheim a. Rh. werden in Zukunft die Überlegung, den Ernst, die Gründlichkeit und Großzügigkeit vermissen, mit der er an die Lösung ihrer Aufgaben heranging, werden aber stets auch mit ehrender Anerkennung der ehrlichen Offenheit, der Achtung fremder Überzeugung gedenken, die ihrem verstorbenen Mitbürger eigen war, und werden sich dankbar der Wohltätigkeit erinnern, der die Bürgerschaft vor allem Einrichtungen einer gedeihlichen Körperpflege, Turnhalle und Badeanstalt, verdankt.

Als Erbteil seiner Mutter und seines Bruders übernahm er die Sorge um die Wiederherstellung des Altenberger Doms, ein Wahrzeichen des bergischen Landes, er setzte damit die Überlieferungen seines Hauses fort.

Am 19. Mai riß der Tod Hans Zanders in der Vollkraft der Jahre mitten aus seinem schaffensfreudigen Leben.

Vielen hat der Verstorbene das Beispiel eines treuen Wirkens gegeben, der deutschen Industrie als ein umsichtiger Fabrikant und weitschauender Kaufmann, der Heimat als selbstloser Bürger von opferfreudigem Gemeinsinn, den Seinen als ein Vater, der seine glücklichsten Stunden im häuslichen Kreise lebte, allen, die ihn kannten, als ein gerader, aufrechter Mann.

Vorträge

der

XVII. Hauptversammlung.

IX. Die Schottvorschriften des internationalen Vertrages zum Schutze des menschlichen Lebens auf See.

Vorgetragen von Prof. C. Pagel-Berlin.

Von allen Bestrebungen, die Sicherheit der Seeschifffahrt zu erhöhen, stehen die auf die Erhaltung der Schwimmfähigkeit des beschädigten Schiffes gerichteten an erster Stelle. Keine der Aufgaben, die dem Schiffbau gestellt sind, ist wichtiger und zugleich schwieriger. An ihrer Lösung, die in der Unterteilung der Schiffe durch wasserdichte Schotte liegt, wird überall mit Eifer gearbeitet.

Auch unsere Gesellschaft hat Gelegenheit gehabt, ihr Interesse an dieser Frage zu bekunden, und es darf angenommen werden, daß ein Bericht darüber willkommen ist, was in dieser Richtung die Londoner „Titanic“-Konferenz zustande gebracht hat. Der auf dieser Konferenz geschlossene Vertrag dürfte durch den Krieg allerdings vorläufig hinfällig geworden sein, er behält aber auch ohne internationale Geltung für uns seine Bedeutung, da das in ihm niedergelegte Material von größtem sachlichen Wert ist. Außerdem wird der Vertrag, der bereits im Frühjahr 1914 von unseren gesetzgebenden Körperschaften angenommen worden ist, die Grundlage neuer deutscher Sicherheitsvorschriften bilden.

In London lagen den Verhandlungen über die Schottfrage außer den deutschen Schottvorschriften noch zwei weitere Vorschläge für solche Vorschriften zugrunde. Im Laufe der Beratungen stellte sich heraus, daß keines der vorgelegten drei Systeme den Wünschen der zuständigen Kommission entsprach, und es wurde beschlossen, aus ihnen ein neues viertes System abzuleiten.

Daß es gelingen würde, die neuen Regeln in der verfügbaren Zeit auch im einzelnen soweit festzulegen, daß alle Staaten daraufhin eigene Vorschriften mit einheitlicher Wirkung aufstellen können, war zunächst nicht zu erwarten. Dank der vortrefflichen Leitung und der hingebenden Arbeit der betreffenden Kommission ist aber doch das Ziel im wesentlichen erreicht worden.

I. Grundlagen der Schotteinteilung.

R ü c k s i c h t a u f d e n V e r w e n d u n g s z w e c k .

Bei der Aufstellung von Schottvorschriften für Handelsschiffe muß davon ausgegangen werden, daß gewisse praktische Anforderungen an die Einrichtung dieser Schiffe gestellt werden müssen, die der Schotteinteilung eine natürliche Grenze setzen. Man kann nicht vom grünen Tisch entscheiden, wieviel Schotte die Schiffe erhalten sollen, um sie unsinkbar zu machen, sondern die Frage muß lauten, wie weit kann die Schotteinteilung gesteigert werden, ohne das Schiff für seinen Verwendungszweck ungeeignet zu machen oder es in seinem Wert wesentlich zu beeinträchtigen. Die Verhandlungen in London wurden auch vom ersten Tage ab nach diesem Grundsatz geführt. Die in den deutschen Schottvorschriften enthaltene Unterscheidung der Passagierdampfer in Schnelldampfer und Fracht-Passagierdampfer wurde in ihrer grundsätzlichen Bedeutung ohne Widerspruch von der zuständigen Kommission angenommen.

In dieser Rücksichtnahme auf den Verwendungszweck liegt das Zugeständnis, daß es keine absolute Unsinkbarkeit der Seeschiffe gibt, daß vielmehr die Erhaltung ihrer Schwimmfähigkeit nach erfolgter Havarie an gewisse Bedingungen geknüpft ist.

Diese Bedingungen ergeben sich aus folgender Überlegung.

F l u t b a r k e i t .

Wenn durch ein Leck Wasser ins Schiff eindringt, geht so viel Auftrieb verloren als Wasser eintreten kann. Der verlorene Auftrieb wird durch Tiefertauchung der unversehrt gebliebenen Teile des Schiffes wieder ersetzt. Das Schiff taucht also nach seiner Beschädigung um so tiefer, je mehr Wasser eindringen kann. Wegen der in jedem Raum vorhandenen verdrängenden Gegenstände wird stets nur ein Bruchteil des ganzen Raumes von eindringendem Wasser eingenommen werden können. Dieser Bruchteil ist wechselnd und fast immer unbekannt und kann nur durch eine Annahme für die Untersuchung festgelegt werden. In London ist zu diesem Zweck der Begriff der Permeabilität eingeführt worden. Unsere Schottkommission hat beschlossen, statt Permeabilität „Flutbarkeit“ zu sagen. Die Flutbarkeit eines Raumes gibt an, welcher Prozentsatz des Raumes geflutet werden kann. Sie ist eine andere im Laderaum als im Passagier- oder Maschinenraum usw. Die erste Bedingung für eine Schotteinteilung ist also die Wahl einer bestimmten Flutbarkeit für die verschiedenen Räume.

Der denkbar ungünstigste Fall tritt ein, wenn die leck gewordene Abteilung zufällig leer ist, das Schiff aber trotzdem auf seiner Tiefladelinie schwimmt. Obgleich dieser Fall in Wirklichkeit kaum jemals vorkommt, ging die deutsche Kommission, die nach dem Untergang der „Elbe“ 1895 mit der Aufstellung der Schottvorschriften beauftragt wurde, in ihrem Bestreben, die größtmögliche Sicherheit zu erzielen, doch von der Annahme leerer Räume aus, soweit die Größe und Art der Schiffe die Durchführung dieser Forderung gestattete. Durch diese Annahme einer größtmöglichen Flutbarkeit kam in die deutschen Schottvorschriften eine beträchtliche Reserve an Sicherheit.

In London wurde der Vorschlag gemacht, für die Flutbarkeit nicht wie in Deutschland ideelle und möglichst große, sondern der Wirklichkeit angepaßte Werte anzunehmen und als Reserve an Sicherheit eine Verkürzung der Abteilungen unter Berücksichtigung der Größe und des Zwecks der Schiffe vorzuschreiben. Der Vorschlag wurde angenommen, nachdem seine Zweckmäßigkeit allseitig anerkannt worden war. Danach soll die Flutbarkeit für Passagier- und Mannschaftsräume sowie für Räume, die dauernd oder vorübergehend leer sind, wie: Piek, Trimm tanks und Doppelböden 95%, für Maschinen- und Kesselräume einschließlich der zugehörigen Kohlenbunker und Doppelböden 80% und bei Anwendung von Verbrennungsmotoren 85%, für Laderäume sowie außerhalb des Maschinenraumes liegende Kohlenbunker, Vorrats-, Gepäck- und Posträume, Kettenkasten, Wellentunnel, Frischwassertanks über dem Doppelboden 60% betragen.

Alle diese Zahlen entsprechen den in Deutschland gemachten Erfahrungen. Im besonderen gilt dies für die am schwierigsten zu bestimmende durchschnittliche Flutbarkeit für Laderäume, die der Germanische Lloyd schon vor Jahren an praktischen Beispielen für gemischte Ladungen mit 60,7 bis 61% ermittelt hatte. Es konnte infolgedessen über diese Werte schnell eine Einigung erzielt werden.

Für die Bestimmung der Flutbarkeit zerfällt das Schiff in drei Teile:

1. Maschinenraum,
2. Teil vor den Maschinenraum,
3. Teil hinter dem Maschinenraum.

Der Maschinenraum erstreckt sich — nach der Definition des Vertrages — zwischen den äußersten wasserdichten Hauptquerschotten, welche die für die Haupt- und Hilfsantriebsmaschinen sowie für etwa vorhandene Kessel vorgesehenen Räume begrenzen. Für diesen Teil des Schiffes, also einschließlich etwa noch vorhandener Kohlenbunker, Doppelboden, Speisewassertanks, Wohnräume, Wirtschaftsräume usw. ist die Flutbarkeit ein für alle Mal auf 80% festgesetzt worden. Da-

gegen ist für die vor und hinter dem Maschinenraum liegenden Teile des Schiffes die durchschnittliche Flutbarkeit aus derjenigen der einzelnen Räume abzuleiten.

T a u c h g r e n z e.

Es entsteht nun die Frage: wie tief darf das leck gewordene Schiff höchstens eintauchen, um im Sinne der Vorschriften noch als schwimmfähig zu gelten.

Theoretisch ist die Tauchgrenze eines leck gewordenen Schiffes erst erreicht, wenn das Wasser über das Begrenzungsschott des überfluteten Raumes hinweg in die benachbarte Abteilung eindringen kann. Bis zu dieser Grenze wird in den Vorschriften aber nicht gegangen, sondern auch für die größte zulässige Eintauchung noch ein Sicherheitsrand festgelegt. In Deutschland liegt die Tauchgrenze um die Dicke des Holzdecks unter der Oberkante des Schottdecks. Die Londoner Konferenz hat diese Tauchgrenze angenommen, indem sie gleichzeitig die Dicke des Holzdecks einheitlich auf 3'' engl. = 76 mm festgelegt hat.

Kurven der flutbaren Länge.

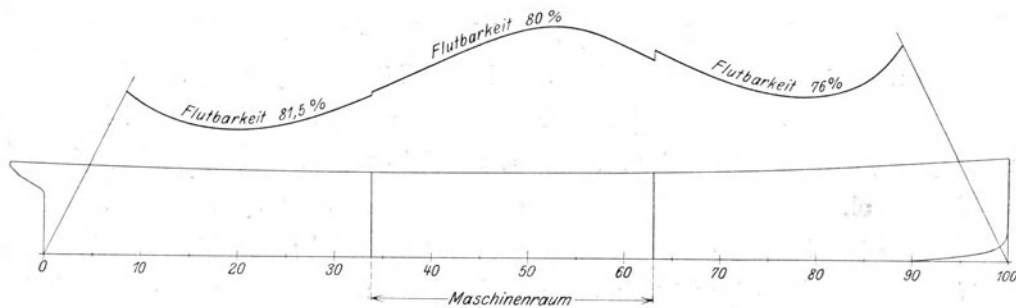


Abb. 1.

Flutbare Länge.

Mit Hilfe der Flutbarkeit und der Tauchgrenze kann bereits für jedes Schiff diejenige Länge der einzelnen Abteilungen — die flutbare Länge — bestimmt werden, die das Schiff bis zur Tauchgrenze eintauchen läßt.

Die flutbare Länge wechselt mit dem Tiefgang des Schiffes, der Flutbarkeit der Räume und der Form des Schiffskörpers. Für ein gegebenes Schiff und einen angenommenen Tiefgang ist sie also wesentlich abhängig von der Flutbarkeit, und da diese gesondert für das Hinterschiff, den Maschinenraum und das Vorschiff bestimmt wird, so erhalten wir auch für jeden Teil des Schiffes eine besondere Kurve der flutbaren Länge (Abb. 1). Die Ordinaten der Kurve geben für jeden Punkt

des Schiffes die Länge der wasserdichten Abteilung, die zur Hälfte vor, zur Hälfte hinter der Ordinate liegt. Die Längen der Abteilungen werden stets in Hundertsteln der Schiffslänge ausgedrückt. Die Abb. 1 zeigt nichts wesentlich Neues, denn auch nach unsern alten Schottvorschriften war in vielen Fällen die Kurve für den Maschinenraum eine andere als für den übrigen Teil des Schiffes. Neu ist nur, daß jetzt das Vor- und Hinterschiff getrennt behandelt werden.

Zulässige Länge.

Diese flutbare Länge ist aber noch nicht die endgültige Länge der Abteilung. Sie wird nach gewissen Korrekturen, die für abweichende Schiffsformen zu machen sind, durch Multiplikation mit einem Faktor — dem Abteilungs-faktor — verkleinert, und dadurch wird die zulässige Länge erhalten, die die endgültige Länge der Abteilung darstellt. Durch diese nach der Größe und dem Verwendungszweck der Schiffe geregelte planmäßige Verkleinerung der flutbaren Länge wird die Reserve an Schwimmfähigkeit, die in den deutschen Abzügen enthalten war, wieder gewonnen.

Abteilungsfaktor.

Der Abteilungsfaktor wurde in London durch folgende Tabelle festgelegt.

A	B	C
	Meter	Meter
1,00	90	79
0,90	114	87
0,84	123	93
0,65	149	116
0,50	174	149
0,39	213	209
0,34	274	274

Die Spalte A gibt die höchsten zulässigen Werte des Abteilungsfaktors für die in den Spalten B und C angegebenen Schiffslängen an.

Die Spalte B gilt für Schiffe der in gemischter Fracht- und Passagierfahrt beschäftigten Gattung, die Spalte C gilt für Schiffe, die vorwiegend der Beförderung von Passagieren dienen, die also unsern Schnelldampfern entsprechen.

Kurven der Tabelle des Artikels VIII.

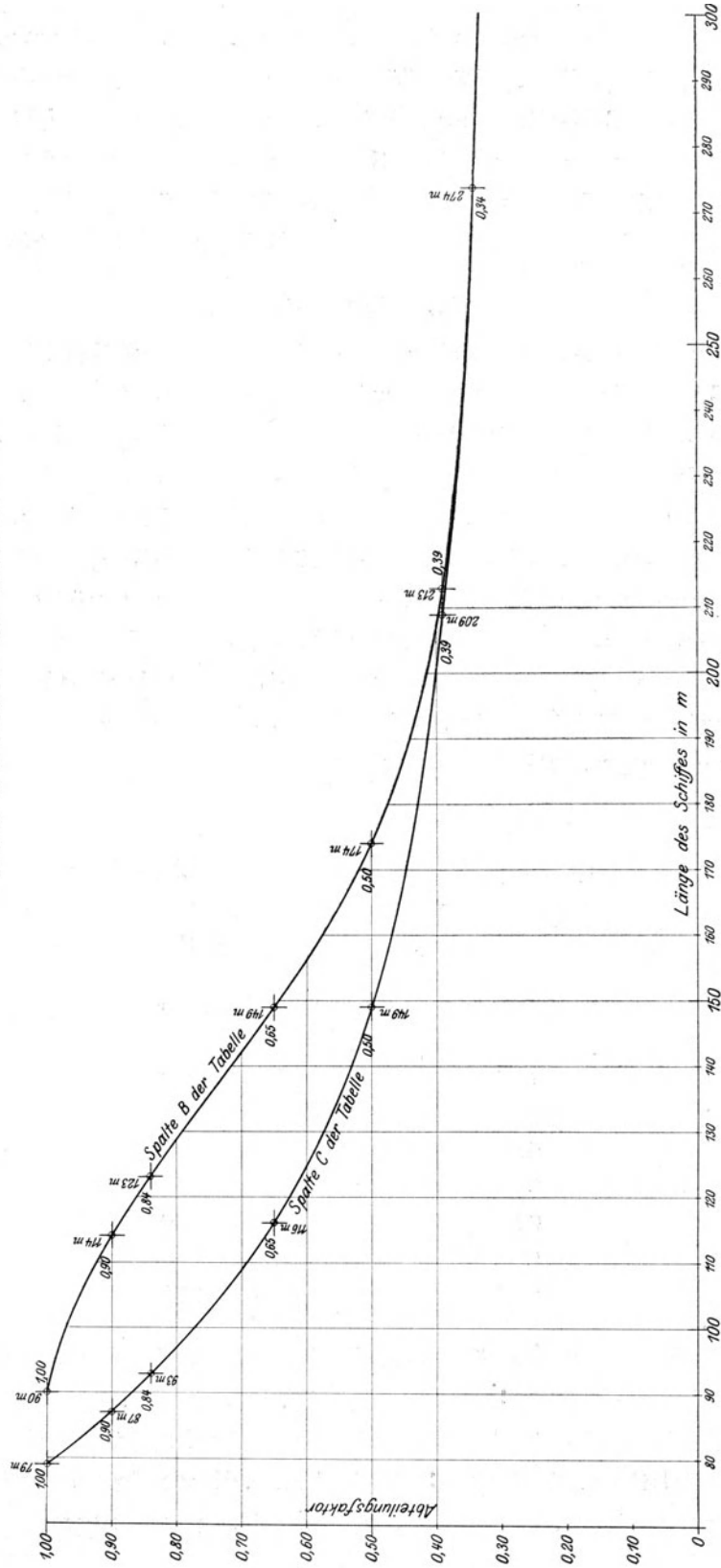


Abb. 2.

Die Zahlenwerte der Tabelle sind zwei Kurven entnommen, die unter Zugrundelegung der deutschen Vorschriften in London festgelegt wurden. Die Tabelle dient nur dazu, die beiden Kurven im Vertrage festzulegen. Für den praktischen Gebrauch müssen die Kurven zur Anwendung kommen (Abb. 2).

Die beiden Gattungen sind als Grenzgattungen gedacht, zwischen denen nach einem besonderen Kennzeichen des Verwendungszwecks interpoliert werden soll. Hierauf komme ich noch zurück.

Die Abb. 2 zeigt uns das wichtigste Merkmal des neuen Systems: die planmäßige Verkürzung der flutbaren Länge mit Hilfe des Abteilungs-faktors. Der Abteilungs-faktor ist ein Verkürzungsfaktor; er hat also um so größere Bedeutung, je kleiner er ist. Es empfiehlt sich deshalb, ihn von oben nach unten zu lesen.

**Kurven der flutbaren und zulässigen Länge
für den Abteilungs-faktor 0,5.**

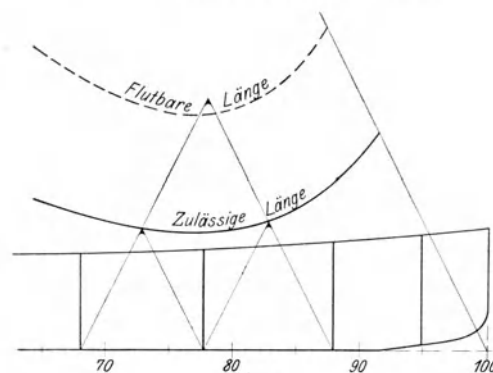


Abb. 3.

Er beginnt mit dem Wert 1,0 bei der Grenz-gattung des Fracht- und Passagier-dampfers von 90 m und des reinen Passagierdampfers von 79 m und nimmt dann mit wachsender Länge des Schiffes stetig ab. Er wechselt also mit dem Verwendungszweck und mit der Länge des Schiffes. Dadurch wird die Schottstellung um so enger und wirksamer, je mehr sich die Schiffe dem Typ der reinen Passagierdampfer nähern und je größer ihre Länge ist. Wo der Abteilungs-faktor den Wert 0,5 erreicht, wird die zulässige Länge der wasserdichten Abteilungen nur halb so groß wie die flutbare Länge, d. h. es könnten zwei benachbarte Räume vollaufen, ohne daß das Schiff tiefer als bis zur Tauchgrenze wegsinken würde. Dieser Faktor 0,5 bezeichnet somit den Beginn des Zwei-Ab-

teilungsschiffes. Allerdings gilt das nur dann, wenn die Gesamtlänge der beiden Abteilungen gleich oder kleiner als die doppelte Länge der in der Mitte der Gesamtlänge liegenden Ordinate der Schottkurve ist. An den Stellen, an denen die Kurve ihren Verlauf ändert, ist dies nicht der Fall. Die Abb. 3, in der die Ordinaten der flutbaren Länge genau doppelt so groß sind wie die der zulässigen Länge, zeigt, daß jeder Einzelraum der Kurve der zulässigen Länge entspricht, daß aber die Gesamtlänge der Räume größer ist als die zugehörige Ordinate der flutbaren Länge. Wenn also beide Räume vollaufen, würde das Schiff bis über die Tauchgrenze wegsinken. Will man sicher gehen, daß man wirklich ein Zwei-Abteilungsschiff erhält, d. h. ein Schiff, das bei der Überflutung zweier benachbarter Abteilungen nicht über die Tauchgrenze eintaucht, so muß eine Verdoppelung der Ordinaten vorgenommen und an der neuen Kurve die Kontrolle für je zwei Abteilungen gemacht werden.

Kurven der flutbaren und zulässigen Länge.

Schiffslänge 170 m.

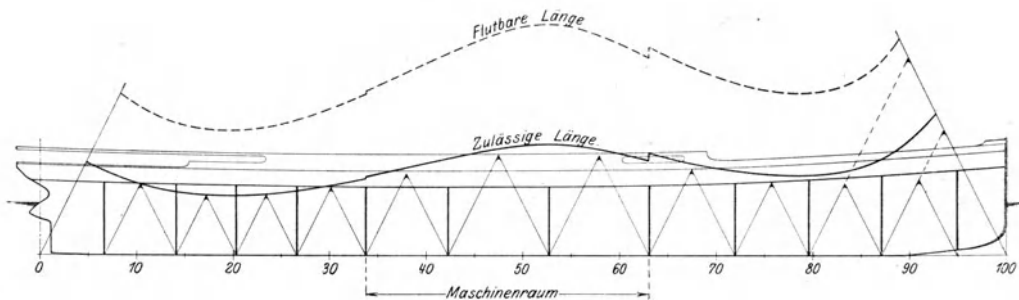


Abb. 4.

Die in den wasserdichten Abteilungen der Abb. 3 errichteten Dreiecke sind eine Hilfskonstruktion, die auf einen Blick erkennen lassen soll, ob die Länge der einzelnen Abteilungen der Kurve der zulässigen Länge entspricht. Das Lot aus der Spitze der Dreiecke ist gleich der Grundlinie. Die Spitze darf also nicht über die Kurve der zulässigen Länge hinaus gehen, sie darf die Kurve höchstens berühren. Bleibt sie unter der Kurve, so ist eine Reserve vorhanden.

Der Vertrag hat diesem Fall durch den Art. IX Rechnung getragen, der lautet:

„Wenn der Abteilungsfaktor gleich oder kleiner ist als 0,50, so kann er verdoppelt werden, um für irgendeinen Punkt des Schiffes die Gesamtlänge von zwei benachbarten Abteilungen zu ergeben.“

Das neue System hat zunächst den Vorteil, daß die Reserve an Schwimmfähigkeit sich durch eine zahlenmäßige Verkürzung der Abteilungen ausdrücken und damit auch nach außen hin kenntlich machen läßt. Alsdann ist der Fortfall der Sprünge in den Anforderungen als eine Verbesserung zu bezeichnen.

Kurven der flutbaren und zulässigen Länge.

Schiffslänge 90 m.

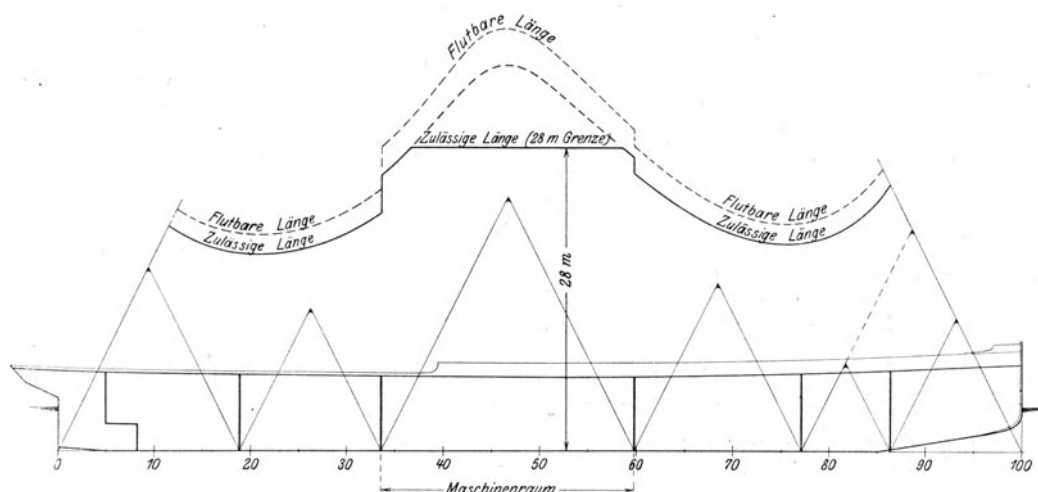


Abb. 5.

Zur Kurve der zulässigen Länge gehört auch noch die Begrenzung durch die 28 m Linie. Abb. 5. Die Konferenz hat die alte deutsche, aus Stabilitätsgründen erlassene Vorschrift übernommen und verallgemeinert. Der Vertrag enthält im Art. IX,2 die Bestimmung: In keinem Falle darf die Länge einer Abteilung 28 m überschreiten.

Weitere Unterteilungsschotte.

Mit der Bestimmung der zulässigen Länge ist die Schotteinteilung noch nicht erledigt. Die Frage ist noch zu beantworten, ob über die durch die zulässige Länge festgelegte Unterteilung hinaus noch weitere Schotte angeordnet werden sollen oder nicht.

Hierzu wurde beschlossen, daß nach deutschem Muster noch eine weitere Vermehrung der wasserdichten Abteilungen innerhalb der flutbaren Länge im Vorschiff stattfinden soll.

Das Vorschiff ist besonders gefährdet und muß deshalb besonders geschützt werden. Das geschieht durch die Bestimmungen des Art. IX. des Vertrages, welche lauten:

- „3. Wenn der Abteilungsfaktor zwischen 0,84 und 0,50 liegt, so soll die Gesamtlänge der beiden vordersten Abteilungen nicht größer sein als die Überflutungslänge für das Vorderende des Schiffes, und die Länge der zweiten dieser Abteilungen darf höchstens gleich ihrer nach Maßgabe des vorstehenden Artikels VIII zulässigen Länge und nicht kleiner als 3 m sein.
4. Wenn die Länge eines Schiffes zwischen 213 m und 251 m liegt, so hat die Überflutungslänge für das Vorderende wenigstens 20% der Schiffslänge zu betragen, und das Schiff muß wenigstens drei wasserdichte Abteilungen über eine vom Vorsteven gerechnete Strecke haben, die höchstens gleich der vorerwähnten Überflutungslänge ist und mindestens 20% der Schiffslänge beträgt.
5. Wenn die Länge eines Schiffes 251 m oder mehr beträgt, so findet die vorstehende Vorschrift gleichfalls Anwendung, jedoch sind alsdann anstatt der drei Abteilungen und 20% vier Abteilungen und 28% zu nehmen.“

Unterteilung des Vorschiffes für eine Schiffslänge von mehr als 251 m.

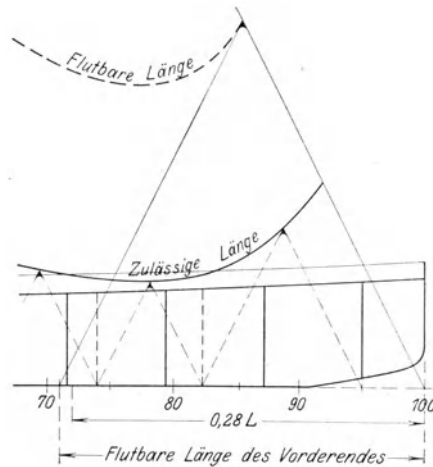


Abb. 6.

Abb. 6 gibt hierfür ein Beispiel.

Hiermit ist das neue System in seinen Hauptzügen gekennzeichnet. Ich fasse sie noch einmal zusammen: Die Annahme einer bestimmten Flutbarkeit und einer Tauchgrenze ermöglicht die Ermittlung der flutbaren Länge. Diese wird mit dem Abteilungsfaktor multipliziert und dadurch zur zulässigen Länge verkürzt. Zum weiteren Schutz des Vorschiffes werden bei gewissen Schiffsgrößen noch zusätzliche Schotte eingebaut.

Bei der Festsetzung des Abteilungsfaktors wurde angestrebt, über die praktische Wirkung der deutschen Vorschriften hinauszugehen. Die inzwischen ange-

stellten Untersuchungen lassen erkennen, daß dieses Ziel erreicht worden ist. Die neuen Vorschriften ergeben durchweg für die üblichen Schiffsgrößen und -typen eine bessere Unterteilung als die alten. Die größte Verschärfung erfährt natürlich die Schotteinteilung derjenigen Schiffe, deren Längen eben unter den Stufen der alten Vorschriften liegen. Außerdem sind es Mindestforderungen, die die Vorschriften enthalten und es ist zu erwarten, daß wie bisher auch in Zukunft in vielen Fällen mehr geschehen wird als vorgeschrieben ist. In dieser Richtung soll auch die im Art. X des Vertrages enthaltene Anregung wirken, freiwillig über die Vorschriften hinauszugehen, wofür im Zertifikat eine besondere Zensur erteilt werden soll.

St a b i l i t ä t.

Einen Punkt, der im Vertrage vielleicht vermißt wird, möchte ich an dieser Stelle einschalten, das ist die Frage der Stabilität als Faktor für die Schotteinteilung. In London wurde der Gedanke, die Stabilität der Schiffe bei überfluteten Abteilungen behördlich zu prüfen und sie als Mittel zur Kontrolle der Schotteinteilung zu benutzen, gewissenhaft erwogen, aber nach eingehender Diskussion abgelehnt. Die Aussprache ergab nicht nur, daß der praktischen Durchführung einer behördlichen Kontrolle große Schwierigkeiten entgegenstehen, und daß es unzweckmäßig sei, die Verantwortung dem Staat aufzuerlegen, sondern zeigte auch vor allen Dingen, daß ein Bedürfnis für eine solche Maßnahme nicht anerkannt werden könne. Von allen Seiten wurden Beispiele dafür herbeigetragen, daß leck gewordene Passagierdampfer in aufrechter Lage mit dem Bug oder Heck voran untergegangen seien, und nicht ein einziges Beispiel konnte von den Vertretern aller beteiligten Staaten dafür angeführt werden, daß ein beschädigter Passagierdampfer gekentert sei. Auch wurde vielfach bestätigt, daß alle Untersuchungen der Stabilität von überfluteten Schiffen, sofern wirkliche Verhältnisse zugrunde gelegt wurden, eine ausreichende Stabilität ergeben hätten. Es herrschte die Meinung vor, daß, wenn die Unterteilung der Schiffe nach den aufgestellten Regeln erfolge, die Stabilitätsfrage für die Sicherheit der Passagierschiffe von untergeordneter Bedeutung wäre.

Dieselben Gründe also, die unsere deutsche Schottkommission zu ihrem einstimmig gefaßten Beschluß geführt hatten, die behördliche Kontrolle der Stabilität abzulehnen, veranlaßten auch die Londoner Kommission, zu beschließen, daß in bezug auf die Stabilität nichts anderes in den Vertrag aufgenommen werden sollte, als die Bestimmung, daß

„in keinem Falle die Länge einer Abteilung 28 m überschreiten darf“.

Die Stabilitätsfrage ist also im Londoner Verträge in genau der gleichen Art behandelt worden wie in den deutschen Schottvorschriften.

Ich habe soeben hervorgehoben, daß bei den Beratungen in London kein einziges Beispiel dafür angeführt werden konnte, daß ein Passagierdampfer nach eingetretener Beschädigung gekentert sei. Da ereignete sich einige Monate später die erschütternde Katastrophe, von der die „Empress of Ireland“ betroffen wurde, und es schien auf den ersten Blick, als ob hiermit das gesuchte Beispiel gegeben sei. Dieser Dampfer wurde am 29. Mai 1914 im Sankt-Lorenzstrom von dem norwegischen Dampfer „Storstad“ gerammt und sank in kurzer Zeit mit etwa 1000 Menschen in die Tiefe. Das Schiff hat sich nach den Aussagen der Überlebenden bald nach der Kollision so stark auf die Seite gelegt, daß man von einem Kentern des Schiffes sprechen konnte. Hier lag also ein Fall vor, in dem die Stabilität des überfluteten Schiffes ungenügend war, und es mußte die Frage auftauchen, ob nicht die Mitglieder der verschiedenen Schottkommissionen, die das Bedürfnis für eine behördliche Kontrolle der Stabilität in Abrede gestellt hatten, ihr Urteil einer Revision unterziehen mußten.

Nach allen bisherigen Erfahrungen mußte angenommen werden, daß bei der „Empress of Ireland“ ganz besonders ungünstige Bedingungen eingetreten seien, denn die Zahl und Anordnung der wasserdichten Querschotte entsprach durchaus den an solche Schiffe zu stellenden Anforderungen. Was konnte die Ursache des großen Verlustes an Stabilität sein? Mit Spannung wurde die seeamtliche Entscheidung erwartet, die auf diese Frage die Antwort geben sollte.

Aus dieser Entscheidung ergibt sich folgende Sachlage: Das der „Empress of Ireland“ beigebrachte Leck lag in unmittelbarer Nähe des zwischen beiden Kesselräumen befindlichen Schottes und hatte eine Größe von wenigstens 35 qm. Durch den Rammstoß wurden direkt zwei Abteilungen von einer Gesamtlänge von 53,3 m der See geöffnet und es konnten 263 t Wasser in der Sekunde ins Schiff eindringen. Die Längswände der Kohlenbunker verhinderten aber das Wasser, sich über die ganze Breite des Schiffes zu verteilen. Dadurch wurde dem Schiffe eine so starke Schlagseite erteilt, daß das „maindeck“, das unter dem Schottdeck gelegene Deck, tief unter Wasser kam. Das eindringende Wasser konnte sich also auch über diesem Deck ausbreiten, und nun tritt ein Moment hinzu, das dem Schiff verhängnisvoll wurde. Die über dem „maindeck“ auf der getroffenen Steuerbordseite befindlichen Schottüren waren nicht geschlossen und konnten auch trotz mehrfachen Versuches, wohl wegen der geneigten Lage des Schiffes,

nicht geschlossen werden. Sie ließen also das Wasser in die benachbarten Abteilungen eindringen. Diese Wassermassen, die sich über dem „maindeck“ schnell ausbreiteten, waren es, die dem Schiff den Rest gaben und es ganz zum Kentern brachten.

Zwei Faktoren waren es also, die in ihrem Zusammenwirken dem Schiff verhängnisvoll wurden: die einseitige Überflutung und die Ausbreitung des Wassers auf dem „maindeck“ infolge der offenstehenden Schotttüren. Für unsere Stabilitätsfrage scheidet damit die „Empreß of Ireland“ aus.

Die metazentrische Höhe dieses Schiffes betrug nach den Feststellungen des Seegerichtes 1,07 m, war also schon größer als für solche Passagierdampfer üblich und zweckmäßig ist. Der Fall kann somit nicht als Beweis dafür gelten, daß ein Bedürfnis für die Einführung einer behördlichen Kontrolle der Stabilität besteht. Eine solche würde diesen Unfall nicht verhütet haben. Die Lehren aus diesem Fall liegen auf anderem Gebiet, auf das ich noch zu sprechen komme.

Inzwischen hat uns auch der Krieg mit weiterem Beweismaterial für die Richtigkeit unserer Auffassung versehen. Es wäre voreilig, aus dem Kentern der durch die Unterseeboote versenkten Schiffe auf mangelnde Stabilität zu schließen und diese als Ursache des Unterganges anzusehen. Auch Schiffe mit sehr großer Stabilität sind gekentert, während gewöhnliche Frachtdampfer mit geringer Stabilität ihre Schwimmfähigkeit bewahrt haben. Nicht so sehr auf die Größe der Stabilität kommt es an, als auf die richtige Unterteilung des Schiffes durch wasserdichte Querschotte.

II. Verfahren zur Bestimmung der Schotteinteilung.

Im wesentlichen habe ich hiermit die für die Schotteinteilung der Passagierdampfer gültigen Bestimmungen des Vertrages aufgeführt. Sie bilden keine fertigen Schottvorschriften, sondern sind nur die gemeinsame Grundlage für die in allen Vertragsstaaten zu erlassenden Vorschriften. Sie sind aber so weit im einzelnen festgelegt, daß wir durch sie die Kurve der flutbaren Länge in jedem Falle bestimmen können, freilich nur durch Anwendung der Leckrechnung, und das entspricht nicht dem praktischen Bedürfnis. Der mit dem Entwurf eines Passagierdampfers beschäftigte Konstrukteur kann nicht tagelang mit der Berechnung der Schotteinteilung zubringen. Er muß vielmehr in der Lage sein, in kürzester Zeit die Verteilung der Schotte so vorzunehmen, daß den Vorschriften genügt wird. Auch die Aufsichtsbehörden haben das gleiche Interesse, die ihnen zur Genehmigung vorgelegten Schottverteilungen schnell prüfen zu können.

Kurven oder Tabellen.

Die deutsche Aufsichtsbehörde hatte deshalb das Kurvenverfahren eingeführt, das sich in langen Jahren bestens bewährt hat, und auch in der Londoner Kommission herrschte über diesen Punkt völliges Einverständnis, so daß schon einer ihrer ersten Beschlüsse dahin lautete, daß es erforderlich sei, ein System von Kurven oder Tabellen aufzustellen, mit deren Hilfe die Entfernung der Schotte bestimmt werden könne.

Die Starrheit, die solchen Methoden anhaftet, hat zur Folge, daß man bei ihrer Festlegung sich immer auf der sicheren Seite hält, so daß ihre Anwendung außer dem Vorteil der Bequemlichkeit auch noch den der größeren Sicherheit hat.

Kurven der flutbaren Länge.

Flutbarkeit: 80 %. Tiefgänge: $T = 0,5 H$, $T = 0,6 H$, $T = 0,7 H$, $T = 0,8 H$.

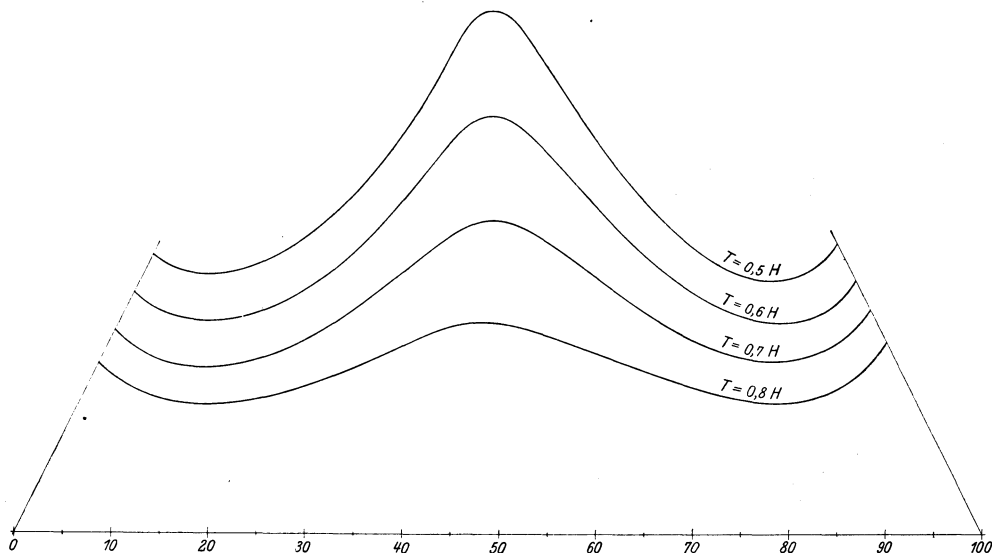


Abb. 7.

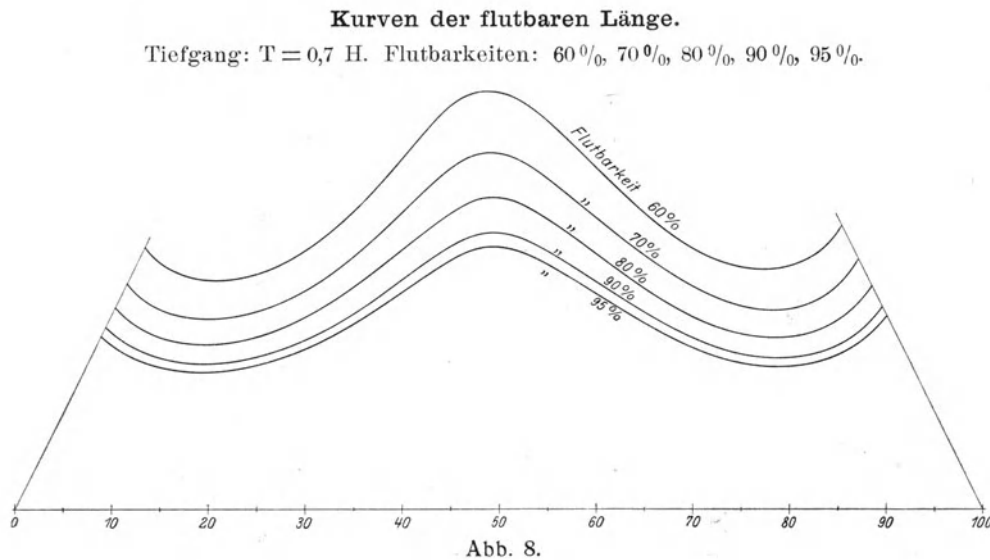
Nach dem im Verträge festgelegten System kommt es in erster Linie auf die Bestimmung der Kurve der flutbaren Länge an. Alle Vertragsstaaten haben also die Aufgabe, auf der Grundlage des Vertrages Vorschriften zu erlassen, deren Hauptbestandteil nach dem Beispiel der deutschen Schottvorschriften eine Anzahl Tafeln mit Querkurven oder Tabellen zu bilden hat, aus denen in kurzer Zeit die Kurve der flutbaren Länge abgeleitet werden kann.

In Deutschland ist eine neue Kommission ernannt und mit der Aufgabe betraut worden, diese Vorschriften und insbesondere diese Querkurven festzulegen. Die Kommission ist so vorgegangen, daß sie für eine größere Anzahl gebauter Schiffe die Kurven der flutbaren Länge mittelst der Leckrechnung für eine Reihe von

Tiefgängen und für mehrere Flutbarkeiten bestimmt hat, aus welchen die Querkurven abgeleitet werden.

Die Abb. 7 u. 8 zeigen an einem Beispiel, in welchem Maße die flutbare Länge mit dem Tiefgang und mit der Flutbarkeit wechselt.

Abb. 9 enthält ein Beispiel für die Querkurven, die in gleicher Weise wie bei unsern alten Schottvorschriften den wesentlichsten Bestandteil unserer neuen Vorschriften bilden werden.



Berücksichtigung der jeweiligen Flutbarkeit.

Während aber die alten Querkurven für eine von der Länge und Art der Schiffe abhängige angenommene Flutbarkeit galten, müssen die neuen Kurven die Berücksichtigung jeder beliebigen zwischen den Grenzen 95 und 60 ‰ liegenden Flutbarkeit ermöglichen. Dazu ist es erforderlich, in jedem Fall zwischen zwei Satz Querkurven, die für zwei verschiedene Flutbarkeiten gelten, zu interpolieren. Unsere Kommission schlägt vor, Querkurven für die Grenzwerte 95 und 60 ‰ sowie für die bei jedem Schiff vorkommende Flutbarkeit von 80 ‰ aufzustellen und dazwischen nach folgenden Formeln zu interpolieren:

1. für eine Flutbarkeit x_1 , die zwischen 95 und 80 ‰ liegt, ist die gesuchte Länge der Abteilung

$$l_{x_1} = l_{95} + (l_{80} - l_{95}) \cdot 5 \cdot 33 \left(\frac{95}{x_1} - 1 \right)$$

2. für eine Flutbarkeit x_2 , die zwischen 80 und 60 ‰ liegt, ist

$$l_{x_2} = l_{80} + (l_{60} - l_{80}) \cdot 3 \left(\frac{80}{x_2} - 1 \right)$$

Die Formeln ergeben sich aus der Bedingung, daß die flutbaren Längen mit dem reziproken Wert der Flutbarkeiten wachsen.

Querkurven für eine Flutbarkeit von 80 ‰.

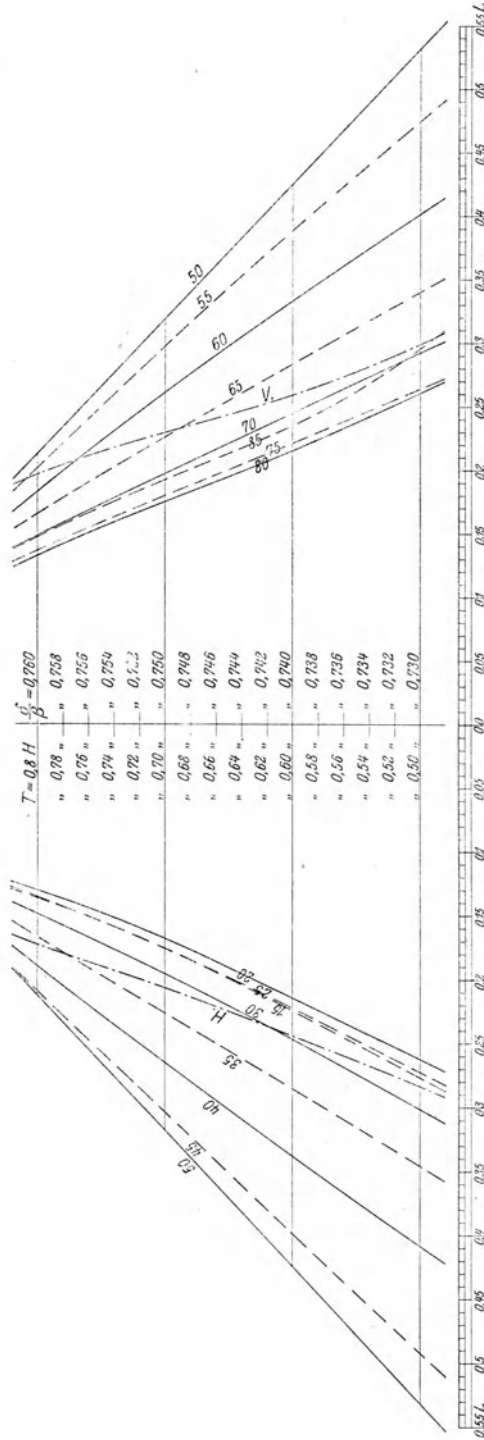


Abb. 9.

Berücksichtigung der Form des Schiffes.

Eine weitere Komplikation entsteht durch die eingehendere Berücksichtigung der Form des Schiffes.

Die deutschen Vorschriften kannten nur zwei Arten von Schiffen, nämlich Schnelldampfer mit scharfen Formen und die volleren Fracht-Passagierdampfer.

Der Londoner Vertrag hat aber vorgesehen, daß bei der Bestimmung der flutbaren Länge die Schiffenform in erhöhtem Maße berücksichtigt werden soll. In welcher Art dies zu geschehen hat, sagt der Vertrag nicht. Unsere Kommission hat also hierin freie Hand und hat nach eingehender Beratung beschlossen, für die Berücksichtigung der Form der Schiffe folgende Vorschläge zu machen. Die Unterwasserform der Schiffe soll dadurch zur Geltung kommen, daß das Verhältnis δ/β als Leitzahl für die Benutzung der Querkurven mit der bisherigen Leitzahl T/H gekuppelt wird. Durch das Verhältnis δ/β wird die Längsverteilung des Displacements in besserer Weise gekennzeichnet als durch δ allein, wie es in London in Aussicht genommen war. Es ist ohne weiteres einleuchtend, daß ein Schiff mit völligem Hauptspant und scharfen Enden mittschiffs kleinere flutbare Längen haben muß als ein Schiff von gleichem δ , aber schärferem Hauptspant und völligeren Enden. Auch α muß berücksichtigt werden, wenn man der Wirklichkeit möglichst gerecht werden will: Es soll nach dem Vorschlage unserer Kommission als Kennzeichen der Überwasserform eingeführt werden, auf die ich noch zu sprechen komme.

Unsere neuen Kurventafeln werden also das Aussehen der alten Tafeln beibehalten mit dem Unterschied, daß zu jedem T/H ein bestimmtes δ/β gehört. Um die Ordinaten der Schottkurve für ein beliebiges δ/β zu erhalten, muß zwischen den beiden Kurventafeln, die das nächst größere und kleinere δ/β bei dem betreffenden Tiefgange aufweisen, interpoliert werden. Wir brauchen also eine genügende Auswahl solcher Tafeln, damit die Interpolation brauchbare Werte ergibt. Nach Ansicht unserer Kommission sind hierzu je 7 Tafeln, auf denen jedes T/H mit 7 verschiedenen δ/β verbunden ist, ausreichend. Da außerdem jede Tafel für eine der 3 Flutbarkeiten 95,80 und 60 % gilt, zwischen denen interpoliert werden soll, werden im ganzen 21 Tafeln für den Gebrauch der neuen Schottvorschriften erforderlich gegen 10 Tafeln unserer alten Vorschriften.

Die doppelte Interpolation beim Gebrauch der Kurventafeln — nach der Flutbarkeit und nach δ/β — macht das neue Verfahren umständlicher als das alte war. Zur Erleichterung der Interpolationen schlägt unsere Kommission den Gebrauch eines Vordruckes vor, mit dessen Hilfe die Ermittlung der flutbaren Länge

aus den Tafeln für jeden Teil der Schottkurve bei einiger Übung nur noch etwa 30 Minuten wahren wird.

Die Überwasserform der Schiffe soll nach dem Vorschlage unserer Kommission durch eine besondere Korrektur der flutbaren Länge berücksichtigt werden. Wenn beim Eintauchen des überfluteten Schiffes bis zur Tauchgrenze vollere Formen zur Wirkung kommen, wie es oft beim Hinterschiff und besonders bei Kreuzerhecks der Fall ist, so werden die betreffenden flutbaren Längen größer.

Dieser Einfluß der Überwasserform des Schiffes läßt sich durch einen mittleren Wasserlinien-Völligkeitsgrad kennzeichnen. Die nachstehende Tabelle gibt hierfür normale Erfahrungswerte, zu denen in jedem Fall die vorhandenen Werte in Beziehung gesetzt werden sollen. α_h und α_v der Tabelle bedeuten die Völligkeitsgrade aus den hinteren und vorderen Hälften der GWL und des Schottdecks.

Das Verhältnis des vorhandenen zum normalen Völligkeitsgrad ergibt einen Faktor, mit dem die flutbare Länge multipliziert werden soll. Außerdem erhält man in dem Verhältnis $\frac{\alpha_h}{\alpha}$ und $\frac{\alpha_v}{\alpha}$ einen zweiten Faktor, durch den der Schwerpunktslage und dem Längen-Trägheitsmoment der wirksamen mittleren Wasserlinie Rechnung getragen werden soll.

Eine besondere Berücksichtigung erfährt die Schiffsform noch durch eine Korrektur für den Sprung des Schiffes. Der Sprung des Schottdecks gibt die Höhe der Tauchgrenze an und ist von so großem Einfluß auf die Schotteinteilung, daß sich eine besondere Korrektur für den Sprung notwendig erweist. Abb. 10. Unsere Kommission empfiehlt als solche für einen Sprung, der größer ist als der Normalsprung, einen prozentualen Zuschlag zur flutbaren Länge, der aus folgender

Mittlerer Völligkeitsgrad des

$\delta =$	0,5			0,55			0,6		
	α_h	α	α_v	α_h	α	α_v	α_h	α	α_v
T = 0,5 H	0,771	0,7	0,629	0,804	0,737	0,670	0,83	0,774	0,718
0,55 H	0,767	0,694	0,621	0,799	0,732	0,665	0,827	0,769	0,711
0,6 H	0,764	0,689	0,614	0,794	0,727	0,660	0,825	0,765	0,705
0,65 H	0,761	0,684	0,608	0,791	0,723	0,654	0,822	0,761	0,699
0,70 H	0,758	0,68	0,602	0,789	0,719	0,649	0,82	0,757	0,694
0,75 H	0,755	0,676	0,596	0,787	0,715	0,644	0,818	0,754	0,689
0,8 H	0,753	0,672	0,591	0,785	0,712	0,639	0,817	0,751	0,685

Tabelle zu entnehmen ist, und für einen Sprung, der kleiner als der Normalsprung ist, eine entsprechende Verkürzung der flutbaren Länge.

Ordinaten	Prozentualer Zuschlag zur flutbaren Länge bei einer Vergrößerung des Sprunges um 10 %		
	T = 0,5 H	T = 0,6 H	T = 0,7 H
10	1,14 %	1,42 %	1,70 %
15	0,89 „	1,23 „	1,57 „
20	0,80 „	1,16 „	1,52 „
30	0,72 „	1,08 „	1,44 „
40	0,58 „	0,86 „	1,14 „
60	0,86 „	1,06 „	1,26 „
70	1,40 „	2,13 „	2,86 „
80	1,53 „	2,39 „	3,25 „
85	1,61 „	2,45 „	3,29 „
90	1,81 „	2,62 „	3,43 „

Als Normalsprung wird eine Parabel mit dem Scheitelpunkt in der Mitte des Schiffes und mit den Ordinaten $0,3T$ am Vorsteven und $0,15T$ am Hintersteven festgesetzt. Bei nicht parabolischem Verlauf des Sprunges gilt eine Parabel als gleichwertig, die den vorhandenen Sprung deckt oder unter ihm, nicht aber über ihm verläuft. Diese gleichwertige Parabel ist für den Gebrauch der Vorschriften maßgebend.

Jedes derartige Verfahren der Berücksichtigung der Schiffsförm kann immer nur ein angenähertes Ergebnis haben. Dabei ist ohne Belang, ob es der Wirklichkeit

$$\text{Überwasserteils } \alpha = \frac{\alpha_{Cwl} + \alpha_{Schottdeck}}{2}$$

0,65			0,7			0,75			0,8		
α_h	α	α_v	α_h	α	α_v	α_h	α	α_v	α_h	α	α_v
0,860	0,811	0,762	0,89	0,847	0,804	0,92	0,885	0,85	0,95	0,922	0,894
0,857	0,807	0,756	0,888	0,844	0,80	0,918	0,882	0,845	0,948	0,919	0,891
0,855	0,803	0,751	0,886	0,841	0,796	0,917	0,879	0,841	0,946	0,917	0,888
0,853	0,80	0,747	0,884	0,838	0,792	0,915	0,876	0,838	0,945	0,915	0,885
0,851	0,797	0,743	0,882	0,835	0,788	0,913	0,874	0,835	0,944	0,913	0,882
0,849	0,794	0,738	0,881	0,833	0,785	0,912	0,872	0,832	0,943	0,912	0,880
0,848	0,791	0,734	0,88	0,831	0,782	0,912	0,871	0,83	0,943	0,911	0,879

Kurven der flutbaren Länge für verschiedenen Sprung.

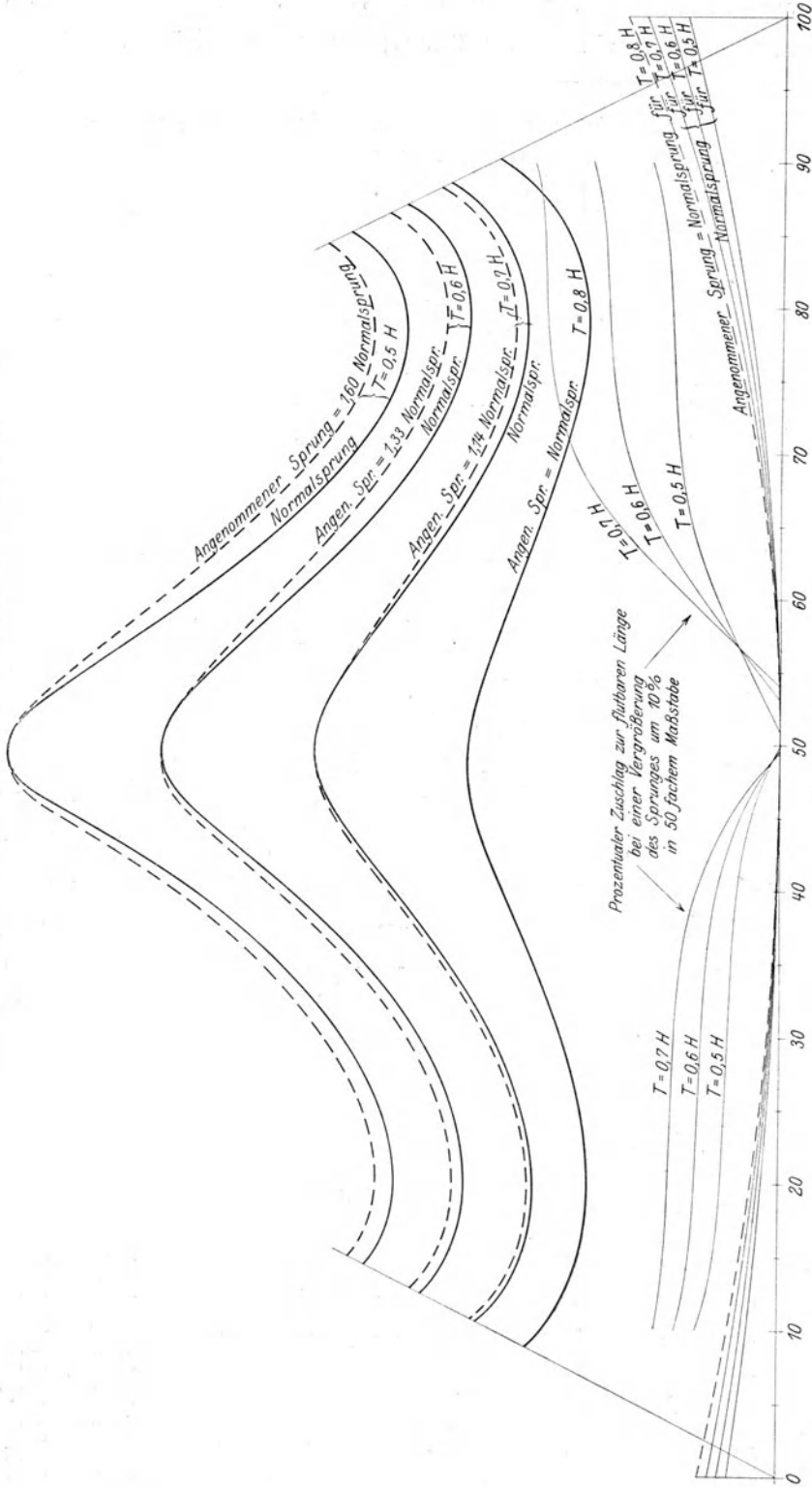


Abb. 10.

etwas mehr oder weniger nahe kommt. Wesentlich ist nur, daß die Gesamtwirkung den im Vertrage festgelegten Anforderungen mindestens entspricht, und das läßt sich immer dadurch erreichen, daß man bei der Festsetzung des Annäherungsverfahrens in allen Faktoren auf der sicheren Seite bleibt. Die Anforderungen des Vertrages sind in den zahlreichen, mit Hilfe der Leckrechnung von den Mitgliedern unserer Kommission ermittelten Kurven der flutbaren Länge für die verschiedenen Schiffstypen festgelegt. Unser Annäherungsverfahren wird so geregelt werden, daß die aus ihm sich ergebenden Kurven der flutbaren Länge im allgemeinen etwas unter den gerechneten liegen, so daß in dem System unserer neuen Vorschriften wieder die oft betonte Reserve an Sicherheit enthalten sein wird.

III. Fragen für weitere internationale Verhandlungen.

Einige Fragen von internationaler Bedeutung sind in London unerledigt geblieben, da eine Einigung über sie nicht erzielt werden konnte. Im Art. 30 des Vertrages ist vorgesehen, daß durch die Vermittlung der Britischen Regierung ein Gedankenaustausch und eine Verständigung über diese Fragen zwischen den Vertragsstaaten auf diplomatischem Wege herbeigeführt werden soll. Bis zum Ausbruch des Krieges waren auch die Sachverständigen der wichtigsten Staaten zu diesem Zweck mit einander in Fühlung. Noch am 30. und 31. Juli des Jahres 1914 fand eine Besprechung zwischen ihnen in Paris statt. Ob und wann diese Beziehungen nach dem Friedensschluß wieder aufgenommen werden können, ist nicht vorauszusehen. Unsere Kommission wird jedenfalls zunächst selbständig vorgehen.

Die wichtigsten offenen Fragen sollen im Folgenden kurz besprochen werden.

Kennzeichen des Verwendungszwecks.

Ich habe schon hervorgehoben, daß ohne Widerspruch eine Einigung darüber erzielt wurde, daß ein Unterschied in den Anforderungen an die Schotteinteilung gemacht werden soll, dergestalt, daß die Schiffe, die vorwiegend Passagierschiffe sind, eine engere Schottstellung erhalten als die in erster Linie für den Transport von Ladung bestimmten.

Schwieriger war aber die Frage nach dem Unterscheidungsmerkmal, dem „Kennzeichen des Verwendungszwecks“.

Der Vertrag enthält über diesen Punkt folgende Bestimmungen:

Art. VIII.

- „4. Bei einer gegebenen Schiffslänge liegt für eine zwischen diesen beiden äußersten Grenzen liegende Schiffsgattung der Wert des zugehörigen Abteilungs-faktors zwischen den Werten des Faktors, die durch die beiden

vor erwähnten Kurven bestimmt sind, und er wird von selbst festgelegt nach Maßgabe eines ‚Kennzeichens des Verwendungszwecks‘. Dieses Kennzeichen wird den Gegenstand weiterer Untersuchungen bilden.“

In London haben sehr eingehende Verhandlungen über das Kennzeichen stattgefunden. Alle den Passagierdampfer kennzeichnenden Faktoren wie die Geschwindigkeit, Länge des Maschinenraumes, Tragfähigkeit, Größe der Passagierräume usw. wurden in Erwägung gezogen, ohne daß es gelungen ist, eine Einigung zu erzielen.

Von unserer Seite wurde vorgeschlagen, die Flutbarkeit als Kennzeichen einzuführen, weil darin das wichtigste Merkmal der Passagierdampfer, die verhältnismäßige Größe der Passagierräume, in wirksamer Weise zum Ausdruck kommt, und weil die Flutbarkeit ohnehin bereits bekannt ist. Erst in Paris fand unser Vorschlag beifällige Aufnahme, und nachdem nun auch die englische Schottkommission in ihrem zu Anfang dieses Jahres veröffentlichten Bericht die Flutbarkeit als Kennzeichen empfohlen hat, darf angenommen werden, daß dieses Kennzeichen später auch internationale Geltung erlangen wird.

Dabei wird voraussichtlich über die Frage verhandelt werden müssen, ob die über dem Schottdeck liegenden Räume in die Flutbarkeit, die das Kennzeichen bilden soll, aufgenommen werden sollen oder nicht.

Unsere Kommission hat beschlossen, den mittleren Wert aus den drei Flutbarkeiten, die zur Ermittlung der flutbaren Länge dienen, als Kennzeichen vorzuschlagen. Bei der Festsetzung dieser mittleren Flutbarkeit müssen natürlich die Raumgrößen der einzelnen Schiffsteile: Vorschiff, Maschinenraum, Hinterschiff, berücksichtigt werden.

Der Begriff der Flutbarkeit muß vernünftigerweise auf die Räume unter der Tauchgrenze beschränkt werden, jedenfalls erscheint es mindestens eigenartig, von der Flutbarkeit eines hochgelegenen Deckshauses zu sprechen.

Andererseits besteht ein Bedürfnis, solche Aufbauten, die zur Unterbringung von Passagieren dienen, bei der Kennzeichnung des Schiffes zu berücksichtigen, weil es sonst vorkommen kann, daß ein Schiff, das unter dem Schottdeck nur Ladung, dagegen in großen Aufbauten zahlreiche Passagiere fährt, zu ungünstig bewertet wird.

Unsere Kommission beabsichtigt deshalb, solche Schiffe noch besonders durch die verhältnismäßige Größe der Aufbauten zu kennzeichnen. Es soll eine Klausel in die Vorschriften aufgenommen werden, die dahin lauten wird, daß, wenn das Verhältnis der über dem Schottdeck liegenden Decks und Aufbauten,

Kurven des Abteilungs-faktors.

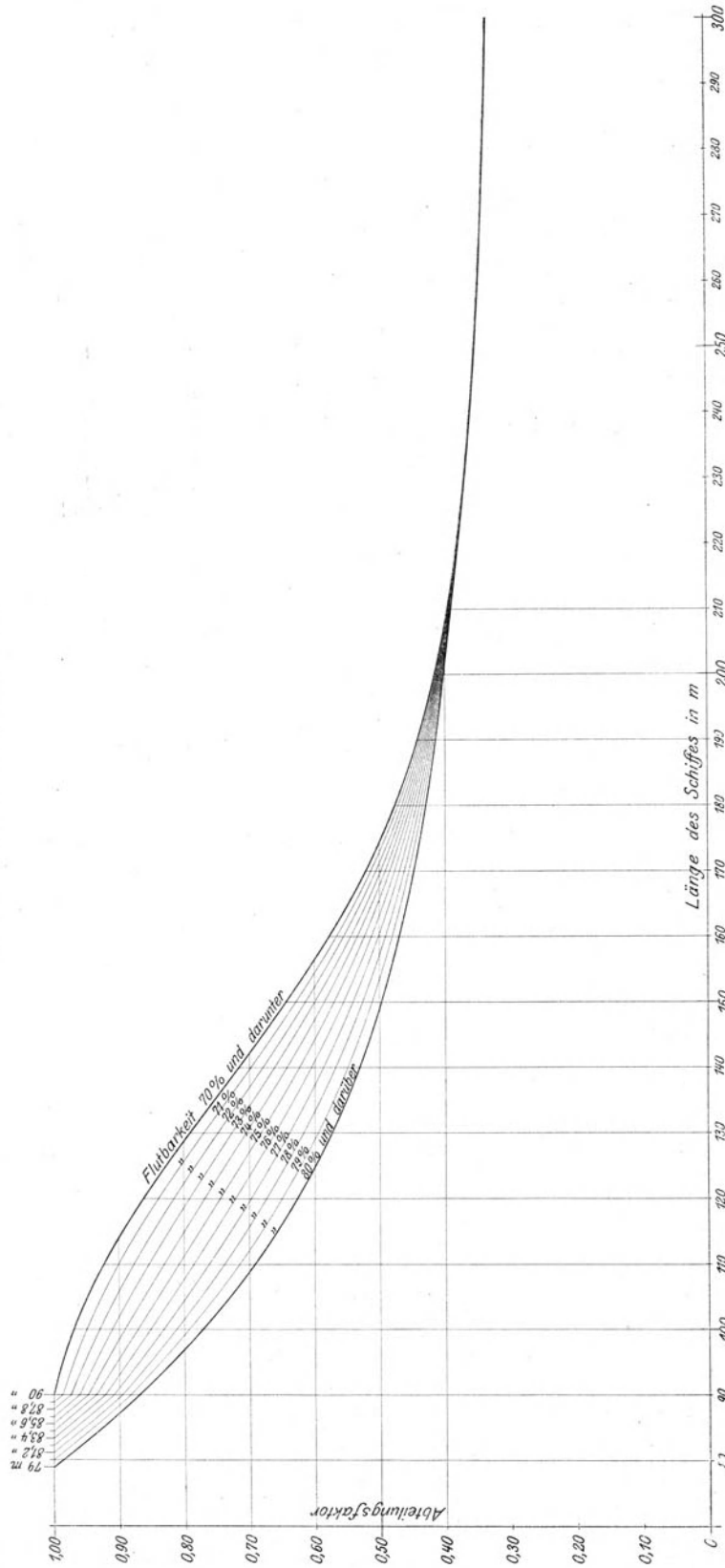


Abb. 11.

soweit sie nicht ausschließlich für Ladung bestimmt sind, zu dem Gesamtraum unter dem Schottdeck ein gewisses Maß übersteigt, der Abteilungsfaktor der Kurve C anzuwenden ist.

Das Grenzmaß für dieses Verhältnis liegt noch nicht so weit fest, daß ich schon jetzt Angaben darüber machen kann.

Auch über die Frage, welches Kennzeichen den beiden Grenzkurven B und C beigelegt werden soll, werden innerhalb unserer Kommission noch Erwägungen angestellt, die von dem Bestreben geleitet werden, daß der Abteilungsfaktor der Kurve C, der die größte Sicherheit gewährt, auf möglichst viele Schiffe angewandt werden kann. Sollte beispielsweise als Kennzeichen der Kurve B eine Flutbarkeit von 70 % und der Kurve C von 80 % gewählt werden, so würden alle Schiffe mit einer durchschnittlichen Flutbarkeit von 70 % oder weniger den Abteilungsfaktor der Kurve B und die Schiffe mit 80 % oder mehr den der Kurve C erhalten. Für alle zwischen diesen Grenzen liegenden Werte wird gradlinig interpoliert.

Zur Erleichterung der Interpolation wird den Vorschriften ein Kurvenblatt beigelegt, das außer den Grenzkurven noch neun Zwischenkurven enthält, so daß für jedes Hundertstel der Flutbarkeit der zugehörige Abteilungsfaktor direkt abgegriffen werden kann.

Gleichzeitig wird durch dieses Kurvensystem die Frage beantwortet, bei welcher Mindestlänge das Schiff den Schottvorschriften überhaupt unterworfen ist. Bei einer Länge des Schiffes von 79 m muß zugleich die mittlere Flutbarkeit 80 % oder mehr betragen, bei kleinerer Flutbarkeit finden die gesamten Vorschriften keine Anwendung auf das Schiff. Bei einer Länge von 80,1 m muß die Flutbarkeit 79 % oder mehr betragen, bei 81,2 m Länge 78 % oder mehr usw., und erst bei einer Länge von 90 m kommen die Vorschriften bei jeder denkbaren Flutbarkeit zur Anwendung.

Bauart der Schotte.

Eine der wichtigsten und zugleich schwierigsten Fragen betrifft die Bauart der Schotte.

Die wissenschaftliche Behandlung der Festigkeitsfrage der wasserdichten Schotte ist nur auf Grund gewisser Annahmen möglich, von denen nicht bekannt ist, wie weit sie der Wirklichkeit entsprechen, so daß eine bedauerliche Unsicherheit auf diesem Gebiet besteht.

Man ist letzten Endes auf den praktischen Versuch angewiesen. Der beste Versuch ist stets der Unfall selbst. Der Germanische Lloyd ist seit Jahren bemüht, aus den Unfällen nach dieser Richtung Nutzen zu ziehen. Außerdem haben in

Deutschland, abgesehen von den vom Germanischen Lloyd zum Zweck der Klassifikation vorgenommenen Schottprüfungen, auch verschiedentlich praktische Erprobungen wasserdichter Schotte durch Auffüllen einer Abteilung stattgefunden unter sorgfältiger Beobachtung des Verhaltens der Schotte.

Diese Versuche verfolgten aber in der Hauptsache den Zweck, zu ermitteln, ob die Schotte hinreichend stark seien, nicht aber den, die Frage zu klären, welche Sicherheit in unsern Schotten steckt. Das würde eine Steigerung der Beanspruchung der Schotte bis zur Zerstörung erfordert haben, und hierzu fehlte es an den nötigen Mitteln.

Die englische Regierung hat nun für planmäßige Versuche die Mittel zur Verfügung gestellt, die von der englischen Schottkommission an einem besonders dazu erbauten Kasten von 7,6 m Breite und 9 m Höhe ausgeführt worden sind.

Die Begrenzungsschotte waren nach den Bauvorschriften der verschiedenen Klassifikationsgesellschaften und unter Verwendung der verschiedenen Versteifungsarten ausgeführt. Die Enden der Versteifungen waren teils durch Knieplatten, teils nur durch kurze Winkelstücke befestigt.

Die Versuche hatten folgendes Ergebnis. Sie zeigen zunächst, daß die Schotte, die überanstrengt werden, nicht plötzlich bersten, sondern in steigendem Maße leck werden und schließlich so große Wassermengen durchlassen, daß sie aufhören, ihren Zweck zu erfüllen. Die Versuche bestätigen ferner, daß die wasserdichten Schotte der jetzt üblichen Konstruktion im allgemeinen hinreichend stark sind und daß ihre schwächste Stelle in den Knieblechen der Versteifungen liegt. Durch eine Verstärkung dieser Bleche und ihrer Vernietung kann eine erhebliche Verbesserung des ganzen Schottes herbeigeführt werden. Hierauf zielen die im Bericht der englischen Kommission enthaltenen Vorschläge hauptsächlich hin, über deren internationale Anerkennung später zu verhandeln sein wird. Es ist anzuerkennen, daß durch diese Versuche die Frage der Schottstärke ihrer Lösung wesentlich näher gebracht worden ist.

W a s s e r d i c h t e L ä n g s s c h o t t e , w a s s e r d i c h t e D e c k s , d o p p e l t e H a u t .

Gleichfalls unentschieden blieb in London die Frage der Bewertung der wasserdichten Längsschotte, wasserdichten Decks und doppelten Haut, obwohl sie zu einer ausgedehnten und lebhaften Aussprache Anlaß gab. Insbesondere wurde die Frage erörtert, ob den Längsschotten und wasserdichten Decks eine so große Bedeutung für die Schwimmfähigkeit des Schiffes beigelegt werden kann, daß es sich empfiehlt, ihre Anwendung durch eine Prämie anzuregen, die in einer Ver-

längerung der mit solchen Längsunterteilungen versehenen Hauptabteilungen bestehen könnte.

Schon die erste deutsche Schottkommission hatte die Ansicht vertreten, daß ein *Mittellängsschott*, wie es in Maschinenräumen vielfach gebräuchlich ist und bei Maschinenhavarien auch außerordentlich nützlich sein kann, im Fall einer Leckage des Maschinenraums eine direkte Gefahr für das Schiff bedeutet. Die Überflutung eines seitlichen Maschinenraumes kann eine gefährliche Schlagseite des Schiffes verursachen. Deshalb ist für unsere Passagierdampfer, die mit einem Längsschott im Maschinenraum versehen sind, die Betriebsvorschrift erlassen, daß im Längsschott große Türen anzuordnen sind, die während der Reise offen sein müssen, damit etwaiges Leckwasser auf die unversehrte Seite überfließen und so eine größere Schlagseite vermieden werden kann.

Diese Mittellängsschotte im Maschinenraum unserer Schnelldampfer haben also nicht die Aufgabe, zur Erhöhung der Schwimmfähigkeit des Schiffes beizutragen, sondern sollen nur die Möglichkeit schaffen, im Havariefalle eine der Maschinen betriebsfähig zu erhalten.

Es ist demnach ganz ausgeschlossen, daß auf die Anwendung solcher Mittellängsschotte eine Vergünstigung in Gestalt einer Verlängerung der Querabteilung erteilt werden kann.

In bezug auf die *seitlichen Längsschotte*, die hauptsächlich als Bunkerwände zur Anwendung kommen, hat schon zu einer Zeit, als die Längsunterteilung der „Lusitania“ und „Mauretania“ noch von manchen Fachgenossen hoch gepriesen wurde, die deutsche Schottkommission den Standpunkt vertreten, daß sie nur nützlich sein können als Schutz der Kessel gegen direkte Beschädigung durch das rammende Schiff, daß sie aber mit Rücksicht auf die bei der Überflutung entstehende Schlagseite von zweifelhaftem Wert sind und unter Umständen sogar eine Gefahr für das Schiff bilden, namentlich, wenn sie wasserdicht hergestellt werden. Die „Empreß of Ireland“ hat die Richtigkeit dieser Auffassung später bestätigt, hat aber zugleich auch gezeigt, daß die Gefährlichkeit der Längsschotte noch erheblich unterschätzt worden ist. Ihre Vorteile kommen nur bei leichten Beschädigungen der Außenhaut zur Geltung. Bei großen Leckagen werden die Seitenabteilungen, auch wenn sie nicht wasserdicht sind, in wenigen Sekunden überflutet, und es tritt augenblicklich eine große Schlagseite ein, die das Schiff in Gefahr bringt, etwa dadurch, daß offenstehende Seitenfenster unter Wasser kommen. Diese augenblickliche große Schlagseite muß vermieden werden.

Die Erfahrungen, die wir mit der „Empreß of Ireland“ sowie mit der „Lusitania“ und manchen anderen von Unterseebooten versenkten Schiffen gemacht

haben, veranlassen uns, die Gefahren, die den Schiffen aus ihren Längsschotten entstehen können, noch mehr als bisher einzuschränken. Sollen aus irgendeinem Grunde Seitenabteilungen eingebaut werden, so sind sie nach Möglichkeit zu verkleinern. Die Längsschotte sind nahe an die Außenhaut heranzurücken, und durch den Einbau von wasserdichten Querschotten sind möglichst viele Einzelzellen zu schaffen. Diese sollten auch mit den ihnen gegenüberliegenden Zellen durch Kanäle von hinreichend großem Querschnitt so verbunden werden, daß durch sie ein selbsttätiges Gegenfluten ermöglicht wird. Das letztere wird allerdings nur dann in wirksamer Weise stattfinden, wenn eine größere Schlagseite des Schiffes überhaupt nicht eintritt. Mit Hilfe der Stabilität sind diese Fragen sorgfältig zu prüfen. Stets aber muß in erster Linie angestrebt werden, Längsschotte überhaupt zu vermeiden. Ein Einfluß auf die Querunterteilung des Schiffes kann den Längsschotten unter keinen Umständen zugebilligt werden.

Die wasserdichten Decks können nützlich sein, wenn das Leck darunter liegt, sie sind ohne Nutzen, wenn sie selbst mitbeschädigt werden, und sie sind gefährlich, wenn das Wasser über ihnen eindringt, weil das Schiff hierdurch zum Kentern gebracht werden kann. Diese Gefahr wird auch nicht dadurch beseitigt, daß das Deck eben über der Tiefladelinie angeordnet wird. Der Untergang der „Empress of Ireland“ hat uns gezeigt, daß schon ein nicht wasserdichtes Deck einem Schiff verhängnisvoll werden kann. Um so weniger ist es berechtigt, die wasserdichten Decks auf Kosten der Querunterteilung zu begünstigen.

Bei der doppelten Haut liegen die Verhältnisse etwas günstiger. Die durch sie gebildeten Räume haben ein geringes Volumen. Durch hinreichend große Verbindungskanäle kann das eindringende Wasser schnell genug auf die andere Schiffsseite geleitet werden, so daß erhebliche Schlagseiten nicht zu befürchten sind. Großen Schaden werden sie also nicht tun, ihr Nutzen ist allerdings auch nur ein sehr bedingter. Die doppelte Haut wird nur dann unbeschädigt bleiben, wenn der Zusammenstoß unter sehr spitzem Winkel erfolgt, seine Wirkung also nicht in die Tiefe geht, sondern eine aufschlitzende ist, wie bei der „Titanic“. Eine Anrechnung auf die Hauptabteilungen ist auch hier unzulässig.

Nach dem Vertrage muß über diese Fragen später eine Einigung unter den Vertragsstaaten herbeigeführt werden. Es ist zu hoffen, daß die inzwischen gemachten Erfahrungen die Verständigung beschleunigen werden.

Schotteinteilung von Schiffen geringerer Länge.

Zu den Fragen, über die noch weitere Untersuchungen angestellt werden

müssen, bevor über sie eine Verständigung der Vertragsstaaten erzielt werden kann, gehört auch die im Art. 30 unter 2. aufgeführte

„Schotteinteilung, die den Schiffen von geringerer Länge als im Art. VIII des Reglements angegeben ist, den praktisch erreichbaren höchsten Sicherheitsgrad verleiht“.

Die Bestimmungen des Vertrages setzen als geringste Länge für die eine Grenzattung 90 m und für die andere Gattung 79 m fest. Für alle dazwischen liegenden Schiffe ist die Grenzlänge, wie wir gesehen haben, durch Interpolation nach der durchschnittlichen Flutbarkeit zu bestimmen. Offen ist die Frage, was mit den Schiffen von geringerer Länge geschehen soll.

Die Untersuchung dieser Frage durch unsere Kommission ist noch nicht so weit gediehen, daß ich schon jetzt darüber Mitteilungen machen kann. Aber ich möchte wenigstens der Hoffnung Ausdruck geben, daß es gelingen wird, denjenigen kleineren Schiffen, die ausschließlich dem Passagierdienst gewidmet sind, wie den Bäder-, Exkursions- und Postdampfern eine Schotteinteilung zu geben, die ihnen die Schwimmfähigkeit nach den Bedingungen des Vertrages verleiht.

IV. Zusammenfassung und Schlußwort.

Zusammenfassend kann ich die Vorschriften des Londoner Vertrages, soweit sie die Schotteinteilung des Schiffes betreffen, wie folgt kennzeichnen:

Für ihre Gestaltung und Wirkung waren die deutschen Erfahrungen grundlegend.

Von den Grundsätzen der deutschen Schottvorschriften sind die folgenden in den Vertrag aufgenommen:

- die Rücksicht auf den Verwendungszweck,
- die Tauchgrenze,
- die zusätzliche Unterteilung des Vorschiffes,
- die Behandlung der Stabilität, Grenzlänge von 28 m,
- die maßgebliche Anwendung der Kurvenmethode.

An Stelle der ideellen und wechselnden Flutbarkeiten der deutschen Vorschriften wurden der Wirklichkeit angepaßte feste Werte für sie aufgestellt und als Ausgleich eine planmäßige Verkleinerung der Abteilungen vorgeschrieben. Dieses Verfahren sowie die eingeführte gleichmäßige Steigerung der Anforderungen müssen als eine Verbesserung gegenüber den deutschen Vorschriften anerkannt werden.

Andererseits haben die neuen Vorschriften den Nachteil, daß ihr Verfahren zur Bestimmung der Schotteinteilung umständlicher ist als das alte. Die dadurch

erzielte größere Genauigkeit ist aber keineswegs die Ursache der den neuen Vorschriften innewohnenden größeren Sicherheit. Diese ist lediglich durch entsprechende Wahl der maßgebenden Faktoren gewonnen worden.

Ich habe meine Ausführungen darauf beschränken müssen, Ihnen ein Bild der neuen Vorschriften zu geben, soweit sie für die [Schotteinteilung maßgebend sind, und habe auf die Würdigung der zugehörigen vielen Einzelbestimmungen verzichten müssen. Diese Bestimmungen, von denen ich nur diejenigen hervorheben möchte, die sich auf die Anordnung, Art und Handhabung von wasserdichten Türen, Ventilen, Seitenfenstern und sonstigen Verschlußvorrichtungen der in den Schotten und in der Außenhaut befindlichen Öffnungen beziehen, sind überaus wichtig und umfassen zehn der umfangreichsten Artikel des Vertrages. Als besonders wertvoll erscheinen die Vorschriften über die Übungen, die auf jedem Passagierdampfer während der Fahrt regelmäßig, zum Teil sogar täglich, mit den genannten Verschlußvorrichtungen vorgenommen werden müssen. Sie sollen nicht nur dazu beitragen, daß diese Vorrichtungen stets sicher funktionieren, sondern sie sollen auch die Besatzung immer wieder auf die außerordentliche Bedeutung dieser Vorrichtungen hinweisen. Denn bei aller Vollkommenheit der Einrichtungen, die dem Schiffe mitgegeben werden, kommt es letzten Endes doch darauf an, daß sie im Augenblick der Gefahr von einer pflichtgetreuen Besatzung auch richtig bedient werden.

Nach allem glaube ich aussprechen zu dürfen, daß, wer den Vertrag vorurteilsfrei prüft, seinen Urhebern die Anerkennung nicht versagen kann, daß sie gewissenhaft gearbeitet haben. Nach meiner Überzeugung sind die neuen Schottvorschriften auch geeignet, die Sicherung der Schwimmfähigkeit der Passagierdampfer wesentlich zu fördern. Daß aber in dieser für die Schifffahrt so wichtigen Frage Deutschland allen übrigen Staaten vorangegangen war und dank seiner überlegenen Erfahrung auf die Gestaltung der Schottvorschriften des internationalen Vertrages maßgebenden Einfluß gewinnen konnte, darf uns mit besonderer Befriedigung erfüllen.

Diskussion.

Herr Geh. Regierungsrat Professor F l a m m - Berlin:

M. H., das hier behandelte Thema hat sowohl für die Schifffahrt wie für den Schiffbau die größte Wichtigkeit. Es ist in Amerika im Dezember vorigen Jahres in der Society of Naval Architects and Marine Engineers in New York behandelt worden und im März dieses Jahres in London in der Institution of Naval Architects. Wir können dem Herrn

Vortragenden außerordentlich dankbar sein, daß er nunmehr hier in unserer Deutschen Schiffbautechnischen Gesellschaft dieselbe Sache zur Diskussion gestellt hat.

Es sei mir gestattet, zu dem Vortrage einige Bemerkungen zu machen. Wenn ich dieselben ziemlich lapidar halte, dann tue ich das mit Rücksicht auf die kurze, für die Diskussion zur Verfügung stehende Zeit, obgleich ich es bedauern muß, daß bei einer so außerordentlich wichtigen Frage die Diskussion in Grenzen gezwängt ist. Ich werde also nach Möglichkeit Ihre Zeit nicht zu sehr in Anspruch nehmen.

Zunächst muß ich den Herrn Vortragenden bitten, auf Seite 118 doch in Zukunft die Bezeichnung „Schnelldampfer“ und „Fracht-Passagierdampfer“, wie er das auch im weiteren Teil seines Vortrags getan hat, ganz aus den Betrachtungen herauszulassen, weil wir gar nicht in der Lage sind, diese Schiffe gegeneinander abzugrenzen. Es ist ja wohl auch die Absicht der Kommission, jene Bezeichnungen in Zukunft zu vermeiden.

Dann ist auf Seite 119 gesagt, daß in den alten deutschen Vorschriften die leeren Räume bei der Schottkurve zugrunde gelegt worden sind. Das ist nur in gewissem Maße richtig, insofern, als die alten Vorschriften sagen: von Schiffen von einer Länge von 180 m aufwärts werden nur 5 % abgezogen — für alle Räume *nota bene* —, von 150 bis 180 m 16⅓ % Abzüge und darunter 33⅓ % Abzüge. Es ist auf diese Sache wohl durch den Zusatz des Vortrages Bezug genommen worden: „Soweit die Größe und Art der Schiffe die Durchführung dieser Forderung zulassen.“

Dann ist hier weiter von Kohlenbunkern und von Doppelböden gesprochen worden. Ich möchte darauf hinweisen, daß es bei einem Leck gerade für die Stabilität von der außerordentlichsten Wichtigkeit ist, den Doppelboden im Bereiche des lecken Teiles nicht dicht zu halten, sondern möglichst zu überfluten. Es geht das auch schon aus den Bemerkungen hervor, die der Herr Vortragende über die wasserdichten Decks gemacht hat. Er hat gesagt: wenn über dem wasserdichten Deck Wasser steht, dann werde dadurch die Stabilität des Schiffes bedeutend gefährdet. Das ist natürlich beim Doppelboden, der mit seinem Deck etwas tiefer liegt, vom Standpunkte der Mechanik aus genau dasselbe.

Dann möchte ich einige Worte zu dem Punkte: „Zulässige Länge“ sagen. Die „zulässige Länge“ ist, wie Sie gehört haben, aus der „flutbaren Länge“ durch den Abteilungs-faktor ermittelt. Es ist bei diesem Abteilungs-faktor nun so vorgegangen, daß erst bei einem Schiff von 174 m Länge — ich nehme hier die Fracht- und Passagierdampfer — bzw. 150 m Länge, bei den eigentlichen Passagierdampfern das Zwei-Abteilungsschiff eintritt.

Ich muß sagen, wir haben einen solchen Abteilungs-faktor schon in den früheren Vorschriften gehabt. Wir hatten in den früheren Vorschriften überall den Abteilungs-faktor 1 bis zu der Länge der Schiffe von 120 m bzw. 150 m. Von da an war der Abteilungs-faktor durchweg 0,5, denn es hieß, dann dürfen zwei nebeneinander liegende Räume leck werden. Infolgedessen waren die früheren Vorschriften so gestaltet, daß in die Kurve ein Sprung kam, der jetzt vermieden ist. Allerdings hatten die früheren Vorschriften bezüglich der Flutbarkeit einen etwas anderen Wert, als er heute zugrunde gelegt ist, und es wird zu entscheiden und festzustellen sein, wie die Flutbarkeit in den alten Vorschriften und in den neuen Vorschriften sich unterschiedlich charakterisiert.

Ich möchte das an dem Bild der Figur 2 des Herrn Vortragenden zeigen.

In der Abb. 1 stellt die Kurve *a b c d e f* den Abteilungs-faktor für „Schnelldampfer“ der alten Vorschriften dar; bis 120 m ist er 1,00, von da ab bis zu allen Größen 0,5. Also bei 120 m fängt das Zwei-Abteilungsschiff an; die Kurve *a h l g q r* stellt für alle Schiffe die flutbare Länge dar; in den alten Vorschriften wird die konstante Ordinate dieser Kurve beim 120 m-Schiff halbiert; es können also hier Schotte getroffen werden, d. h. zwei nebeneinander liegende Räume gleichzeitig leck werden.

Die Kurve hdk stellt den Verlauf des Abteilungsfaktors der neuen Vorschriften für Passagierschiffe dar; erst bei 149 m Länge beginnt jetzt das Zwei-Abteilungsschiff. Freilich sind die Abzüge der alten und neuen Vorschriften voneinander verschieden, allein bei gründlicher Prüfung ist der Unterschied nicht so groß, daß man durchaus bei den neuen Vorschriften hinsichtlich der Sicherheit ihm den Vorzug geben müßte. Sieht man von diesem Unterschied ab und zeichnet, wie es sich gehört, die Kurve des Abteilungsfaktors für zwei lecke Räume, so erhält man die Kurve mng für Passagierschiffe, und nun erkennt man sofort:

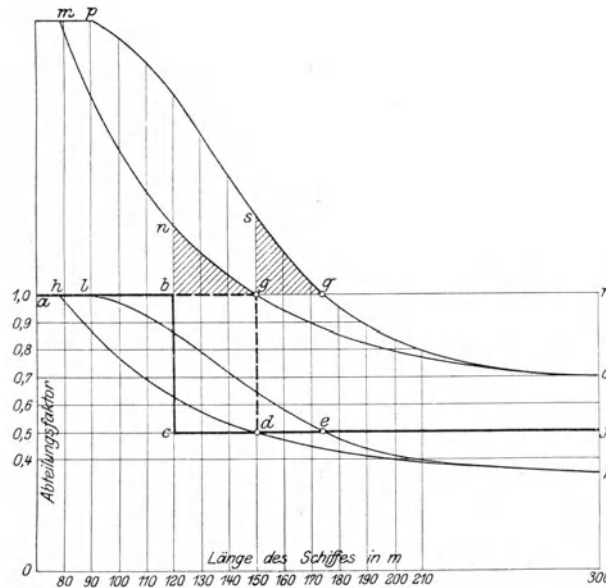


Abb. 1.

1. daß, wenn die Abzüge der neuen Vorschriften richtig sind, alle Passagierschiffe unter 149 m Länge unweigerlich wegsinken müssen, sobald ein Schott getroffen wird, also zwei nebeneinander liegende Räume leck werden,
2. daß die Schiffe von 149—120 m nach den alten Vorschriften sicherer sind, als die nach den neuen, denn bei den alten Vorschriften beginnt das Zwei-Abteilungsschiff schon bei 120 m Länge. Diese Schiffe sind gekennzeichnet durch das schraffierte Stück nbg .

Analog das gleiche gilt für die Fracht- und Passagierschiffe; hier stellt die Kurve $agdef$ den Abteilungsfaktor der alten Vorschriften dar; das Zwei-Abteilungsschiff beginnt schon bei 150 m. Für die neuen Vorschriften stellt die Kurve lek den Abteilungsfaktor dar; das Zwei-Abteilungsschiff beginnt erst bei 174 m Länge, und alle Schiffe unter 174 müssen unweigerlich nach den neuen Vorschriften wegsinken, falls zwei nebeneinander liegende Räume gleichzeitig leck werden, was bei den alten Vorschriften erst beim 150 m langen Schiff eintrat.

Die Kurve des neuen Abteilungsfaktors für zwei lecke Abteilungen ist dargestellt durch den Zug $psqo$, und wiederum zeigt die schraffierte Fläche sgq die Schiffe an, die nach den neuen Vorschriften ungünstiger dastehen als nach den alten.

Ich habe dann auch das Bild Abb. 4 des Vortrages nach diesem Gesichtspunkte konstruiert. Das hier dargestellte Schiff ist zweifellos ein sehr großes Schiff, denn sonst

wären nicht so viel Schotten darin. Gezeichnet ist hier die Kurve der „flutbaren Länge“, also die Kurve für zwei lecke Räume, daneben dann die Kurve der zulässigen Länge, aber, m. H., immer nur für **einen** Raum. Und es ist doch wohl anzunehmen, daß bei einem solchen großen Schiff, wenn es in Kollision kommt, auch ein Schott getroffen werden kann! Wenn das der Fall ist, dann muß man doch auch die Kurve der zulässigen Länge nicht für nur **einen** Raum, sondern auch für **zwei** Räume eintragen, und das habe ich in meinem Abb. 2 getan, und nun liegen beide Kurven der flutbaren und zulässigen Länge dicht beieinander. Aber wir sind immerhin auf der sicheren Seite.

Ich habe nun noch ein paar Worte über die Stabilität hinzuzufügen. Von der Stabilität sagt der Herr Vortragende zwei Dinge, erstens, daß sie durch die 28 m Länge der flutbaren Räume gefaßt wird, und zweitens, daß es schwierig sei, die Stabilität des lecken Schiffes in die Betrachtungen hineinzuziehen, vor allem auch durch staatliche Vorschriften zu sichern. Ich bin der Meinung, daß es möglich ist, nach dieser Richtung hin eine gewisse Erleichterung doch zu schaffen.

Zunächst zu der 28 m Länge! M. H., wenn das heißen soll, daß durch die Begrenzung der Raumlänge auf 28 m die Stabilität in allen Fällen gesichert sei, dann bedauere ich, dem nicht zustimmen zu können. Ich habe hier einmal, um einen für meine Auffassung außerordentlich ungünstigen Fall zugrunde zu legen, ein kurzes Beispiel berechnet, dessen Resultat ich Ihnen hier geben will.

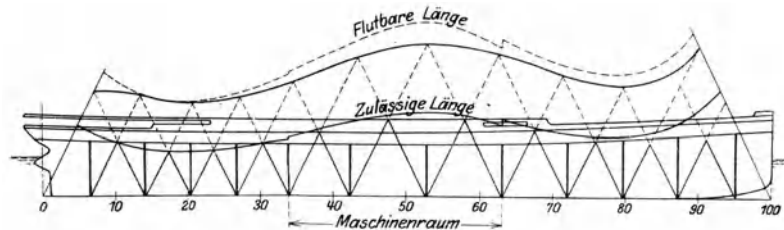


Abb. 2.

Ich habe ein Parallelepipedon von 250 m Länge, 30 m Breite und Tiefgängen von 8, 10 und 12 m. Dann habe ich das Leck 28 m, 56 m und 66 m lang angenommen. Die metazentrische Höhe ist stets zu 300 mm gewählt. Dann ergeben sich folgende Werte:

1. T = 8 m: Leck = 28 m, $MG_{\text{leek}} = -0,245$ m,
 „ = 56 m, $MG_{\text{leek}} = -0,650$ m,
 „ = 66 m, $MG_{\text{leek}} = -0,740$ m;
2. T = 10 m: Leck = 28 m, $MG_{\text{leek}} = +0,090$ m,
 „ = 56 m, $MG_{\text{leek}} = +0,065$ m,
 „ = 66 m, $MG_{\text{leek}} = +0,113$ m;
3. T = 12 m: Leck = 28 m, $MG_{\text{leek}} = +0,356$ m,
 „ = 56 m, $MG_{\text{leek}} = +0,632$ m,
 „ = 66 m, $MG_{\text{leek}} = +0,802$ m.

Die 28 m-Länge deckt also die Stabilität nicht.

M. H., dies bloß nebenbei!

Die Stabilität glaube ich dadurch fassen zu können, daß ich zu der Erkenntnis gelangt bin, daß für jedes Schiff, für jeden schwimmenden Körper ein gewisser kritischer Tiefgang besteht, ein Tiefgang, der so liegt, daß, wenn er unterschritten wird, also wenn das Schiff flacher liegt, die Stabilität im Falle eines Lecks, stets abnehmen muß, im Falle aber, daß der kritische Tiefgang überschritten wird, daß das Schiff also tiefer

liegt, dann die Stabilität des lecken Schiffes stets zunehmen muß, und zwar mit zunehmender Lecklänge. Diesen kritischen Tiefgang, diese Wirkung habe ich seinerzeit vor drei Jahren in meinem Vortrage in den Satz gefaßt: Wenn bei einem Leck infolge Tiefertauchens des Schiffes der Deplacementsschwerpunkt schneller nach oben wandert als das Breitenmetazentrum infolge Reduktion des Breiten-Trägheitsmomentes der Schwimmbene sinkt, beides bezogen auf den Systemschwerpunkt, dann nimmt die Anfangsstabilität des lecken Schiffes zu; im umgekehrten Falle nimmt sie ab. Ich habe die Sache weiter durchforscht und, wie die Herren, die den „Schiffbau“ gelesen haben, vielleicht auch daraus entnommen haben, im ganzen 540 verschiedene Körper untersucht, deren Länge von 200, 250, 300, 350 m Länge variierte, deren Breiten variierten, ebenso wie die Tiefgänge, und die Völligkeitsgrade, wobei die Abzüge einmal ganz unter Wasser lagen und dann gleichmäßig in die Wasserlinie hineinragten, so daß im ganzen 540 verschiedene Fälle sich ergaben. Ich habe das Resultat in zahlreichen Diagrammen in Heft 2 und 3, Jahrgang 16 des „Schiffbau“ zusammengestellt, wo sie eingesehen werden können.

Aus den Diagrammen folgt, daß man mit Leichtigkeit für jede Schiffslänge und jeden Völligkeitsgrad, ferner für alle Abzüge denjenigen Tiefgang sofort abgreifen kann, der als „kritischer Tiefgang“ eine ganz bestimmt gewollte Anfangsstabilität beim Leck ergibt, ferner daß man aus den Metazenterkurven für jede beliebig angenommene Metazenterhöhe des intakten Schiffes und jede beliebig gewollte Höhe des lecken Schiffes lediglich durch Verschieben der Nulllinie die entsprechende Tiefgangskurve absetzen kann. Ich habe das beispielsweise getan für die Annahme, daß beim intakten und lecken Schiff die Metazenterhöhen beide gleich groß = 100 mm sein sollen, ferner für die beliebige Annahme, daß beim intakten Schiff ein MG. = 500 mm und beim lecken Schiff noch ein solches von + 200 mm vorhanden sein soll unter ebenso beliebig gewählter Annahme der Lage der Abzüge. Natürlich erhält man nur die Anfangsstabilität, nicht die Stabilität für endliche Neigung, wie in jener Veröffentlichung im „Schiffbau“ gesagt. Die endliche Stabilität ist für solche Fälle in meinem Vortrag in dieser Gesellschaft vor drei Jahren gerechnet und berücksichtigt.

Diesen „kritischen Tiefgang“ halte ich für einen möglichen Weg, auf dem die Stabilität des lecken Schiffes gesichert werden kann, und zwar wächst die Stabilität, wenn der Tiefgang richtig gewählt ist, mit der Größe des Leckes.

Die Reedereien und auch die Werften können meiner Ansicht nach die Länge der flutbaren Schottenkurve auch im Maschinenraum über die 28 m hinaus voll ausnutzen, sie werden die Stabilität des lecken Schiffes dadurch nicht gefährden.

Das ist, glaube ich, durch diese Sache, die ich kurz andeuten wollte, nachgewiesen.

M. H., dann möchte ich noch eine kleine Bemerkung an Seite 129 anschließen, wo der Herr Vortragende über das Kentern der Kriegsschiffe spricht. Er sagt da, daß, wenn die Schiffe kentern, es nicht auf Mangel an Stabilität zurückzuführen ist. Der Meinung bin ich nicht. Ich glaube, wenn ein Schiff kentert, dann ist es eben unstabil; sonst würde es nicht kentern. Es ist nur die Ursache noch näher zu präzisieren, und da läßt sich natürlich einstweilen nicht viel sagen, weil es nicht möglich ist, die genauen Daten und die genauen Verhältnisse des Unterganges zu beschaffen. Ich bin allerdings der Meinung, daß es möglich sein wird, auch da die Sicherheit der Schiffe zu erzielen oder vielmehr das Kentern zu beseitigen, wenn man einen kritischen Tiefgang auch hier einführt und ermittelt; das ist ohne weiteres klarzustellen.

Dann würde ich dem Herrn Vortragenden dankbar sein, wenn er die Formel auf Seite 131 besonders die Koeffizienten, ableiten würde. Ich konnte augenblicklich in der kurzen Zeit nicht erkennen, wie sie entstehen.

Was nun die Berücksichtigung der Form des Schiffes auf Seite 133 und den folgenden Seiten anlangt, so bin ich über diese Fassung außerordentlich erfreut. Sie werden sich alle entsinnen, daß ich vor drei Jahren in meinem Vortrage die Bitte ausgesprochen habe, die Form der Schiffe bei den Schottenkurven mehr zu berücksichtigen. Das ist hier geschehen, und so ist der Wunsch, den ich damals geäußert habe, erfüllt.

Was nun die Längsschotten anlangt, so stehe ich ja auch jetzt auf dem Standpunkte, wie ich das vor 2½ Jahren in der Öffentlichkeit ausgesprochen habe, daß die Längsschotten nur dann eine Berechtigung haben und keine Gefahr für das Schiff kennzeichnen, wenn die Räume beiderseits miteinander kommunizieren. Eine diesbezügliche Veröffentlichung ist von Schumann im Jahre 1913 im „Schiffbau“ schon gegeben worden. Der kritische Tiefgang sichert die Schiffe vor dem Kentern. Den Unfall der „Empress of Ireland“ möchte ich nicht ganz so scharf bewerten, wie es der Herr Vortragende getan hat. Erstens haben die meisten Schiffe sowieso Längsbunker, zweitens war das Schiff auf der Ausfahrt, die Bunker waren also voll mit Kohle. Ich glaube auch nicht so ohne weiteres, daß die metazentrische Höhe 1,07 m betragen habe. Es ist sehr schwer, bei einem Schiff, wenn es nicht unmittelbar vor der Ausfahrt gekrängt worden ist, nachher zu ermitteln, wie groß die metazentrische Höhe gewesen ist. Bei den hohen Aufbauten, die die Passagierschiffe heute haben, die ich nicht für sehr zweckmäßig halte, ist es außerordentlich erschwert, eine so große metazentrische Höhe von 1,07 m zu schaffen.

Dann noch eine kleine Bemerkung zu Seite 138. Da sagt der Herr Vortragende, daß voraussichtlich über die Frage verhandelt werden müsse, ob die über dem Schottdeck liegenden Räume in die Flutbarkeit aufgenommen werden sollen oder nicht. Da möchte ich hinzufügen, wenn das geschieht, dann würde es wohl auch zweckmäßig sein, die Schotten durch diese Räume durchzuführen, denn sonst sinken die Schiffe doch ab.

Nun, die Zusammenfassung des Herrn Vortragenden zeigt ja, daß, wenn auch die ursprünglichen Schottvorschriften aus England stammen, wir Deutschen die einzige Nation gewesen sind, die diese Schottvorschriften vorgeschrieben und eingeführt hat, und daß deshalb unsere Erfahrungen maßgebend sein konnten und auch Gott sei Dank maßgebend gewesen sind. Das ist für uns Deutsche gerade in der jetzigen Zeit ein erhebendes Empfinden. Und daß dem der Herr Vortragende Ausdruck gegeben hat, das wird wohl auch aus Ihrer aller Herzen gesprochen sein.

Nachsatz. Nach dem Vortrage habe ich meine Darlegungen hinsichtlich des Einflusses des kritischen Tiefganges auf die Leckstabilität durch Versuche an dem Modell eines großen Fracht- und Passagierdampfers einwandfrei erwiesen. Es zeigte sich, daß das Schiff bei gleichzeitigem Leckwerden zweier benachbarter Abteilungen stabiler wurde, als intakt, wenn es den kritischen Tiefgang überschritten hatte, daß es aber beim Leckwerden derselben Abteilungen und derselben metazentrischen Höhe des intakten Zustandes unstabil wurde, wenn es den kritischen Tiefgang unterschritten hatte. Vor zahlreichen Besuchern der Tagung wurde der Versuch wiederholt ausgeführt und damit bewiesen, daß die 28-m-Länge des Vortragenden die Stabilität beim Leck nicht deckt, sondern daß diese Stabilität durch Einhalten des kritischen Tiefganges gesichert wird.

Herr Direktor Professor Pagel - Berlin (Schlußwort):

Meine Herren, auch ich werde mich bemühen, im Lapidarstil zu sprechen und hoffe, denselben Erfolg zu haben wie Herr Geheimrat Flamm. (Heiterkeit.)

Die Unterscheidung zwischen Schnelldampfern und Frachtpassagierdampfern ist in Zukunft hinfällig, weil wir das Kennzeichen des Verwendungszweckes eingeführt haben,

durch das eine exakte zahlenmäßige Unterscheidung aller Gattungen, die überhaupt vorkommen, möglich ist.

Herr Geheimrat Flamm hat dann versucht, nachzuweisen, daß die Wirkung der neuen Schottvorschriften hinter der der alten Vorschriften zurückbleibt und hat diesen Versuch durch einen Vergleich der alten und neuen Vorschriften lediglich an Hand des Abteilungs-faktors 0,5 gemacht. Ein solches Verfahren führt nicht zum Ziel. Die Schottstellung ist nicht allein vom Abteilungs-faktor abhängig, sondern auch zugleich von der Flutbarkeit. Beide Faktoren dürfen nicht voneinander getrennt werden. Wenn man also sagt, daß der Abteilungs-faktor 0,5 nach den alten Vorschriften bereits auf Schiffe von 150 m Länge angewandt wurde und jetzt erst auf Schiffe, die mindestens 174 m lang sind, muß man zugleich hinzufügen, daß die frühere Bedingung der Flutbarkeit eine andere war als heute. Früher hatten diese Schiffe eine Flutbarkeit von 66⅔%, wie es auch Herr Geheimrat Flamm angedeutet hat. Meine Herren, diese Flutbarkeit wird bereits erreicht von Schiffen, die keine oder nur ganz wenige Passagierräume unter dem Schottdeck haben, denn 60% ist die Flutbarkeit der Laderäume und 95% die der Doppelböden, die in allen Fällen vorhanden sind. Die neue Flutbarkeit steht nicht fest, weil sie in jedem Falle erst aus den vorhandenen Flutbarkeiten der einzelnen Räume ermittelt werden muß. Aber erfahrungsgemäß liegt die Flutbarkeit der Schiffe von ungefähr 150 m, die hier in Frage kommen, um 80% herum, und in dieser höheren Flutbarkeit liegt der Ausgleich und die Erklärung dafür, daß die neuen Zweiabteilungsschiffe erst mit 174 m beginnen.

Dann hat Herr Geheimrat Flamm ein Lichtbild vorgeführt, das die Abbildung 4 mit der verdoppelten Kurve der zulässigen Länge darstellt. Ich glaube, Herr Geheimrat Flamm ist der Meinung, daß das Fehlen dieser Kurve ein Mangel meiner Abbildung war, und daß in allen Fällen diese Kurve auskonstruiert werden muß. Es ist das nicht der Fall. Es wird in Zukunft das übliche sein, daß man die doppelte Kurve nur dann zeichnet, wenn man sich überzeugen will, ob man ein Zweiabteilungsschiff hat. Ist man darüber von vornherein im klaren, wie in diesem Falle, dann ist es unnötig, diese Kurve zu zeichnen.

Dann komme ich auf die Stabilität, und zwar auf die 28 m-Grenze zu sprechen. Meine Herren, die 28 m-Grenze ist in die Vorschriften hineingekommen aus der bisher allgemein für richtig gehaltenen Auffassung, daß frei bewegliche Wassermassen im Schiffe der Stabilität Abbruch tun und dem Schiff eine Gefahr bringen, und daß diese Gefahr um so größer ist, je größer die Wassermassen, das heißt also: je länger die lecken Abteilungen sind. Wenn Herr Geheimrat Flamm hier nun das Gegenteil behauptet und durch Zahlen nachzuweisen sucht, dann ist entweder die Theorie falsch oder die Rechnungen des Herrn Geheimrats Flamm sind nicht ganz richtig. (Heiterkeit.) Ich bin natürlich außerstande, diese Ableitung hier zu beurteilen und mich dazu zu äußern. Aber ich möchte Herrn Geheimrat Flamm bitten, uns diese Rechnung zur Verfügung zu stellen. Dann werden wir sie in der Kommission nachprüfen. (Herr Geh. Regierungsrat Prof. Flamm: Das soll geschehen!)

Dann sprach Herr Geheimrat Flamm von dem kritischen Tiefgang, durch den er in Zukunft die Stabilität jedes Passagierdampfers sichern will. Meine Herren, ich kann es mir nicht versagen, in diesem Augenblick meiner Genugtuung darüber Ausdruck zu geben, daß die Wünsche des Herrn Geheimrats Flamm, seit er uns seinen Vortrag hier über die Unsinkbarkeit der Schiffe gehalten hat, eine so erfreuliche Wandlung durchgemacht haben. Damals forderte er in jedem einzelnen Falle eine individuelle Leckrechnung und den rechnerischen Nachweis der Stabilität; die Schottkurvenmethode wurde in Acht und Bann getan, sie schematisierte und berücksichtigte die individuellen Eigentümlichkeiten des einzelnen Schiffes nicht. Heute wird nicht nur diese Schottkurvenmethode gebilligt, sondern es wird noch eine zweite Kurvenmethode zur Beurteilung der Stabilität empfohlen. Meine Herren, ich kann nur meiner Freude darüber Ausdruck geben, daß der Kollege Flamm sich auch in

bezug auf die Bewertung der Kurvenmethoden zu meiner Auffassung bekehrt hat. Ich habe nun die hier vorgeführten Ergebnisse der letzten Arbeiten des Herrn Geheimrats Flamm mit großem Interesse verfolgt und habe diese Kurven auch auf unsere größten Schiffe angewandt, für die sie ja in der Hauptsache aufgestellt sind. Dabei ist die Frage zu entscheiden: welches Mindestmaß an Stabilität muß von den Schiffen im lecken Zustande gefordert werden? Diese Frage ist von Herrn Geheimrat Flamm nicht gelöst worden. Er macht nur die verschiedensten Annahmen dafür. Die letzte Annahme, die er seinen Berechnungen zugrunde gelegt hat, ist die, daß die metazentrische Höhe des Schiffes im lecken Zustande 200 mm betragen soll, wenn die Anfangsstabilität des intakten Schiffes 500 mm war. Meine Herren, man muß natürlich hier einwenden, daß die metazentrische Höhe kein hinreichendes Kennzeichen für die Kenterbarkeit eines Schiffes ist. Herr Geheimrat Flamm hat das selbst nachgewiesen durch eine sehr interessante Stabilitätskurve der „Titanic“, die er veröffentlicht hat und die im Anfang negativ verläuft, dann aber sehr ansehnliche positive Werte und damit ein sehr befriedigendes Ergebnis erreicht. Also auch bei negativer Anfangsstabilität ist noch keine Gefahr für das Schiff vorhanden. Man kann daher der Meinung sein, daß man auch mit weniger als 200 mm metazentrischer Höhe auskommt.

Ich habe jedoch die letzte Annahme des Herrn Geheimrat Flamm unseren Untersuchungen zugrunde gelegt und die entsprechenden Kurven auf unsere großen Schiffe „Vaterland“, „Imperator“ und „Columbus“ angewandt. Ich finde, daß der von Herrn Flamm empfohlene Tiefgang bei „Vaterland“ 10,5 m sein soll. Das Schiff hat 11,74 m. „Imperator“ soll 10,25 m haben und hat 11,28 m. „Columbus“ soll 8,5 m haben und hat 10,36 m. Sie sehen also, in allen Fällen ist der von Herrn Geheimrat Flamm empfohlene Mindesttiefgang, der die Stabilität sichern soll, weit überschritten. Die jetzt üblichen Tiefgänge sind so groß, daß auch für noch wesentlich größere Schiffe, als wir jetzt haben, die Stabilität gesichert ist.

Wir sind nun dahingelangt, daß wir in bezug auf die bei unseren Schiffen gefundenen Stabilitätsverhältnisse einig sind. Aber in den Schlußfolgerungen, die Anwendung dieser Kurven betreffend, gehen wir wieder auseinander. Herr Geheimrat Flamm empfiehlt trotz dieser günstigen Ergebnisse die Anwendung seiner Kurvenmethode zur Untersuchung der Stabilität. Er sagt: Es kann Schiffe geben, die doch bedenkliche Stabilitätsverhältnisse haben. Ich schließe aus den Ergebnissen etwas anderes, nämlich, daß es Herrn Geheimrat Flamm nicht gelungen ist, auch nur an einer Stelle einen vorhandenen Mangel an Stabilität nachzuweisen, und daß deshalb ein Bedürfnis für eine behördliche Kontrolle der Stabilität nicht vorliegt. Ich stehe auch heute noch auf dem Standpunkt, den ich von Anfang an vertreten habe, daß eine Gefahr für die Schifffahrt in der Stabilitätsfrage nicht besteht.

Dann hat Herr Geheimrat Flamm von der „Empress of Ireland“ gesprochen und hat gesagt, man könnte bei Längsunterteilungen die Stabilität groß genug machen. Ich bin der Meinung, daß man die Stabilität bei Längsabteilungen, wenn sie sehr breit sind, niemals so groß machen kann, daß die Gefahr des Kenterns dadurch beseitigt wird.

Was dann die Formel betrifft, so würde ich Sie langweilen, meine Herren, wenn ich sie hier ableiten würde. Sie ist sehr einfach aus der von mir im Vortrage angegebenen Bedingung zu entwickeln, daß die flutbare Länge mit dem reziproken Wert der Flutbarkeit variiert. Ich bin aber sehr gern bereit, die Ableitung dem Drucker zur Verfügung zu stellen, so daß sie in die Diskussionsrede eingefügt werden kann.

Aus den für verschiedene Flutbarkeiten berechneten Kurven der flutbaren Längen ergibt sich, daß die flutbaren Längen im umgekehrten Verhältnis mit den Flutbarkeiten variieren, und zwar kann innerhalb der Grenzen der Flutbarkeiten, zwischen denen wir zu interpolieren haben, die Zu- und Abnahme der flutbaren Längen als geradlinig angenommen werden.

Werden die reziproken Werte der Flutbarkeiten 95 und 80 als Abszissen aufgetragen und die zugehörigen flutbaren Längen l_{95} und l_{80} in den Endpunkten als Ordinaten errichtet, so ergibt sich nachstehende Abbildung, mit deren Hilfe für eine zwischen 95 und 80 liegende Flutbarkeit x_1 die zugehörige flutbare Länge l_{x_1} wie folgt ermittelt werden kann:

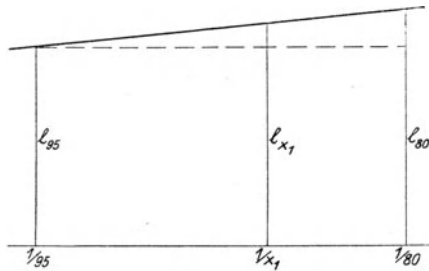


Abb. 3.

$$l_{x_1} = l_{95} + (l_{80} - l_{95}) \cdot \frac{\frac{1}{x_1} - \frac{1}{95}}{\frac{1}{80} - \frac{1}{95}}$$

$$= l_{95} + (l_{80} - l_{95}) 5,33 \left(\frac{95}{x_1} - 1 \right).$$

Es hat mich gefreut, daß Herr Geheimrat Flamm bestätigt, daß er über den Wert der Längsschotte jetzt auch mit mir einig ist.

Das letzte, was Herr Geheimrat Flamm vorbrachte, war der Gedanke, daß, wenn in Zukunft bei der internationalen Vereinbarung des Kennzeichens die Flutbarkeit auch der über dem Schottdeck vorhandenen Aufbauten berücksichtigt werden soll, es erforderlich wäre, die Schotte in diese Aufbauten hineinzuführen. Das ist nicht durchführbar. Herr Geheimrat Flamm verkennt den eigentlichen Sinn dieser Wendung. Es kommt nämlich darauf an, ob, wie die Engländer es gemacht haben, sämtliche Aufbauten, nicht nur die Decks, sondern auch die Deckshäuser, mit in die Flutbarkeit hineinbezogen werden sollen. Selbstverständlich kann man da keine Schotte hineinführen.

Ich habe dann nur noch der Versammlung meinen Dank für das Interesse auszusprechen, mit dem sie meinen Ausführungen gefolgt ist. (Lebhafter Beifall.)

Zum Nachsatz. Die von Herrn Geheimrat Flamm vorgeführten Versuche haben auch nur bestätigen können, was durch Rechnung hinreichend nachweisbar ist, daß eine größere Menge Leckwasser eine größere metazentrische Höhe zur Folge haben kann. Die metazentrische Höhe ist aber, wie oft genug betont worden ist, für die Kenterbarkeit eines Schiffes, auf die es hier ankommt, nicht maßgebend. Deshalb haben weder die Versuche des Herrn Geheimrats noch seine Rechnungen, die mit der Bestimmung einer metazentrischen Höhe abschließen, die Beweiskraft, die er ihnen immer noch beimißt.

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

Meine Herren! Wie Herr Geheimrat Flamm hervorgehoben hat, können wir stolz darauf sein, daß auf der internationalen Konferenz in London die deutschen vom Germanischen Lloyd aufgestellten Schottvorschriften als Grundlage für die demnächst zu erlassenden internationalen Bestimmungen gedient haben. Wir gehen wohl nicht fehl, wenn wir annehmen, daß Herr Professor Pagel die Hauptarbeit dabei geleistet hat, und ich spreche ihm hierfür sowie für seinen außerordentlich klaren Vortrag im Namen der Versammlung unseren wärmsten Dank aus. (Lebhafter Beifall.)

X. Material-Untersuchungen unter besonderer Berücksichtigung der Turbinenschaufelmaterialien, ausgeführt im Laboratorium der Firma F. Schichau-Elbing.

Vorgetragen von C. Roth-Elbing.

Die gesteigerten Forderungen, die in allen Teilen des Schiff- und Maschinenbaues an die Materialien gestellt werden, das Bestreben der Konstrukteure, die vorhandenen Materialien in zweckentsprechender Weise ausnutzen zu können, haben bedingt, daß sämtliche Konstruktionsmaterialien fortlaufend einer Prüfung unterzogen werden müssen. Die bestehenden Materialvorschriften und dergl. genügen im großen und ganzen diesen Forderungen, aber die enorme Umwälzung, die in den letzten Jahren ganz besonders im Schiffsmaschinenbau stattgefunden hat, ergab auch das Bedürfnis, über die Verwendungsmöglichkeit und vor allen Dingen bei den hochwertigen Spezialmaterialien außerdem über Qualität sowie Maßnahmen bei der Verarbeitung und der Zurichtung der Materialien unbedingt Klarheit zu haben.

Diese Forderungen haben dazu geführt, daß nicht nur in den Werken, welche die Materialien erzeugen, sondern auch in den einzelnen Betrieben, die die Materialien verarbeiten, Laboratorien eingerichtet wurden, die den speziellen Forderungen dieser Betriebe Genüge zu leisten haben. Das Arbeitsgebiet, das die Firma F. Schichau-Elbing ihrem Laboratorium zugeteilt hat, und die Einrichtungen, die im Laboratorium dieser Firma getroffen worden sind, sollen einleitend kurz erläutert werden, wobei einige Angaben über die Einrichtung zunächst vorausgeschickt sein mögen.

Neben die bisher mehr oder weniger allgemein übliche physikalische Prüfung ist in erster Linie auch die chemische Untersuchung der Metalle und der verwendeten Materialien getreten. Außerdem sind die Einrichtungen und die Methoden für die physikalische Prüfung sehr erweitert worden.

Gleichviel, ob es sich um normale Abnahmeprüfungen oder um spezielle Untersuchungen handelt, sind die Proben zweckentsprechend herzurichten. Nicht nur das Drehen von Zerreistben, Stoßen von Biegeproben und dergl., sondern vor allen Dingen die thermische Behandlung, wenn eine solche erforderlich ist, wird im Laboratorium ausgeführt. Glühöfen mit den erforderlichen Instrumenten für Temperaturmessungen, Einrichtungen zum langsamen und schnellen Abkühlen, Vergüten und Hrten, Einrichtungen zur Herstellung von Schmelzen sind vorhanden. Selbstverständlich ist es auch von großer Wichtigkeit, daß die Materialproben, sei es für physikalische oder chemische Untersuchungen, sachgemäß entnommen werden.

Für die physikalischen Untersuchungen stehen zur Verfügung: Zerreimaschinen für verschiedene Belastung, Maschinen zur Vornahme von Biege- und Druckproben, Torsionsmaschine, Schlagwerk und Maschinen zur Untersuchung der Hrten, Kugeldruck, Kegeldruck und Martenssche Ritzhärte sowie Apparate zur Ausführung von Dauerversuchen. Daran angegliedert ist die komplette Einrichtung zur metallographischen Untersuchung, die die Erkenntnis der Proben in weitestem Maße ergänzt.

Die chemische Abteilung ist zur Vornahme sämtlicher Untersuchungen eingerichtet und ganz besonders ist der Forderung des Betriebes Rechnung getragen, daß Schnellmethoden eingeführt worden sind, so z. B. Kohlenstoff-Bestimmungen im Mars-Ofen und elektrolytische Schnellmethoden. An diese Abteilung sind wiederum angegliedert Einrichtungen zur Untersuchung von Heiz- und Schmierölen, Brennstoffen, Isoliermaterialien usw.

Die Forderungen, die an das Laboratorium gestellt werden, sind

1. laufende Abnahmen der Materialien,
2. Untersuchungen von Materialien, die bei der Verarbeitung oder im Betrieb Schwierigkeiten ergeben oder Fehler aufweisen,
3. Prüfung von Materialien, um für die Konstruktion, Herstellung oder die Verarbeitung die erforderlichen Daten zu schaffen, und
4. Untersuchungen, die in der Prüfung einzelner zusammengebauter Teile bestehen, bei welchen die unter 2. und 3. angeführten Untersuchungen ausgeführt worden sind oder aber die Prüfung von einzelnen Bauteilen, die eingehende physikalische oder chemische Beobachtungen und Untersuchungen erforderlich machen.

Im allgemeinen muß betont werden, daß das Laboratorium in gewissen Fällen äußerst schnell arbeiten muß, wobei es für den praktischen Betrieb nicht immer auf das letzte Tausendstel Genauigkeit ankommt, auf der anderen Seite muß aber

das Laboratorium auch wissenschaftlich genau arbeiten. Die Hauptforderung an das Laboratorium der Firma Schichau ist jedoch, daß eine enge Zusammenarbeit zwischen diesem, dem Konstruktionsbureau und den einzelnen Betriebsabteilungen stattfindet.

Zu der unter 1—4 gegebenen Einteilung der Untersuchungen sollen im Nachstehenden einzelne Untersuchungen angeführt werden, welche durch die angewandten Methoden, durch den Gang der Untersuchung, durch ihre Resultate usw. oder aber durch den gegenwärtigen Stand der Technik besonderes Interesse verdienen dürften, und sollen hierbei besonders die Materialien berücksichtigt werden, die im Turbinenbau Verwendung finden.

Es erübrigt sich wohl, auf die üblichen Materialabnahmen, wie sie mit der Feststellung von Zerreißfestigkeit, Dehnung oder Biegewinkel eventuell noch durch einige technologische Proben normalerweise erledigt sind, näher einzugehen. Besonders interessant sind jedoch Zerreißversuche, wenn das verwandte Material durch eine bestimmte Form im Verwendungszustand festgelegt ist, die es erforderlich macht, daß beim Zerreiß- oder Biegeversuch von den normal festgelegten Probestabsformen abgewichen werden muß. Eine solche Abweichung liegt beim Material für Turbinenbeschau felung vor. Dieses Material bedingt durch seine Form, daß es gewöhnlich nicht als Rund- oder Flachstab zerrissen werden kann, andererseits bedingt seine Herstellungsweise, daß nicht damit zu rechnen ist, über den ganzen Querschnitt des Profils gleichmäßige Strukturen bzw. gleichmäßige Festigkeitseigenschaften zu erhalten.

Um festzustellen, wieweit die abnormale Probestabsform und die mehr oder weniger scharf ausgezogenen Kanten auf die beim Zerreiversuch erhaltenen Daten, von denen mit Normalstab abweichenden Einfluß ausüben, sind eine große Anzahl von Versuchen ausgeführt worden. Die Ergebnisse dieser Versuche haben gezeigt, daß die Profilformen als auch die ganz scharfen Kanten ohne Einfluß auf die Festigkeit sind, daß sie aber auf die Dehnung einen ganz wesentlichen Einfluß ausüben, je nach den Verhältnissen der Breite zur Dicke der Profile und der Ausschrfung. Bei gleichem Verhältnis der Meßlänge zum Querschnitt kann die Dehnung bei dem im Ganzen zerrissenen Profil gegenüber dem aus demselben Material bestehenden Vierkant-, Rund- oder ähnlichen Normalstab wesentlich kleiner ausfallen, aber auch größer werden. Daß die Dehnung größer werden kann als beim Normalstab, hat seine Ursache in dem ungleichmäßigen Zerreißen der Profile, d. h. darin, daß die Bruchquerschnitte nicht mehr ohne Zwischenraum zusammengefügt werden können; je schärfer die Kante und je weiter sie vom Schwerpunkt des Profils entfernt liegt, desto eher fängt die Kante an einzureißen und desto mehr

Zerreißproben von Schaufelprofler.

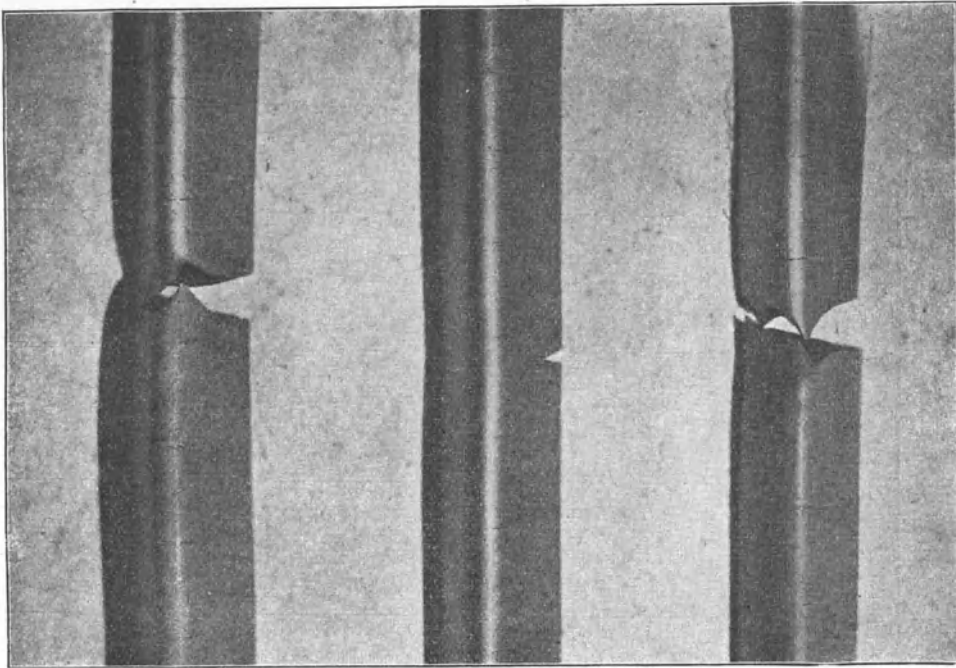


Abb. 1.

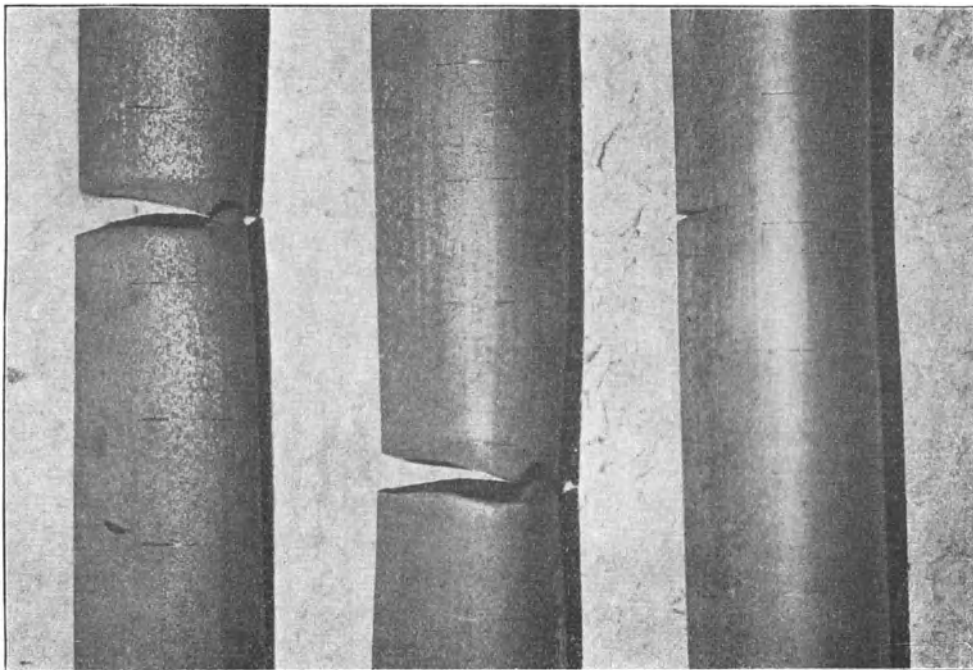








Abb. 2.

Tabelle I.

Profil-Nummer	I.	II.	III.	1.	2.	3.
A. Angewandte Profile.						
Profil-Art						
Profil-Form						
Profil-Fläche	80,50	68,70	60,50	28,60	38,85	85,10
Profil-Höhe h	14,6	12,3	11,4	4,5	5,4	8,9
Profil-Breite b	16,8	18,0	17,9	15,9	20,2	28,2
Verhältnis h : b	0,87	0,68	0,64	0,28	0,27	0,32
B. Festigkeit.						
Festigkeit des ganzen Profils als Zerreiß-Stab in kg/mm ²	36,95	38,13	38,38	34,51	48,51	43,02
Festigkeit des aus derselben Profilstange herausgearbeiteten Rund- oder Flachstabes in kg/mm ²	37,31	38,00	40,30	35,00	47,10	43,10
Unterschied beider Festigkeiten in kg/mm ²	- 0,36	+ 0,13	- 1,92	- 0,49	+ 1,41	- 0,08
C. Dehnung. Gemessen auf $11,3 \cdot \sqrt{F}$.						
Probestab als ganzes Profil bis zum Einreißen in %	14,95	23,26	19,74	—*)	12,96	49,50
Probestab als ganzes Profil bis zum Abreißen in %	18,60	27,46	23,43	30,39	16,10	53,00
Probestab als Rund- oder Flachstab aus demselben Profil %	33,00	42,75	39,15	28,60	16,35	50,50
Unterschied gegenüber dem normalen Probestab:						
Dehnung des Profils eingerissen absolut	- 18,05	- 19,49	- 19,41	—*)	- 3,39	- 1,00
Dehnung des Profils abgerissen absolut	- 14,40	- 15,29	- 15,72	+ 1,79	- 0,25	+ 2,50
Dehnung des ganzen Profils in % der Dehnung des Normal- stabes. Profil eingerissen	45,30	54,5	50,5	—*)	79,4	98,1
Profil abgerissen	56,4	64,2	60,0	106,0	98,5	105,0

*) Das Profil reißt gleich ganz ab!

klafft an dieser Kante beim vollständigen durchgerissenen Profil der Stab auseinander. Siehe Abb. 1 und 2.

Um den Einfluß des Auseinanderklaffens bei dem Zerreiversuch auszu-schalten, sind Versuchsreihen ausgeführt worden, in welchen der Probestab nur solange belastet worden ist, bis die schärfste Kante des Profils einen deutlichen Einri zeigte. Nach den bei den Zerreiversuchen genommenen Dehnungsdiagrammen zeigt sich, daß eine Festigkeitssteigerung nach erfolgtem Einreißen der schärfsten Kante nicht mehr stattfindet und daß, falls eine scheinbare Vergrößerung der Dehnung über diejenige beim Normalstab eintritt, diese nur aus dem Betrag besteht, um welchen die Profilkante klafft.

In Tabelle I sind die Mittelwerte einer großen Anzahl Versuche mit 6 verschiedenen Profilen sowie die zur Beurteilung der gewonnenen Daten erforderlichen Angaben zusammengestellt.

ber den Zusammenhang der einzelnen Qualitäten und Eigenschaften der Legierung des hier untersuchten Schaufelmaterials wird später ausführlich berichtet.

Es soll nun zu den Untersuchungen der Gruppe 2 übergegangen werden. Abb. 3 Tafel VI zeigt den Querschnitt durch eine fehlerhafte Ventilspindel aus 25 prozentigem Nickelstahl. Der Schliff ist zur Deutlichkeit angelassen und sind die grauen Stellen Schlackeneinschlüsse. Da die Ventilspindel überhitztem Dampf ausgesetzt war, wurde zunächst angenommen, daß die bekannte Zerstörung durch diesen Dampf stattgefunden hätte. Das metallographische Bild widerlegte natürlich diese Annahme ohne Zweifel. Wenn auch in diesem Falle der Fehler im Zerreiversuch vielleicht hätte erkannt werden können, so sind eine Reihe von Fehlern möglich, die die metallographische Untersuchung unter allen Umständen klar zeigt, da der Zerreiß- und Biegeversuch das Material als einwandfrei und teilweise sogar als erstklassig kennzeichnen würde, z. B. bei Eisen bzw. Stahl, die eine unrichtige Wärmebehandlung erfahren haben.

In Tafel I Abb. 4 bis 7 sind die angelassenen Schliffe von Siemens-Martin-Flußeisen wiedergegeben und zwar in gleicher Vergrößerung. Abb. 4 zeigt normales gutes Material, während die Abb. 5, 6 und 7 das Material mit Fehlern in der Wärmebehandlung veranschaulichen. Das Material ist beim Glühen zunehmend stärker verbrannt. Die Abb. 5 und 6 sind Stcke, wie sie zeitweise angeliefert werden, während das Material zu Abb. 7 im Laboratorium absichtlich stark verbrannt wurde, um einen außergewöhnlichen Fall darzustellen.

Für das Material ist gefordert 40—45 kg/qmm Festigkeit bei mindestens 22 % Dehnung. Die Proben zu den Abb. 4 bis 6 haben diesen Bedingungen genügt,

während die Probe Abb. 7 durch die bis ins Extrem getriebene Wärmebehandlung in der Festigkeit eben unter der geforderten Mindestgrenze geblieben ist, die Dehnung aber den Anforderungen reichlich genügte. Es ist also aus den Zerreiversuchen mit diesen Materialien in keinem Falle zu erkennen, ob eine richtige oder unrichtige Wärmebehandlung stattgefunden hat. Hingegen gibt die Schlagfestigkeit bei diesem Material hierüber Aufschluß und geht in dieser Beziehung übereinstimmend mit der metallographischen Untersuchung. Die Schlagfestigkeit, ermittelt beim Stab von 10×10 mm, 70 mm Auflageentfernung und Kerbe von 5 mm Tiefe mit einer Bohrung endigend von 1,3 mm Durchmesser, hat ergeben: für das Material nach Abb. 4 9,93 kgm/qcm, nach Abb. 5 8,5 kgm/qcm, Abb. 6 3,0 kgm/qcm und Abb. 7 1,0 kgm/qcm.

Diese Feststellungen haben für alle Teile Bedeutung, welche mehr oder weniger scharfe Eindrehungen haben, wechselnden Belastungen oder gar Stößen ausgesetzt werden, und sind im allgemeinen in Fachkreisen auch bekannt, trotzdem wurden aber die praktischen Schlußfolgerungen noch nicht gezogen.

Die Verwendung von Teeröl zur Kesselfeuerung ergab beim Betrieb insofern Schwierigkeiten, als die anfänglich verwendeten Materialien für Rohrleitungen und dergl. stark durch dieses Öl angegriffen und deshalb undicht wurden. Es sind seiner Zeit eine Reihe von Versuchen durchgeführt worden, um einen bestimmten Maßstab für die Haltbarkeit einzelner Materialien zu gewinnen. Von den in der Tabelle II aufgeführten Materialien wurden Probekörper gedreht, genau das Gewicht bestimmt und diese Probekörper alsdann dem Einfluß von Teeröl ausgesetzt:

1. 50 Stunden bei 15° ,
2. 50 Stunden bei 100° ,
3. 120 Stunden bei 100° ,
4. 120 Stunden bei 100° , Proben jedoch vorher stark geglüht.

Für jede Versuchsreihe wurden neue Probekörper von je demselben Material hergestellt und die Temperatur während der ganzen Zeit automatisch konstant gehalten. Für alle Untersuchungen ist Öl von genau der gleichen Beschaffenheit verwendet worden. Jeder Körper wurde einzeln in etwa 150 ccm Öl vollständig untergetaucht. Das Öl wurde alle 12 Stunden erneuert. Die wichtigsten Daten über den Abnutzungsgrad sind aus Tabelle III zu entnehmen.

Sämtliche Legierungen mit Kupfer werden im Teeröl sehr stark angegriffen. Eine Ausnahme macht eine Spezialbronze mit Aluminium, welche sich ähnlich wie Eisen verhält. Auffallend groß ist der Einfluß der Temperatur des Teeröls. Die Abnutzung der Proben aus Kupferlegierungen in Teeröl von 100° steigt bei

Tabelle II.

Lfd. Nr.	Material	Chemische Zusammensetzung in %													
		Cu	Sn	Zn	Pb	Fe	Al	Mn	Ni	P					
1	Kupfer, best Elektrolyt, gegossen . . .	99,918	—	—	Spur	0,034	—	—	—	—	—	—	—	—	Ag=0,010 0=0,046
2	Phosphor-Lagerbronze, " . . .	82,23	9,08	1,70	6,37	0,04	—	—	—	—	—	—	—	—	0,58
3	Spezial-Messing, gezogen	57,55	—	39,32	0,68	1,914	0,54	—	—	—	—	—	—	—	—
4	Muntz-Metall, "	61,74	0,44	36,06	1,61	0,15	—	—	—	—	—	—	—	—	—
5	Messing, "	58,30	—	41,21	0,45	0,035	—	—	—	—	—	—	—	—	—
6	" "	72,12	—	27,24	0,04	0,024	—	—	—	—	—	—	—	—	—
7	Bronze, gegossen	86,4	8,25	5,10	0,11	0,14	—	—	—	—	—	—	—	—	—
8	Spezial-Messing, "	53,05	Spur	39,58	0,06	1,38	0,24	3,61	2,03	—	—	—	—	—	—
9	" "	52,25	"	39,07	0,04	1,26	0,22	5,18	1,91	—	—	—	—	—	—
10	Aluminium-Bronze, überschmiedet . . .	81,87	—	1,73	—	6,12	7,32	—	3,00	—	—	—	—	—	—
		C	Mn	Si	S	P	Ni								
11	Gußeisen	3,39	0,878	1,67	0,12	1,064	—	—	—	—	—	—	—	—	—
12	S. M. Eisen, überschmiedet	0,18	0,80	0,24	0,03	0,045	0,01	—	—	—	—	—	—	—	—
13	S. M. Stahlguß	0,21	1,14	0,22	0,041	0,047	—	—	—	—	—	—	—	—	—
14	Nickel-Stahl, überschmiedet	0,26	1,28	0,32	0,026	0,018	24,85	—	—	—	—	—	—	—	—

Tabelle III.

Lfd. Nr.	Material	Gewichts-Verlust in mg pro 1 qcm Oberfläche			
		Nach 50 Std. in kaltem Teeröl	Nach 50 Std. in Teeröl von 100 ⁰	Nach 120 Std. in Teeröl von 100 ⁰	Desgl. Proben aus- geglüht
1	Kupfer, best Elektrolyt, gegossen . .	0,960	5,88	12,43	11,78
2	Phosphor-Lagerbronze, „ . .	0,496	4,32	10,95	7,40
3	Spezial-Messing, gezogen	0,880	5,68	10,90	10,92
4	Muntz-Metall, „	1,160	5,40	10,86	10,92
5	Messing, „	1,066	6,60	10,55	11,95
6	„ „	0,800	4,44	10,50	10,92
7	Bronze, gegossen	0,480	4,52	7,51	7,25
8	Spezial-Messing, „	0,784	2,66	3,93	6,28
9	„ „	0,880	1,82	3,59	3,73
10	Aluminium-Bronze, überschmiedet . .	0,040	0,04	0,08	0,136
11	Gußeisen	0,280	0,28	0,60	0,096
12	S. M. Eisen, überschmiedet	0,480	0,048	0,088	0,088
13	S. M. Stahlguß	0,480	0,032	0,032	0,080
14	Nickel-Stahl, überschmiedet	0,080	0,040	0,044	0,064

einzelnen Proben bis nahezu auf den zehnfachen Wert, während bei Eisen der Abnutzungswert sich umgekehrt verhält. Die stärkere Abnutzung der Proben Nr. 12, 13 und 14 in Tabelle III in kaltem Öl dürfte auf die Rostbildung des im Teeröl in geringen Mengen enthaltenen Wassers zurückzuführen sein.

Als Parallelversuch wurden die gleichen Legierungen in stark geglühtem Zustande ebenfalls geprüft, eine nennenswerte stärkere Abnutzung konnte nicht festgestellt werden, obschon ganz besonders bei einzelnen Kupferlegierungen eine sehr starke Kristallvergrößerung stattgefunden hatte, welche in ähnlichen Fällen eine Korrosion sehr begünstigt.

Hervorgehoben muß noch werden, daß Teeröle je nach Ursprung und Herstellungsverfahren, die ihre chemische Zusammensetzung bedingen, wesentlich verschiedenen Einfluß ausüben.

Weißmetalle, legiert aus Zinn, Antimon und Kupfer, sind wohl die am meisten in der Praxis angewendeten und sind auch wissenschaftlich eingehend untersucht worden. Es folgen nachstehend nun Untersuchungen über diese Weißmetall-

Legierung, bei denen, wie eingangs schon erwähnt, auch wieder der Hauptwert darauf gelegt worden ist, daß die im Laboratorium ausgeführten Erprobungen direkt für den praktischen Betrieb brauchbare Resultate liefern oder aber die wissenschaftlichen Forschungen auf die im Betrieb vorliegenden Verhältnisse zuschneiden und sie dem Betrieb in einer verwendbaren Form klarlegen. Der Anlaß dazu war, festzustellen, welche Ursachen vorhanden sein mochten, daß sich ähnliche Lager im Betrieb nicht gleich gut bewährten, obschon sie dauernd mit derselben Legierung ausgegossen wurden und denselben Zweck zu erfüllen haben. Die Legierung für dieses Lager war in gewissen Grenzen festgelegt. Beimengungen waren natürlich vorhanden und auch zulässig und variierten je nach den verwendeten Marken der Rohmaterialien. Es wurde also nun zunächst geprüft, welchen Einfluß eine Änderung der Legierung in den zulässigen Grenzen aufwies, ob die Verwendung von reinstem Rohmaterial erforderlich war oder welchen Einfluß die Verunreinigungen, welche in den Rohmaterialien enthalten sind, ausüben.

Bei den Untersuchungen ist in der Weise verfahren worden, daß immer dieselben Rohmaterialien angewendet wurden, daß aber die Verunreinigungen absichtlich erzeugt und andererseits auch über das in den Rohmaterialien überhaupt vorhandene Maß hinausgeführt wurden.

Als Verunreinigung kommt in der Hauptsache nur Blei in Frage, alle übrigen Beimengungen sind in den Rohmaterialien in so geringem Maße vorhanden, daß sie unberücksichtigt bleiben konnten. Die der Untersuchung zugrunde liegende Legierung bestand aus etwa 83,5 v. H. Zinn, 11 v. H. Antimon und 5,5 v. H. Kupfer. Ehe darauf eingegangen wurde, die Legierung in ausgegossenen Lagern zu prüfen, war es notwendig, jene und ihre Variationen kennen zu lernen. Es wurden zunächst bei konstantem Mindestbleigehalt der Kupfer-, Zinn- und Antimongehalt variiert und außerdem bei annähernd konstantem Kupfer- und Zinngehalt der Antimon- und Bleigehalt verändert. Von diesen verschiedenen Legierungen wurden Probestückchen gegossen bei Schmelztemperaturen von 375—600° in Kokillen von 15—350°. Die Kokillen wurden teilweise nach dem Guß stark abgekühlt oder aber sehr langsam im Ölbad erkalten lassen. Die untersuchten Legierungen bestehen im erstarrten Zustande aus nadelförmigen Kristallen einer Kupfer-Zinn-Legierung, aus Würfeln einer Antimon-Zinn-Legierung und aus einer Grundmasse, welche sehr zinnreich ist. Die Würfel und Nadeln sind hart, die Restmasse ist weich. Vollständig flüssig ist die Normallegierung über ca. 360° und erstarrt in drei Abschnitten. Vollständig erstarrt ist die Legierung erst unter etwa 230°. Je langsamer die Legierung abkühlt, um so größer bilden sich die einzelnen Kristalle aus, während sie bei sehr rascher Abkühlung nur klein bleiben. Das Bruchgefüge

einer sehr schnell abgekühlten Legierung sieht, ohne Vergrößerung betrachtet, samtartig aus, bei einer sehr langsam abgekühlten Legierung hingegen sind im Bruch grobe Nadeln und blanke Körner ohne Vergrößerung deutlich zu erkennen. Durch Kombination von Langsam- und Schnell-Abkühlen läßt sich erzielen, daß Nadeln nicht mehr sichtbar sind, hingegen die Würfel im Bruch allein noch hervortreten, und natürlich auch der umgekehrte Fall. Betont muß werden, daß diese verschiedenartigsten Bruchgefüge bei derselben chemischen Zusammensetzung erzielt werden können. Gegenüber den vorstehend angegebenen Daten für die Normallegierung lassen sich natürlich durch die Veränderung des Kupfergehalts bzw. des Antimongehalts auch wieder andererseits die verschiedensten Bruchgefüge erzielen.

Die Härte und die Druckfestigkeit der Legierung ist bei diesen Weißmetallen in sehr hohem Maße abhängig von den Verhältnissen beim Guß. In gleicher Weise variiert auch die Fließgrenze beim Druckversuch. In erster Linie sind die Abkühlungsverhältnisse maßgebend, dann ist die Temperatur der Schmelze von Einfluß und wird dieser um so bedeutender, je höher die Kokille vorgewärmt ist. Außerdem ist die Masse der einzelnen Metalle und deren spezifische Wärme zu berücksichtigen. Es muß beim Guß darauf Rücksicht genommen werden, daß eine schnelle Abküh-

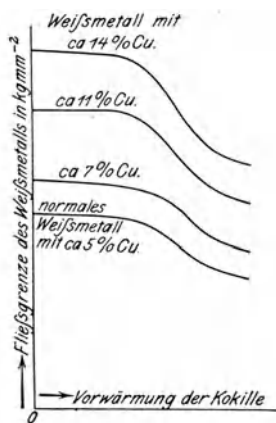


Abb. 8.

lung durch die zwei oberen Abschnitte der Erstarrung (Haltepunkte) stattfindet, damit die Auskristallisierung der Kupfer-Zinn-Nadeln und der Antimon-Zinn-Würfel nicht zu langsam erfolgt und diese Nadeln und Würfel nicht zu groß werden, wobei der Ausbildung der Antimonwürfel jedoch die erhöhte Aufmerksamkeit zuzuwenden ist, d. h. der beim Guß stattfindende Wärmeausgleich, bedingt durch die Massen, die spezifischen und Schmelzwärmen sowie Temperaturen, muß so verlaufen, daß die kritischen Punkte der Legierung nicht erreicht werden, die bei der Normallegierung etwa bei 250° liegt.

In Abb. 8 ist der Verlauf der Fließgrenze bei verschiedener Kokillentemperatur und steigendem Kupfergehalt verzeichnet. Als typisches Beispiel für die Auskristallisierung der Nadeln und Würfel mögen Abb. 9 bis 12 Tafel II gelten und sind diese vier Bilder gleichzeitig als Beispiele für die verschiedenen Gefüge anzusehen, wie sie durch Änderung der Kokillentemperatur bei derselben Legierung erzielt werden können. Die Kurve der Fließgrenze ist nicht bis zum äußersten Extrem

geführt, sondern nur soweit, wie ungefähr praktische Verhältnisse in Betracht kommen können.

Es ist hervorgehoben worden, daß den maßgebendsten Einfluß die Wärmeverhältnisse der beim Guß zusammenkommenden Teile auf die erstarrte Legierung ausüben, und es ist auf Grund der Vorversuche und unter Berücksichtigung aller beim Guß auftretenden Verhältnisse folgende Wärmeleichung aufgestellt:

$$\frac{L \cdot s_L \cdot t_L + K \cdot s_K \cdot t_K + W \cdot s_W \cdot t_W + W \cdot s_M}{L \cdot s_L + K \cdot s_K + W \cdot s_W} \leq T.$$

Hierin bedeutet:

- L das Gewicht der Lagerschalen in kg,
- s_L die spez. Wärme des Materials der Lagerschalen WE/kg,
- t_L die Vorwärmungstemperatur der Lagerschalen. ° C.
- K das Gewicht des Kerns in kg,
- s_K die spez. Wärme des Materials des Kerns WE/kg,
- t_K die Vorwärmungstemperatur des Kerns. ° C.,
- W die Menge des einzugießenden Weißmetalls in kg,
- s_W die spez. Wärme des Weißmetalls WE/kg,
- t_W die Temperatur des Weißmetalls beim Eingießen. ° C.,
- s_M die Schmelzwärme des Weißmetalls WE/kg,
- T die kritische Temperatur des Weißmetalls.

Nachdem vorstehende Eigenheiten der Legierung festgelegt waren, wurden verschiedene Lager, von im Betrieb häufig vorkommenden Abmessungen, unter verschiedensten Wärmeverhältnissen mit dem Normalweißmetall ausgegossen und hierbei die oben angeführte Wärmeleichung nachgeprüft. Es möge als Beispiel ein Lager näher in Betracht gezogen werden.

Im Diagramm Abb. 13 sind die Versuche veranschaulicht bei verschiedener Vorwärmung dieses Lagers. Dasselbe Lager ist, um die Richtigkeit der aufgestellten Formel praktisch zu beweisen, einmal mit entsprechender sehr großer Kerneinlage (Lager I), das andere Mal mit sehr kleiner Kerneinlage (Lager II) ausgegossen und untersucht worden. Da Strahlungsverluste nicht zu vermeiden sind, so liegt die wirklich sich einstellende Höchsttemperatur der Schale nach dem Guß tiefer als nach der Formel errechnet wird. Die theoretische Temperatur und die wirklich gemessene sind im Diagramm eingetragen, wobei zu bemerken ist, daß die Größe des Strahlungsverlustes sich je nach den Verhältnissen naturgemäß ändert. Aus dem Diagramm Abb. 13 ersieht man, daß nach Erreichen der kritischen Temperatur von etwa 250 ° ein starkes Abfallen der Fließgrenze stattfindet.

Abb. 9, 10 und 11 Tafel II sind Aufnahmen von geätzten Schliffen der aus den fertig ausgegossenen Lagern entnommenen Probestücken und sind die betreffenden Schmelztemperaturen und Fließgrenzen zu den Schliffen aus dem Kurvenblatt zu entnehmen. Die Punkte sind im Kurvenblatt mit den betreffenden Figurenummern gekennzeichnet. Abb. 12 Tafel II ist der Schliff eines Probekörpers, dessen Abkühlung künstlich verzögert wurde und dessen Fließgrenze nur noch 7,4 kg/qmm beträgt, also nur noch 57,5 v. H. der Legierung nach Abb. 9.

Fließ-Grenze von Weißmetall aus Lagerschalen.

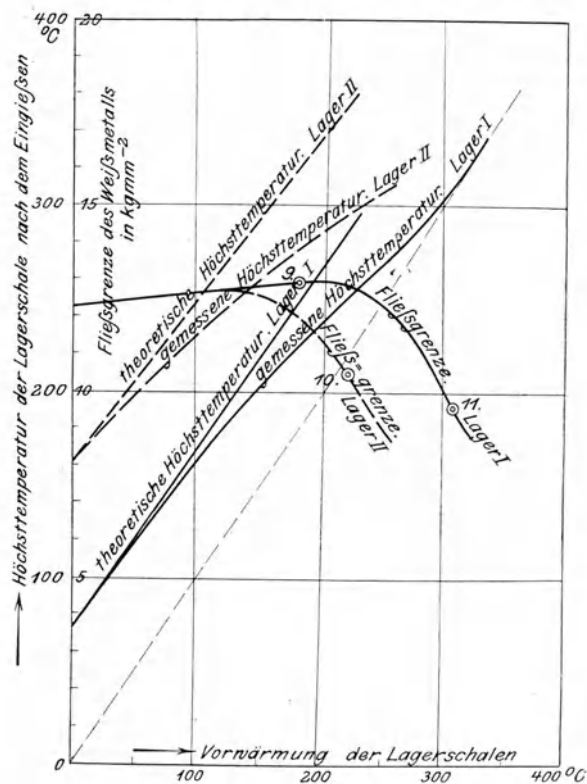


Abb. 13.

Zur Bestimmung der Fließgrenze wurden Probekörper aus dem erkalteten Lager herausgearbeitet von 15 mm Durchmesser und 20 mm Höhe. Da die Fließgrenze sich wesentlich ändert mit der Geschwindigkeit, unter welcher der Druckversuch vor sich geht, so wurde für die in den Abb. 8 und 13 angegebenen Fließgrenzen eine Druckgeschwindigkeit von 0,1 mm i. d. M. ausgeführt und als Fließgrenze derjenige Punkt bezeichnet, bei dem 1 mm bleibende Zusammendrückung stattgefunden hat. Die Druckgeschwindigkeit wurde so gering gewählt, um den praktischen Verhältnissen möglichst nahe zu kommen.

Die Härte der Legierung kann ebenso leicht geändert werden durch Veränderung des Kupfergehalts (vergl. Abb. 8). Andererseits führt eine Verunreinigung durch Blei selbst in ziemlich großen Mengen keine wesentliche Veränderung der Fließgrenze herbei. Es ist selbstverständlich, daß die Betriebsverhältnisse, Belastung, Schmierung usw. von wesentlichem Einfluß sind, die bei der Wahl der Legierung und ihrer Härte zu berücksichtigen sind. In vorliegendem Falle und für den in Betracht kommenden Betrieb ist die in Abb. 9 Tafel II wiedergegebene

Festigkeitseigenschaften von Turbinenschaufel-Messing mit zunehmender Ausglühung.

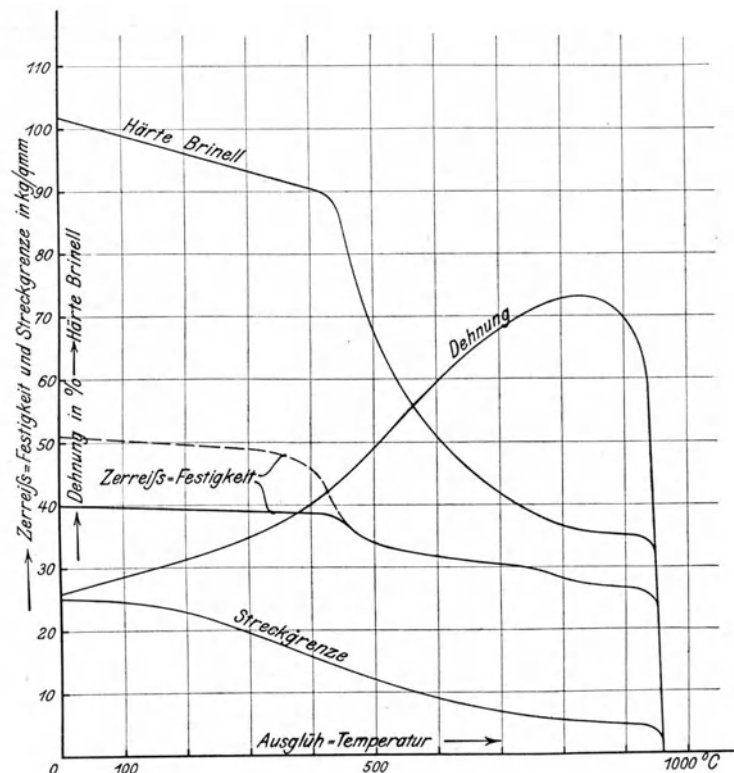


Abb. 14.

Struktur in der Nähe der oberen Grenze gelegen, bis zu welcher sich die Lager ohne Gefährdung im Betriebe bewähren dürften, während die Weißmetalle nach Abb. 10 und 11 nicht mehr geeignet sein werden und 12 nicht verwendbar ist.

Als Schaufelmaterial für Schiffsturbinen kommt wohl in erster Linie ein Spezialmessing zur Verwendung, alle anderen Materialien sind nicht in diesem Maße eingebaut worden oder haben sich überhaupt nur in einzelnen Sonderfällen bewährt. Da nun das Schaufelmaterial bei seiner Herstellung, Verarbeitung und seinem Einbau die verschiedensten thermischen Behandlungen erfährt und Vor-

gängen unterworfen wird, die auf die Materialbeschaffenheit von Einfluß sind und schließlich als Messing den Temperaturen des Dampfes ausgesetzt wird, so ist es von größter Wichtigkeit einerseits für den Konstrukteur, genau beurteilen zu können, welchen Einfluß alle diese Abschnitte in der Fabrikation und der Verarbeitung auf das Material ausüben. Andererseits wird für denjenigen, der das Schaufelmaterial verarbeitet, die Erkenntnis erweitert, ob das ihm angelieferte Schaufelmaterial wirklich ein Qualitätsmaximum darstellt, wie es durch die Legierung zu erzielen ist, und das sich im Betriebe bewähren wird.

Zerreiß-Diagramm von verschieden ausgeglühtem Turbinenschaufel-Messing.

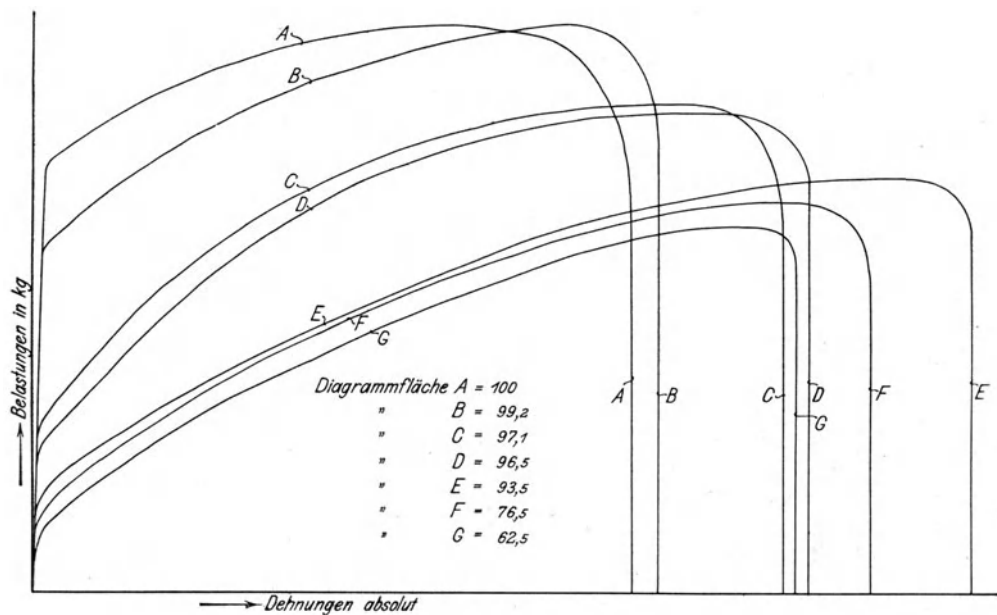


Abb. 15.

Die Erfahrung hat gezeigt, daß nur unter sorgfältigster Berücksichtigung der Eigenschaften der Legierung bei der Fabrikation von Turbinenschaufeln ein erstklassiges Material erzielt werden kann. Um oben angeführte Punkte klarzulegen, sind in erster Linie an Rundstangenmaterial die Einflüsse festgestellt worden wie das Glühen des Materials seine Festigkeitseigenschaften ändert. Es ist weiter ermittelt worden, wie die Dehnung sich verhält, wie die Brinellsche Härte sich ändert, sowie welche Streckgrenze nach verschiedenen Glühtemperaturen sich ergeben, und schließlich ist das metallographische Gefüge untersucht. Diese Daten sind in Abb. 14 als Kurvenblatt zusammengestellt.

Ganz besonders hervorgehoben muß werden, daß wie bei jedem Messing auch bei diesem Schaufelmaterial der Ursprungszustand sehr verschieden sein kann. Die Stangen können weich, halbhart und hart geliefert sein, und variiert

dementsprechend die Festigkeit und die Dehnung. Den Versuchen zugrunde gelegt ist ein halbhartes Material, das nach einem bestimmten Verfahren hergestellt und um ihm die gewünschte Härte zu erteilen, auf der Ziehbank nachgezogen ist. Sämtliche Probestäbe sind proportional mit einer Meßlänge von $11,3 \times \sqrt{F}$. Es ist ersichtlich, daß von etwa 430° ab eine starke Veränderung sämtlicher Eigenschaften der Legierung eintritt. Untersucht man ein härteres Material, etwa von 50 kg/qmm Festigkeit, so läuft dessen Festigkeitskurve an diesem Punkt in die Kurve des weicheren Materials ein, wie auf Abb. 14 punktiert angedeutet ist. Von etwa 450° ab steigt bedeutend die Dehnung bis schließlich zu etwa 73 %, und die Härte fällt. Die beim Zerreiversuch genommenen Dehnungsdiagramme zeigen das entsprechende Bild, wobei die interessante Beobachtung gemacht ist, daß der vom Material aufgenommene Arbeitsinhalt annähernd konstant bleibt, so lange bis das Material nicht verbrannt, d. h. nicht verdorben ist. Abb. 15 zeigt eine Reihe solcher Diagramme, wie sie von dem Material ein und derselben Stange nach verschiedenen Ausglühungen erhalten worden sind.

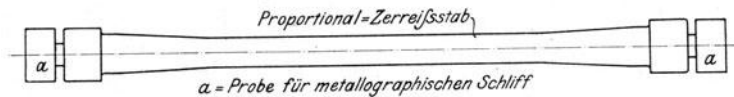


Abb. 22.

Auf Tafel III Abb. 16 ist der geätzte Schliff des Ursprungsmaterials wiedergegeben, welches für die Versuche verwendet und also bei Normaltemperatur ohne Wärmebehandlung etwa 40 kg/qmm Festigkeit aufweist. Bei hartem Material von etwa 50 kg/qmm Festigkeit und mehr sind die einzelnen Kristalle, da dieses Material nur durch Kaltbearbeitung so hart erzeugt werden kann, nicht mehr sichtbar. Wie aus dem Diagramm Abb. 14 zu ersehen ist, findet bis etwa 430° keine wesentliche Änderung der Eigenschaft statt, sondern setzt erst oberhalb dieser Temperatur stärkere Umänderung des Gefüges ein. Abb. 17 Tafel III ist das Gefügebild desselben Materials bei 600° , Abb. 18 Tafel III bei 670° , Abb. 19 Tafel III bei 700° , Abb. 20 Tafel IV bei 800° und Abb. 21 Tafel IV bei 900° ausgeglüht. Bei diesem letzten Schliff ist die Vergrößerung der Abbildung nicht mehr 75 fach, sondern 10 fach, da bei 75 facher Vergrößerung höchstens noch die Teilfuge zwischen 2 Kristallen auf die Fläche der Abbildung gekommen wäre. Zur besseren Beurteilung der gegebenen Daten und Abbildungen hebe ich noch hervor, daß die Probekörper für die Schliffe an den Probestab angesetzt waren, wie Abb. 22 zeigt, und deshalb genau dieselbe Wärmebehandlung durchgemacht haben, wie der Probestab für die Zerreißversuche selbst.

Die Proben wurden unter Luftabschluß im elektrischen Ofen von Haereus bis zur vollständigen Ausglühung den verschiedenen Temperaturen ausgesetzt. Hat man nun durch eine große Anzahl von Versuchen eine Legierung festgelegt, wie dies im vorliegenden Fall stattgefunden hat, so ist man in der

Zerreiß-Festigkeit von Turbinenschaufel-Messing.

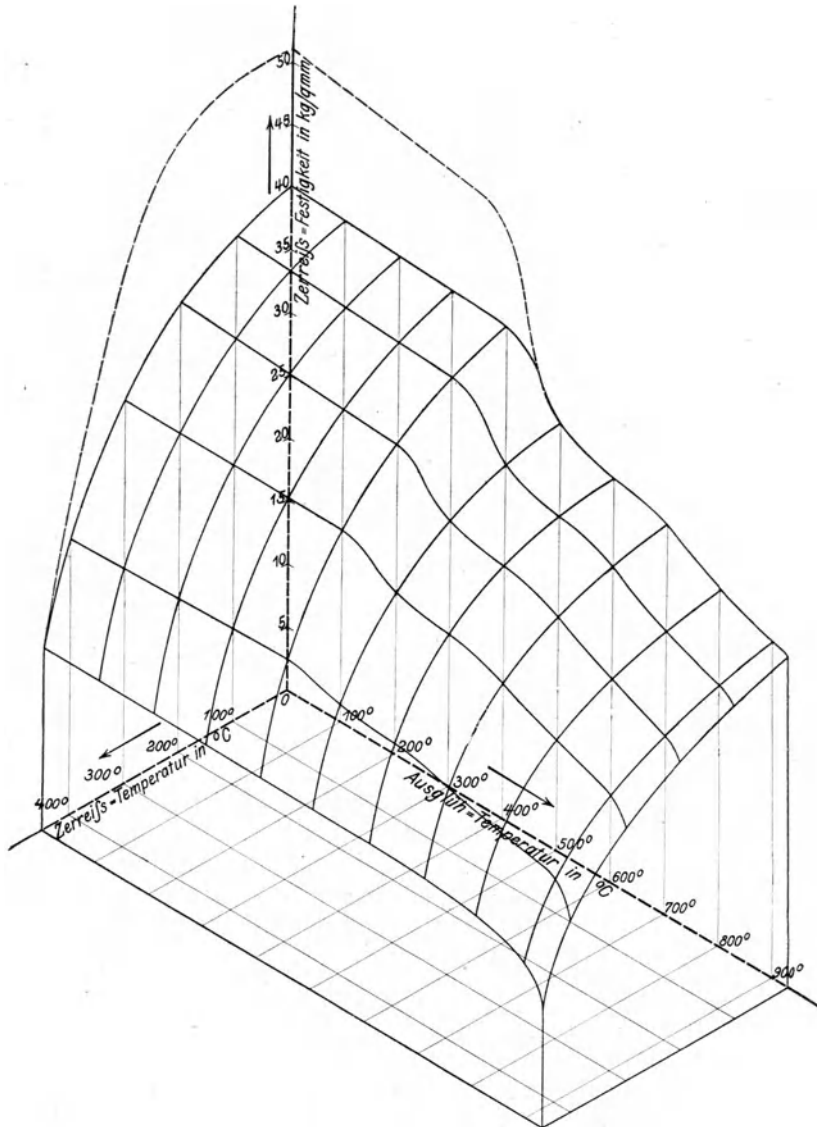


Abb. 23.

Lage, an Hand der Gefügebilder die physikalischen Eigenschaften (Zerreißfestigkeit usw.) des betreffenden Stückes ziemlich genau festzustellen, ohne daß man einen Zerreistab oder sämtliche Proben zur Verfügung haben muß. Im weiteren

Verlauf der Untersuchungen dieses Materials wird gerade dieser Punkt noch öfters Beachtung finden.

Das Schaufelmaterial unterliegt bei der weiteren Verarbeitung noch verschiedenen Behandlungen, die auf die Eigenschaften nicht ohne Einfluß sind,

Dehnungen von Turbinenschaufel-Messing.

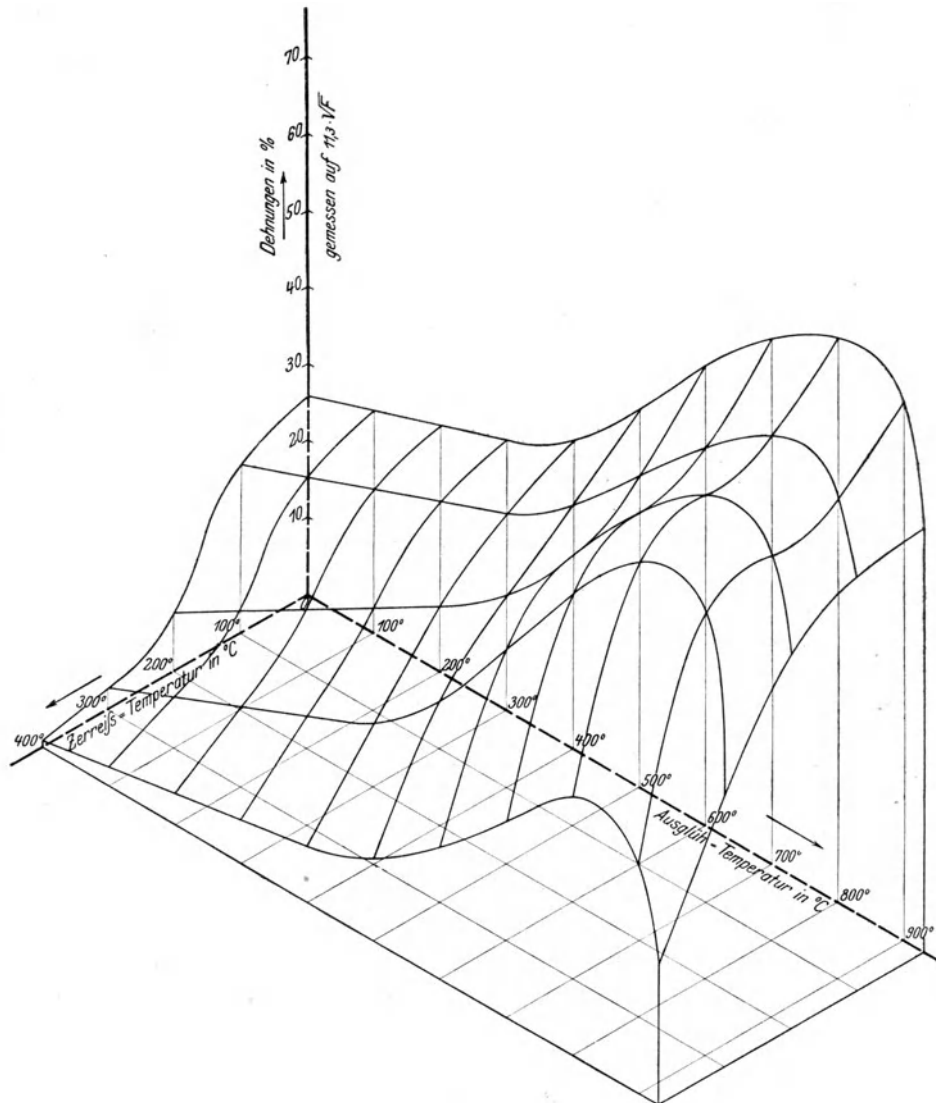


Abb. 24.

und vor allen Dingen wird das Schaufelmaterial nachher der Dampftemperatur des gesättigten oder des überhitzten Dampfes ausgesetzt. Wir haben bis jetzt bloß den Einfluß des Ausglühens auf die Versuchsstäbe, welche bei normaler Temperatur zerrissen werden, kennen gelernt. Beim Schaufelmaterial liegt nun

der Fall insofern anders, als z. B. eine Schaufel beim Löten mehr oder weniger stark ausgeglüht werden kann, welche dann im Betrieb beispielsweise einer Temperatur von 250° ausgesetzt wird. Es ist nun sehr wichtig, den Einfluß dieser Verhältnisse ebenfalls kennen zu lernen, nicht nur um etwa einzelne Vorkommnisse im Betrieb später besser beurteilen zu können, sondern um vor allen Dingen bei der Wahl der Konstruktion und der Bearbeitungsverfahren diese Verhältnisse

Streckgrenze von Turbinenschaufel-Messing.

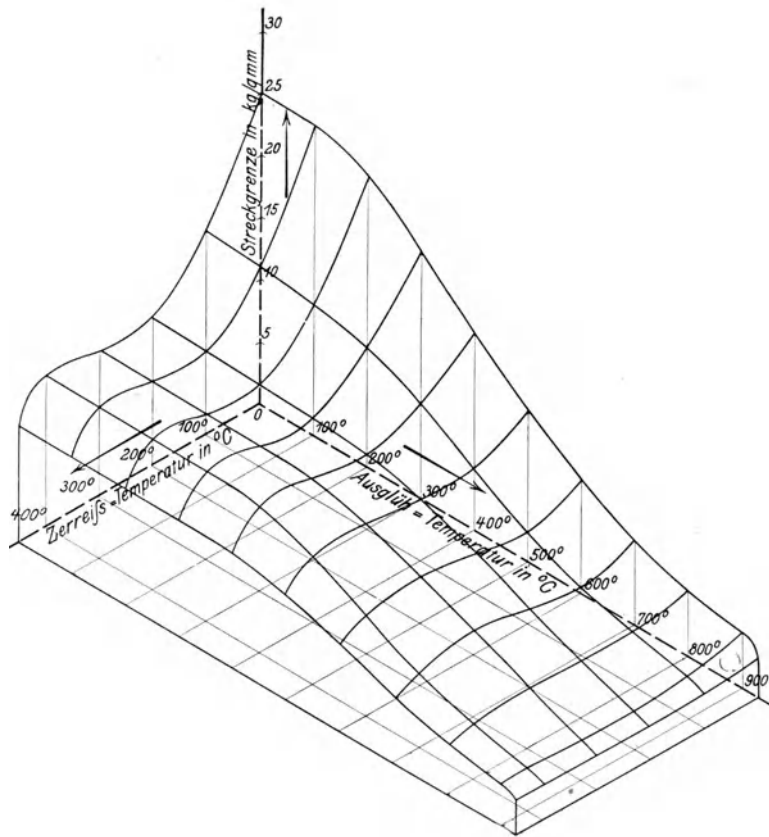


Abb. 25.

zu berücksichtigen. Aus diesen Gründen sind daher noch Wärmerreißversuche durchgeführt worden, zu welchen Probestäbe verwendet worden sind, die bei den verschiedensten Temperaturen vorher ausgeglüht waren. In den folgenden Abbildungen sind diese Versuche, soweit sie praktische Grenzen erreichen, wiedergegeben und zwar ist in Abb. 23 im räumlichen System die Festigkeit, die Ausglühtemperatur und die Wärmerreißtemperatur veranschaulicht. Bei diesen Wärmerreißversuchen sind ebenfalls die Dehnungen und die Streckgrenzen gemessen und unter gleichen Verhältnissen in Abb. 24 die Dehnungen [und in

Abb. 25 die Streckgrenzen aufgetragen. Zur näheren Erläuterung dieser Kurven und der vorgenommenen Versuche sei einiges über die Einrichtung und über die Art der Messung beigefügt. Die Warmzerreiversuche sind ausgeführt mit einer Präzisions-Zerreißmaschine für kleine Last. Die Proben wurden erwärmt durch ein Öl- bzw. Salzbad, je nach der beabsichtigten Zerreitemperatur. Dieses Bad war mit Rührvorrichtung versehen und wurde durch einen elektrischen Ofen erwärmt. Die Dauer des Warmzerreiversuchs betrug vom Anheizen bis zum Zerreißen 3½ Stunden. Der ganze Apparat wurde langsam angeheizt und eine Stunde auf der beabsichtigten Temperatur konstant gehalten.

Zur Erzielung größter Genauigkeit wurde der Martensche Spiegelapparat verwandt. Der Apparat war besonders für Warmzerreiversuche hergestellt, die Meschienen erhielten veränderte Form und waren aus Material angefertigt, welches den beabsichtigten Temperaturen ohne weiteres ausgesetzt werden konnte, ohne daß Formveränderungen zu befürchten waren. Vor Beginn der Messungen mit dem Spiegelapparat wurden die Längenänderungen, welche aus der Erwärmung herrührten, ausgeschieden, so daß beim Versuch alle äußeren Einflüsse ausgeschaltet waren. Da im Gegensatz zu Stahl beim Messing die Streckgrenze nicht in so markanter Weise eintritt, ist die Streckgrenze als der Punkt festgelegt, welcher 0,2 % bleibende Dehnung ergab.

Gleichviel welche Befestigungsart für die Beschau felung gewählt wird, werden zur Versteifung und Verbindung der Schaufeln Deckringe aufgesetzt oder aber Drähte eingelötet. Bei langen Schaufeln werden mehrere Drähte angewendet oder aber Deckringe und Drähte kommen gemeinsam zur Verwendung. Die Befestigung der Deckringe auf den Schaufeln wird mittels Nietkopf herbeigeführt. Es war wichtig, festzustellen, wie der Nietkopf zu bemessen, ob die Nietverbindung zu verbessern war und ob man den Niet außerdem verlötete. Es sollen in Nachstehendem einige der Versuche mitgeteilt werden, die zur Klärung dieser Verhältnisse beigetragen haben. In Abb. 26 Tafel V ist der Schnitt durch ein Deckband, Nietung sowie durch das angrenzende Schaufelstck wiedergegeben. Die Schaufel und das Deckband sind aus gleicher Legierung, es ist aus dem Bild ohne weiteres ersichtlich, daß das Stauchen des Nietkopfes eine Kaltbearbeitung des Materials hervorgerufen, und daß demgemäß die Struktur des Nietkopfes und des Niethalses gegenüber der Schaufeln sich verändert hat. Es mußte natürlich angenommen werden, daß diese Speziallegierung, welche in so weitem Maße durch Ausglühen beeinflt werden kann, auch beim umgekehrten Vorgang, dem Kaltverdichten, dem Grad dieser Verdichtung entsprechend, verändert wird, mit anderen Worten: es lag die Gefahr nahe, daß durch das

Schlagen des Nietkopfes im Material des Nietkopfes Eigenschaften erzielt werden, die eine Haltbarkeit desselben evtl. in Frage stellen konnten.

Bei diesen kleinen Flächen und Querschnitten, die in Frage kamen, war weder mittels Zerreiversuchs noch durch Messung des Kugeldrucks oder ähnliche Messungen auf die Festigkeit und damit auf die eventuelle Sprödigkeit des Nietkopfes zu schließen. Es gab nur zwei Mittel, das Material im Nietkopf selbst zu beurteilen und das waren die Messungen der Kristallgröße oder die Bestimmung der Ritzhärte nach Martens. Da bei den Verdichtungsgraden, wie sie im geschlagenen Nietkopfe aufgetreten sind, die Messungen der Kristallgröße nicht mehr zulässig war, mußte für diesen Fall die Ritzhrteprfung

Schaufelnietkopf, ungelötet.

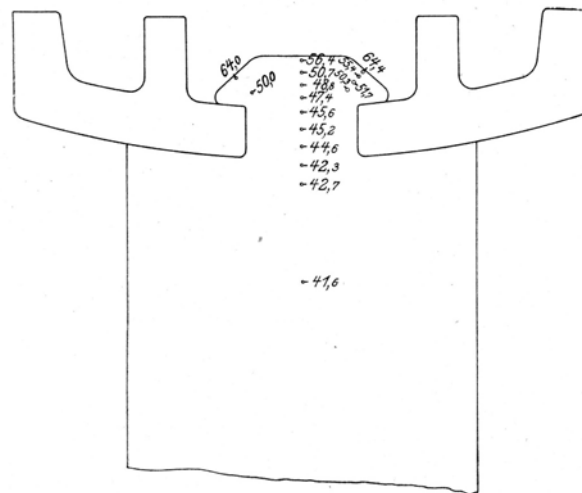


Abb. 27.

angewandt werden. Um von der Ritzhärte die Festigkeit bestimmen zu können, wurden an Probestäben von verschiedenen Hrten für einen größeren Meßbereich Zerreißfestigkeit und jeweilige Ritzhärte festgestellt und so die Grundlage geschaffen für die Beurteilung der Festigkeitseigenschaften. Nach diesen Ermittlungen sind in Abb. 27 in den gemessenen Punkten die ungefähren Festigkeiten für die in Abb. 26 wiedergegebene Nietverbindung eingetragen. Die Anfangsfestigkeit von 41,6 kg/qmm war durch Zerreißversuche mit Material derselben Profilstange festgelegt, sie steigt bis auf etwa 64 kg am äußersten Rande.

In Abb. 28 Tafel V ist der gleiche Nietkopf gezeigt, jedoch berltet. Man erkennt deutlich die durch das Löten entstehende Gefügeänderung, d. h. Kristallvergrerung. Auf Grund der vorher schon erwähnten Versuche mit diesem Messing kann man nun ohne weiteres auf die Festigkeitseigenschaften an jeder

Stelle des Nietkopfes schließen. Diese gefolgerten Eigenschaften sind in Abb. 29 eingetragen, und bedeuten die eingeschriebenen Zahlen wieder die an der betreffenden Stelle vorhandene Festigkeit. Wie aus der Abb. 29 ersichtlich, geht die Festigkeit von 41,6 bis auf 32 kg/qmm herunter, dem eine Streckgrenze von etwa 10 kg/qmm entspricht. Wird nun diese Nietung noch dem Dampf ausgesetzt, z. B. bei 250°, so fallen nach Abb. 23 und 25 diese Werte noch auf etwa 28 kg/qmm Festigkeit und etwa 9 kg/qmm Streckgrenze. Es ist selbstverständlich, daß beim gelöteten Nietkopf prinzipielle Unterschiede sich ergeben gegenüber den nur genieteten. Der nur genietete Kopf muß einer wie der andere ausfallen, da die Materialien, Materialstärken usw. immer dieselben sind.

Schaufelnietkopf, überlötet.

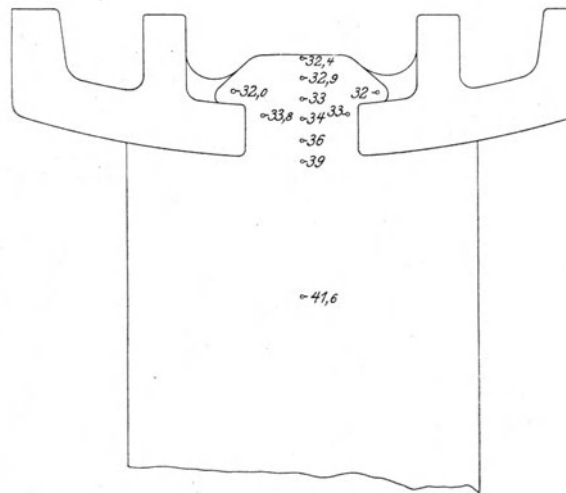


Abb. 29.

Anders verhält sich die Sache beim überlöteten Kopf, da bei diesem durch die Ausführung der Lötung, durch das verwendete Lot und durch die Art der verwendeten Lötflamme ein größerer Einfluß ausgeübt werden kann. Der in Abb. 28 Tafel V gezeigte gelötete Nietkopf ist natürlich nur für die bestimmten Verhältnisse maßgebend und nicht etwa für sämtliche überlötete Nietköpfe. Es kann ohne weiteres eintreten, daß durch die Lötflamme das Material fast vollständig seine Festigkeiten verliert, ohne daß man äußerlich auch nur im geringsten hiervon etwas bemerkt. Der in Abb. 28 Tafel V dargestellte Nietkopf ist für die Festigkeiten unter sehr günstigen Verhältnissen hergestellt. In vorstehenden Untersuchungen sind sozusagen die internen Festigkeitsverhältnisse an der Schaufel, an dem Niethals und dem Nietkopf untersucht worden. Ein Gesamtbild der Unterschiede, die zwischen den nur genieteten und den außerdem überlöteten Nietköpfen bestehen, ergeben Zerreißversuche,

bei denen das Deckband in Schaufelrichtung abgerissen wird. Für die beiden in Abb. 26 und 28 in Tafel V dargestellten Nietkopffarten sind folgende Mittelwerte beim Zerreiversuch festgestellt worden: Belastung bis zum Abreißen des Deckbandes von einer Nietung:

ungelötet 584 kg,

gelötet 347 „

d. h. bei dieser Schaufelart erzielt man durch die Lötung nur etwa 60 v. H. der Festigkeit des ungelöteten Nietkopfes.

Ganz so einfach wie die Untersuchung der Deckbandnietung gestaltet sich die Untersuchung der eingelöteten Drähte zur Versteifung der Schaufeln nicht. Es ist schon angedeutet worden, daß das Silberlot, die verwendete Lötflamme usw. einen großen Einfluß auf die Festigkeitseigenschaften der Lötstellen ausüben, und sind deshalb mit einer großen Anzahl von Silberloten verschiedener Zusammensetzungen Zerreißversuche in der Weise ausgeführt worden, daß zwei Enden Messingdraht von der gleichen Legierung wie die der Schaufeln stumpf zusammengelötet worden sind. Entsprechend den verschiedenen Schmelzpunkten der einzelnen Silberlote ist der Messingdraht mehr oder weniger lange einer bestimmten Temperatur ausgesetzt worden, und demzufolge ist auch der Einfluß des Ausglühens ein verschieden starker gewesen. Da die durch die Lötflamme entwickelte Temperatur in allen Fällen über der Schmelztemperatur des Messingdrahtes liegt, muß ein Lot verwendet werden, das einen niedrigeren Schmelzpunkt hat als das Messing selbst, weil sonst wohl das Messing zum Schmelzen gebracht würde, nicht aber das Lot. Diese Gesichtspunkte ändern sich praktisch nicht, auch wenn Drähte aus anderem Material, z. B. Bi-Metalldraht, in Betracht kommen. Es geht auch aus diesen Ausführungen unzweideutig hervor, welch großen Einfluß die Wahl der Lötflamme ausüben kann und des weiteren, daß bei Ausführung der Lötung die erzielten Ergebnisse außergewöhnlich stark von der Geschicklichkeit des betreffenden Arbeiters abhängen. Es muß noch hinzugefügt werden, daß diese durch die näheren Umstände, unter welchen die Lötung auszuführen ist, ebenfalls noch stark beeinträchtigt werden kann. Die in Nachstehendem näher beschriebenen Untersuchungen der gelöteten Drähte sind an Lötungen durchgeführt, die von einem eingearbeiteten geschickten Arbeiter unter den denkbar günstigsten Arbeitsumständen ausgeführt worden sind.

Es sind mit den verschiedensten Silberloten Messingdrähte zusammengelötet worden und bei Zimmertemperatur zerrissen. Um die Beurteilung zu ermöglichen, welche Einbußen an Festigkeit usw. bei den später im Betrieb auftretenden Temperaturen zu erwarten sind, wurden mit gleichen Proben Warmzerreiversuche

ausgeführt. Der für diese Versuche verwendete Messingdraht ist vorher genau untersucht. Er hatte im Mittel 55 kg/qmm Festigkeit bei 12 v. H. Dehnung. Der Draht bestand aus 72 v. H. Kupfer, Rest Zink, Gesamtverunreinigungen unter 0,15 v. H., also ein Spezialmessingdraht von großer Reinheit. Zur Untersuchung wurden 16 in ihrer Legierung sehr verschiedene Silberlote angewendet und haben ergeben, daß die Zerreißfestigkeit bei Zimmertemperatur in den Lötstellen betragen hat zwischen 19 kg/qmm und 27 kg/qmm, alles auf den ursprünglichen Drahtquerschnitt von 3,8 mm Durchmesser berechnet. Die Festigkeit in den gelöteten Drähten beträgt demnach nur noch 35 bis 49 v. H. der ursprünglichen Festigkeit des Drahtes,

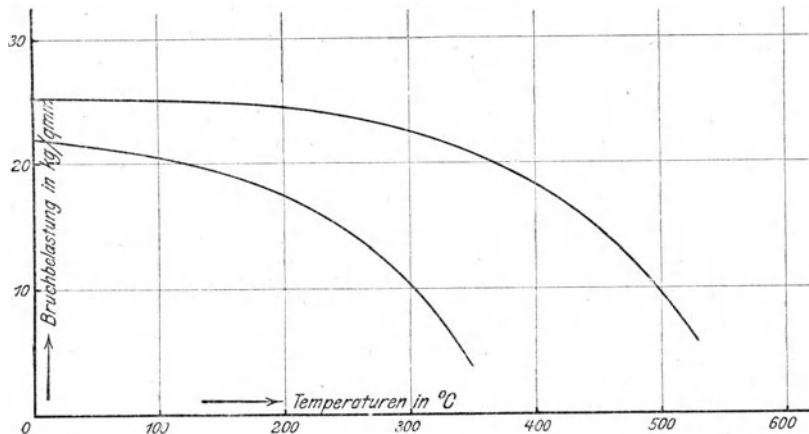


Abb. 30.

In Abb. 30 sind die mit diesen gelöteten Drähten ausgeführten Warmzerreiversuche wiedergegeben, und zwar sind nur die beiden Lote in die Kurve eingetragen, die nach dem Minimum und nach dem Maximum die Grenzwerte ergeben haben, sämtliche übrigen untersuchten Lote liegen zwischen diesen beiden Kurven. Es muß noch hervorgehoben werden, daß nur mit denjenigen Silberloten Warmzerreiversuche ausgeführt worden sind, welche sich für den bestimmten Zweck als geeignet erwiesen haben. Wie aus der Kurve Abb. 30 ersichtlich, kann die durch das Löten sich ergebende Festigkeitsabnahme im ungünstigeren Falle, z. B. bei 250° Betriebstemperatur, noch um weitere 34 v. H. vermindert werden.

Außer diesen Versuchen mit Messingdraht sind zum Vergleich mit einigen Silberloten stumpf gelötete Bi-Metalldrähte ebenfalls bei Zimmertemperatur Zerreiversuchen unterworfen worden, die die gleichen Verhältnisse ergeben haben. Es waren jedoch bei dieser Art Drähte nicht nur die Festigkeitsverluste größer, sondern die erzielten spezifischen Belastungen der Lötstellen, auf den ursprüng-

lichen Drahtquerschnitt bezogen, lagen tiefer als bei den Messingdrähten. Der Vorgang der Untersuchung ist wohl sehr geeignet, verschiedene Qualitäten von Silberloten unter sich zu vergleichen, er genügt aber nicht, um ein klares Bild darüber zu erhalten, wie sich diese Eigenschaften in Verbindung zwischen Schaufel

Zerreißproben mit angelöteten Schaufelbindedrähten.

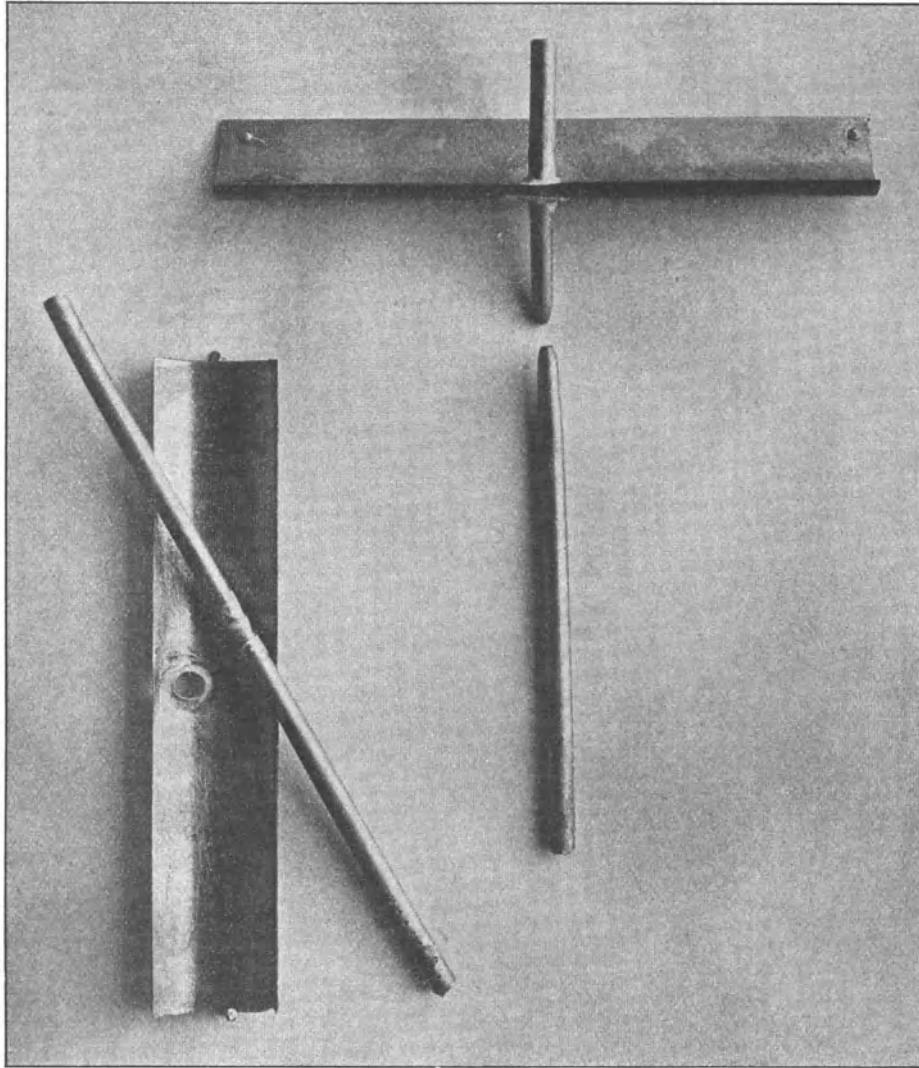


Abb. 31.

und Bindedraht zeigen, da diese keine stumpf gelöteten Stellen besitzen. Um auch hierüber Aufschluß zu bekommen, sind mit in Schaufeln eingelöteten Drähten Zerreißversuche durchgeführt worden in der Weise, daß einerseits die Schaufel durch die Einspannvorrichtung direkt um die Lötstelle herumgefaßt und andererseits der in die Schaufel eingelötete Draht in der Zerreißmaschine eingespannt

wurde. Es konnten mit diesen Versuchen also genau die Festigkeitseigenschaften der einzelnen Lötstellen geprüft werden.

Die Proben für die Untersuchungen wurden angefertigt in ähnlicher Weise, wie sie in der praktischen Konstruktion vorhanden sind, d. h. es wurden verschieden starke Drähte in die verschiedenen zugehörigen Schaufeln eingelötet und von jeder Art eine ganze Anzahl Proben untersucht. Diese Versuche wurden sowohl durchgeführt mit eingelöteten Messingdrähten als auch mit eingelöteten Bi-Metalldrähten. Es ist schon wiederholt angedeutet und untersucht worden, welche Verluste an Festigkeit durch das Löten in den verschiedenen Materialien erzeugt werden, und ist bei den vorgenommenen Zerreiversuchen mit Messingdraht und Bi-Metalldraht folgendes festgestellt worden: Die eingelöteten Messingdrähte sind fast ohne Ausnahme nicht gerissen, sondern der Draht ist aus der Lötstelle herausgezogen worden, wie aus Abb. 31 ersichtlich. Für die Festigkeitseigenschaften war deshalb bei Messingdraht die Festigkeit der Lötstelle maßgebend, das Gegenteil ergab sich bei den Zerreiversuchen mit Bi-Metalldraht, bei welchem fast ohne Ausnahme die Lötstelle gehalten hat, aber der Draht gerissen ist. Aus dieser Tatsache allein geht schon ohne weiteres hervor, daß der Messingdraht nach dem Einlöten größere Festigkeiten aufweist als der Bi-Metalldraht, was auch durch die Versuche dargetan wurde. Da die Lötung beim Messingdraht und beim Bi-Metalldraht gleich ausgeführt und bei keinem der beiden Drahtsorten ein Ineinanderschmelzen der Lötmasse und des Drahtes festgestellt ist, so ist in beiden Fällen immer nur eine reine Lötung vorhanden, d. h. um den Ausdruck zu gebrauchen, ein Aneinanderkleben, wie auch aus den Abb. 32 und 33 Tafel IV zu ersehen ist. Aus diesen Überlegungen ergibt sich schon an und für sich, daß die Lotverbindung mit Messingdraht mehr halten muß als die entsprechende Lotverbindung mit Bi-Metalldraht. Die Zerreißversuche haben auch ergeben, daß die absolute Festigkeit bei verschiedenen Drahtstärken beim Messingdraht höher lag als bei den entsprechenden Drahtstärken beim Bi-Metalldraht.

So ergaben die Mittelwerte von zahlreichen Zerreißproben von an Schaufeln angelöteten Drähten eine Belastung bis zum Abreißen des Drahtes oder Ausreißen aus der Lötstelle:

Drahtdurchmesser 4 mm	Messingdraht	420 kg
	Bi-Metalldraht	354 „
„ 6 mm	Messingdraht	942 „
	Bi-Metalldraht	849 „
„ 10 mm	Messingdraht	1691 „
	Bi-Metalldraht	1522 „

d. h. die absolute Festigkeit des Bi-Metalldrahtes beträgt nur 85—90 v. H. der des Messingdrahtes.

Es muß noch zugefügt werden, daß der Messingdraht wieder aus Spezialmessing hergestellt war und daß Bi-Metalldraht von ausgesucht guter Beschaffenheit bei den Versuchen Verwendung gefunden hat.

Die große Reihe von Versuchen mit Drähten von verschiedener Ursprungsfestigkeit (hart, halbhart und weich) zeigt des weiteren, daß ein falsches Bild in der Beurteilung entstände, wenn man nicht die nach dem Löten übrig bleibende Gesamtfestigkeit in Betracht ziehen würde, sondern nur den prozentualen Festigkeitsverlust gegenüber dem ursprünglichen Material. Wenn ein Messing- oder Bi-Metalldraht zur Verwendung gelangt, der vor der Verwendung schon über das Maß ausgeglüht ist, das bei der Lötung eintritt, so könnte nach reiner Überlegung der Fall eintreten, daß der Zerreiversuch, wie er vorstehend beschrieben ist, 100 v. H. der ursprünglichen Festigkeit des Drahtes ergeben würde. Dies trifft jedoch nicht zu, da noch andere Erscheinungen dabei zu berücksichtigen sind, welche bei dem Zerreiversuch beobachtet werden konnten, wie z. B. die Einflüsse der Kontraktion und erhöhten Dehnung.

Es können im Betriebe Brüche der Lötstellen als auch Drahtbrüche vorkommen. Die Untersuchung von solchen Drahtbrüchen hat ergeben, daß diese nicht infolge von Überanstrengung durch reine Biegung oder Zugkräfte eintreten können, sondern von Dauerbeanspruchungen herrühren, d. h. daß die bekannten Ermüdungserscheinungen auftreten. Schon das Aussehen eines solchen Bruches zeigt durch das Fehlen jeder Dehnung und Kontraktion, daß diese Brüche durch Ermüdungserscheinungen aufgetreten sein müssen. Einen solchen Bruch zeigt z. B. Abb. 34 Tafel VI.

Die Erscheinungen der auftretenden Drahtbrüche beruhen größtenteils auf Biegebeanspruchungen, hervorgerufen durch die Schwingungen der Schaufeln, und konnten am besten im Versuchsapparat in der Weise wiedergegeben werden, daß ein sich drehender Draht dauernd Biegebeanspruchungen ausgesetzt wurde.

Es ist bei allen diesen Versuchen eine bekannte Erscheinung, daß unter bestimmter Belastung und nach einer bestimmten Anzahl von Wechseln in dieser Belastung ein Bruch erfolgt, der entgegengesetzt zum Zerreiversuch oder Biegeversuch keine der bei diesen Versuchen sich ergebenden bleibenden Formveränderungen aufweist, sondern selbst das zähste Material bricht, als ob ein Glasstab durchgebrochen würde.

In Abb. 35 sind Brüche von Zerreiversuchen und Brüche der Dauerversuche sowohl von Bi-Metalldraht als auch von Messingdraht einander gegenübergestellt.

Zerreißprobe und Dauerbruchproben von Messing- und Bi-Metalldrähten.

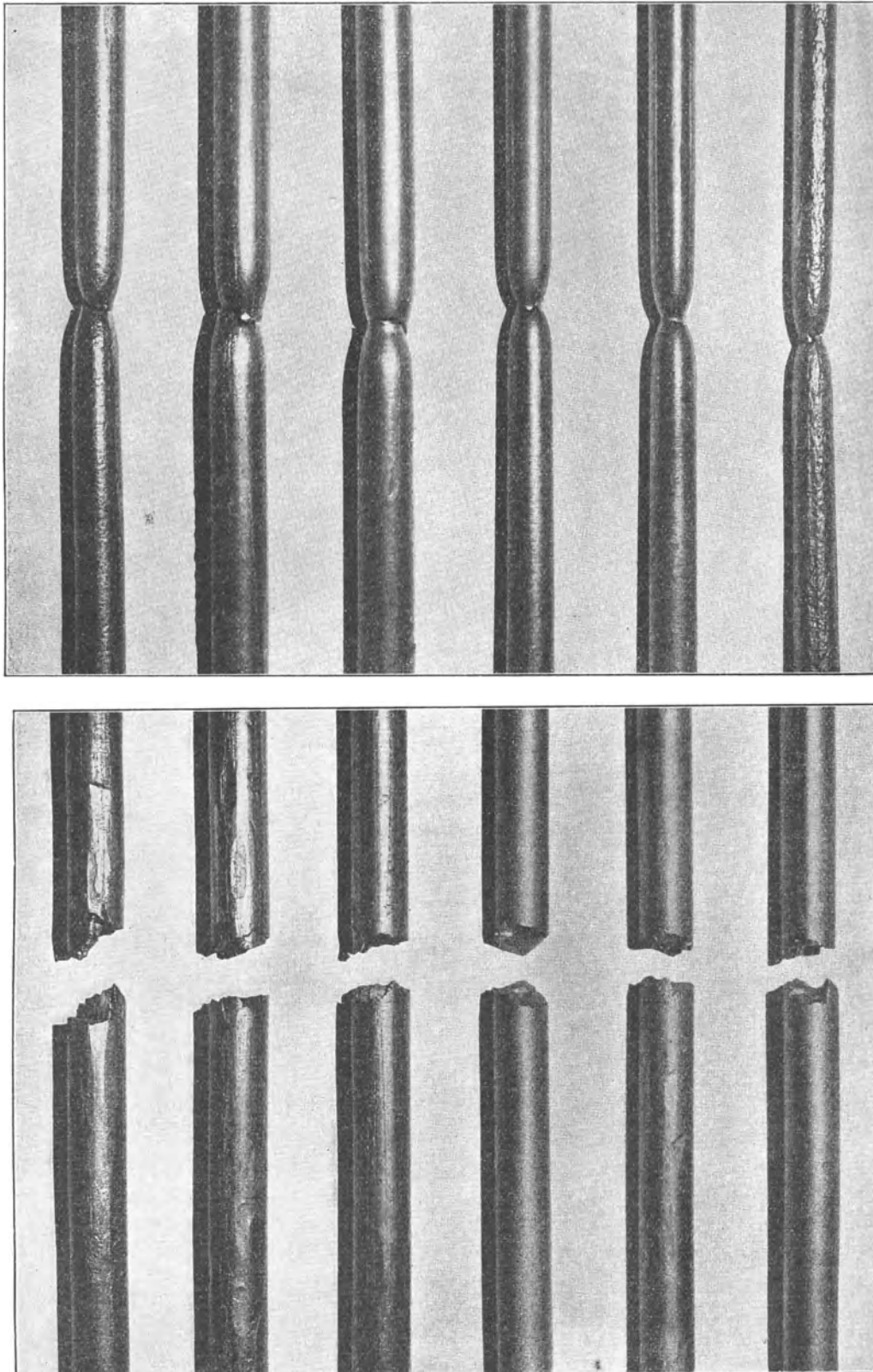


Abb. 35.

Bei den vorgenommenen Dauerversuchen wurde nun zunächst bei konstanter Last der Einfluß der Hebellänge bei verschiedener Belastung festgestellt. Die Ergebnisse sind in Abb. 36 dargestellt.

Dauerbiegeversuche mit verschiedenem Hebelarm.

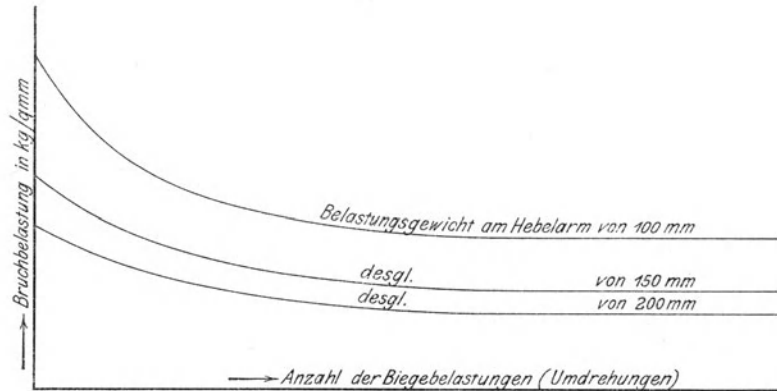


Abb. 36.

Dauerbiegeversuche mit verschiedenem Draht-Durchmesser.

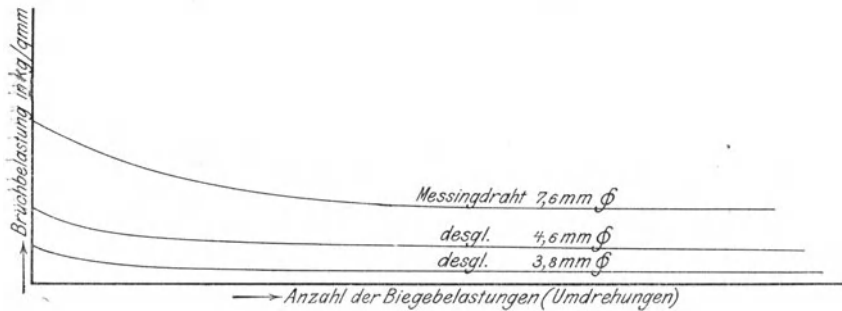


Abb. 37.

Dauerbiegeversuche mit Bi-Metalldraht.

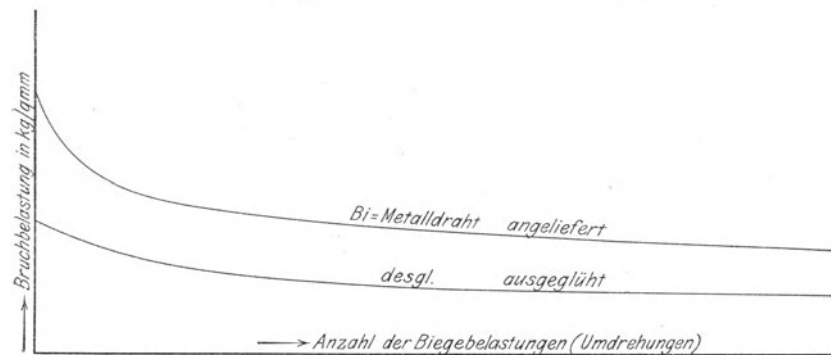


Abb. 38.

Es wurde außerdem eine Anzahl Versuche durchgeführt mit verschiedenen Drahtstärken, um den Einfluß derselben festzustellen, und sind die Resultate dieser Versuche in Abb. 37 veranschaulicht.

Selbstverständlich haben die Festigkeitseigenschaften des Materials auch auf die Dauerbiegefestigkeit einen Einfluß und wurden, um diese Einflüsse klarzulegen, Untersuchungen durchgeführt, einmal im Anlieferungszustand, das andere Mal mit ausgeglühtem Drahtmaterial. Die Ergebnisse mit z. B. Bi-Metall-drähten sind in Abb. 38 wiedergegeben.

Dauerbelastung und Zerreißfestigkeit.

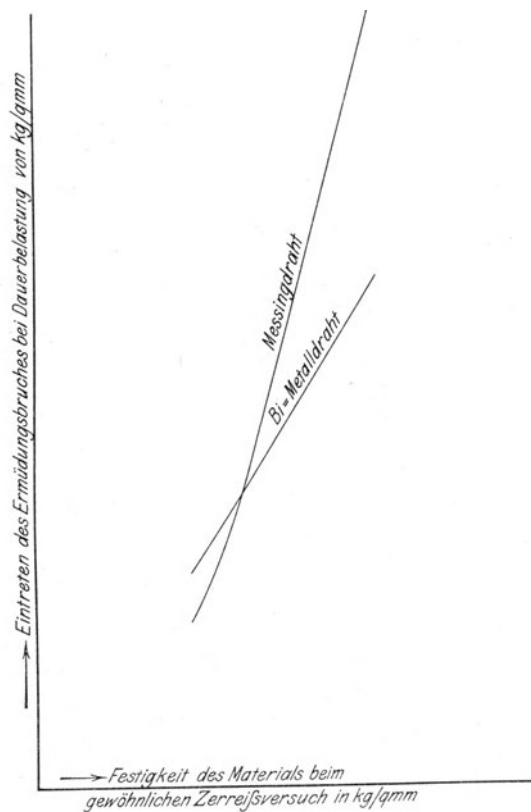


Abb. 39.

Es ist aus diesen drei Kurven (Abb. 36—38) ohne weiteres ersichtlich, daß, um einen Bruch zu vermeiden, im dauernden Betrieb die Belastung ein gewisses Maß nicht übersteigen darf, und diese Belastung liegt wesentlich tiefer, als sich bei gewöhnlichem Zerreiversuch oder Biegeversuch ergeben würde. Wird diese zulässige Belastung überschritten, so tritt nach einer bestimmten Zeit bereits der Bruch ein.

Das Ausglühen der Drähte, gleichviel ob Bi-Metall- oder Messingdraht, verringert diese zulässige Belastung auf ungefähr die Hälfte. In Wirklichkeit ist die durch das Einlöten der Drähte in die Schaufel herbeigeführte Umwandlung der Drähte gleichbedeutend mit einer vollständigen Ausglühung derselben über die ganze Länge, da die einzelnen Schaufeln und deshalb auch die Lötstellen mit verhältnismäßig kleinen Zwischenräumen nebeneinander stehen. Irrtümlicherweise wurde manchmal bei aufgetretenen Drahtbrüchen die Ursache in fehlerhaftem Material gesucht; durch die eben erwähnten Versuche ist aber festgestellt, daß es sich um Ermüdungserscheinungen und Ermüdungsbrüche in den meisten Fällen gehandelt hat.

Durchbiegungen von Turbinenschaufeln.

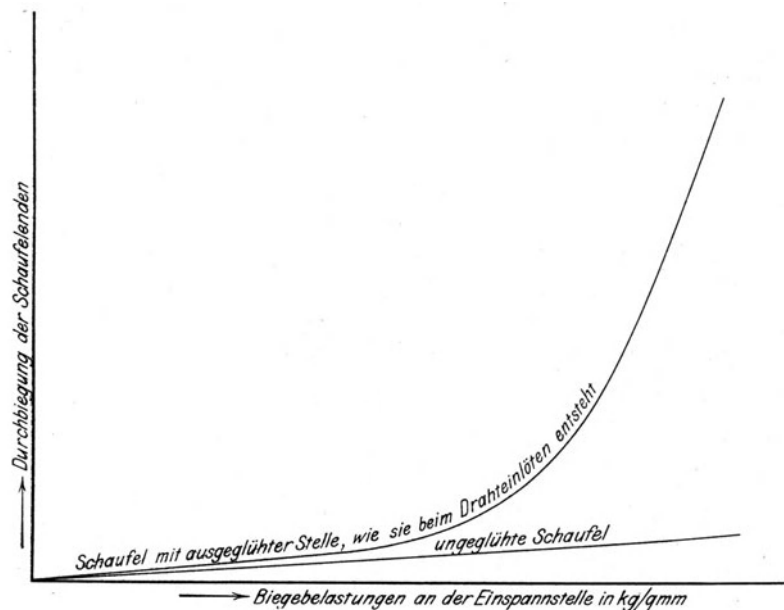


Abb. 40.

Die gemessenen Ergebnisse lassen sich am zweckmäßigsten zusammenfassen und für verschiedene Drahtsorten vergleichen, wenn die Dauerbiegebeanspruchung in Abhängigkeit der Ursprungsfestigkeit dargestellt wird wie dies in Abb. 39 geschehen ist.

Die in dieser Abbildung angegebene spezifische Dauerbiegefestigkeit ergab sich bei 1 Million Umdrehungen des Drahtes, was einer Belastungsdauer entspricht, bei welcher die Bruchfestigkeit mit der Zunahme der Gesamtumdrehungszahl kaum noch sinkt.

Aus der Kurve Abb. 39 ist ersichtlich, daß auch bei den Dauerversuchen der

Messingdraht und der Bi-Metalldraht sich verschieden verhalten. Bei einem bestimmten Punkt unterschneidet die Kurve des Messingdrahtes diejenige des Bi-Metalldrahtes. Dieser Punkt tritt jedoch erst unter Verhältnissen ein, welche praktisch gesprochen beim Löten ohne sichtbare Zerstörung an der Schaufel bzw. an dem Draht, sowohl Messing wie Bi-Metall, nicht erreicht werden können.

Es bleibt auch noch zu prüfen übrig, welchen Einfluß hier das Einlöten der Drähte in die Schaufeln und das dabei partiell stattfindende Ausglühen der Schaufel auf letztere selbst ausübt. Mit solchen Schaufeln Zerreißversuche auszuführen, hat keinen Zweck, da eben die Schaufel an der geglühten Stelle ohne weiteres reißt, bevor die übrigen Teile der Schaufel zu Dehnungen herangezogen werden. Die beste Möglichkeit, einen Überblick über diese Einflüsse zu gewinnen, bot der Biegeversuch, und dies um so mehr, als im praktischen Betriebe bei der Schaufelung Biegebeanspruchungen in erster Linie auftreten. Die Versuche wurden in der Weise ausgeführt, daß die Schaufel an einer Stelle ähnlich wie beim Löten ausgeglüht, entsprechend der Befestigung im Betrieb eingespannt, am anderen Ende mit zunehmenden Gewichten belastet und dabei die jeweilige Durchbiegung gemessen wurde. In Abb. 40 ist die Kurve der Durchfederung einer Normalschaukel ohne Ausglüfung und die einer wie beschrieben geglühten Schaufel wiedergegeben.

Es ist aus der Abbildung ersichtlich, in welchem steigendem Maße die Federung vergrößert wird gegenüber der ungeglühten Schaufel bei wachsender Belastung. Durch das Zusammensetzen einzelner Schaufeln in Verbände von einer großen Anzahl Schaufeln müßte diese Erscheinung beim Durchbiegen dieser ganzen Verbände ebenfalls eintreten. Inwieweit dies zutrifft, werden uns die nachstehenden Versuche zeigen.

Soweit die bisher beschriebenen Untersuchungen sich auf das Turbinen-Schauflungs-Material bezogen, so handelte es sich darum, die Eigenschaften der verwendeten Legierungen in den verschiedenen Stadien festzustellen oder aber es handelte sich um Untersuchungen von Einzelteilen und um Feststellung der Einflüsse, welche die Herstellung der verschiedenen Konstruktionen auf das Material ausüben. Es soll nunmehr auf Untersuchungen übergegangen werden, die an Bau-teilen ausgeführt worden sind, welche in sich die bisher untersuchten Einzelteile vereinigen.

Es ist bei diesen Untersuchungen, die sich auf zusammengesetzte Schaufelverbände beziehen, so vorgegangen worden, daß zunächst solche Schaufelungsteile ruhenden Belastungen ausgesetzt, und daran anschließend wieder Dauerbeanspruchungen unterworfen wurden. Bei den Versuchen mit ruhender Belastung wurden die Schaufeln einzeln oder in ganzen Verbänden eingespannt und am Ende durch

Gewichte belastet, sowie die am Ende auftretende Durchfederung bei den einzelnen Belastungsstufen gemessen.

Bei Prüfung der ganzen Verbände oder Segmente wurde die Gesamtbelastung nicht etwa auf einen einzelnen Punkt vereinigt, sondern die Last wurde entsprechend der im Segment vorhandenen Schaufelzahl zerlegt, und zwar so, daß eine gleichmäßige Belastung für alle Einzelangriffspunkte gewährleistet war.

Die Ergebnisse dieser Versuche sind in Abb. 41 als Kurve aufgetragen, und zwar ist die Durchbiegung in Abhängigkeit gebracht von der spezifischen Belastung im Schaufelfuß.

Durchbiegung von Turbinen-Schaufel-Verbänden.

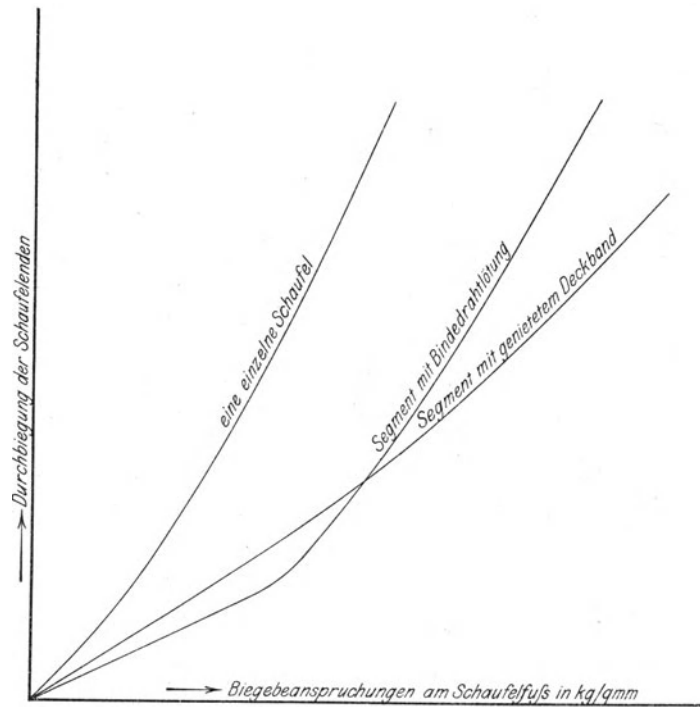


Abb. 41.

Aus den Versuchsreihen sind in der Kurve dargestellt:

1. die Durchbiegung einer einzelnen Schaufel bei zunehmenden Belastungen;
2. die Durchbiegung eines Segments mit angenietetem Deckring und
3. die Durchbiegung eines Segments mit eingelötetem Draht.

Sämtliche Segmente und die einzelnen Schaufeln waren aus demselben Profil und von derselben Höhe. Während sich die Durchbiegungen der einzelnen Schaufel und des Segments mit genietetem Deckring annähernd proportional der Belastung ergeben haben, weist das Segment mit eingelötetem Draht zunächst eine

etwas größere Steifigkeit auf, jedoch nur bis zu einer gewissen Grenze. Darüber hinaus hört die anfänglich vorhandene Proportionalität auf, und es zeigen sich von da ab Federungen, die genau so stark zunehmen wie die der Einzelschaufel.

Aus diesen Versuchen ist ersichtlich, daß durch den Verband, sei es durch Deckring, sei es durch eingelöteten Draht, eine wesentliche Versteifung gegenüber der einzelnen Schaufel eintritt; es geht ferner daraus hervor, daß die Verstärkung durch den Verband in dem Segment mit eingelötetem Draht, wenn dasselbe über einen bestimmten Punkt belastet wird, verloren geht, daß aber hingegen beim Segment mit eingekietetem Deckring stets der Festigkeitsgewinn durch den Verband bis zu den höchsten Belastungen gewahrt bleibt. Diese Tatsachen erweisen, daß beim Segment mit eingelötetem Draht die Art des Verbandes während der Belastung eine Änderung erfährt. Es ist eine bekannte Tatsache, daß Erscheinungen, die bei einer einmaligen Belastung auftreten, sich bei Dauerversuchen wiederholen, dabei darf aber die Belastung nur einen bestimmten Bruchteil derjenigen beim gewöhnlichen Versuch erreichen.

Ob die bei diesen einfachen Versuchen festgestellten Erscheinungen auch im wirklichen Betriebe auftreten, ist durch Dauerversuche untersucht worden, unter größtmöglicher Übereinstimmung mit den Betriebsverhältnissen, wie sie in der fertigen Turbine auftreten.

Wenn auch im allgemeinen angenommen wird, daß der Dampf gleichmäßig durch die Turbine strömt, so trifft das doch nicht zu. In den jetzt allgemein angewendeten Düsen-Druckstufen treten zweifelsohne Stöße auf die Schaufeln auf, aber auch im Überdruckteil können Ungleichmäßigkeiten in der Dampfströmung vorhanden sein, besonders bei Veränderung der Leistung der Turbinen und unbedingt beim Umsteuern und Anfahren der Maschinen. Es können aber auch durch die Dampfgeschwindigkeit selbst, sowie durch äußere Einflüsse Schwingungs- und Stoßerscheinungen auftreten. Aus all diesen Ursachen erscheint es den praktischen Betriebsverhältnissen wohl am meisten zu entsprechen, wenn man die zu untersuchenden Segmente einem Druckluftstrahl aussetzt, dessen Stoßwirkung durch eine Vorrichtung fortwährend unterbrochen wird. Der Versuchsapparat wurde deshalb in der Weise ausgeführt, daß in einer rotierenden Scheibe unter einem bestimmten Winkel zur Radialen Düsen eingesetzt wurden, welche durch die Scheibe und durch hohl gebaute Wellen hindurch Druckluft zugeführt erhielten. Die Versuchssegmente wurden, und zwar mehrere gleichzeitig, um die rotierende Scheibe herum gebaut. Der Versuchsapparat ist in Abb. 42 wiedergegeben.

Die Anordnung ermöglichte unter genau denselben Verhältnissen fünf verschiedene Segmente gleichzeitig zu erproben, und war der Apparat mit Mano-

meter, Tachometer und Umdrehungszähler ausgerüstet. Beim Versuch rotierte die Scheibe mit einer bestimmten Tourenzahl; der Luftdruck vor den Düsen wurde auf einer bestimmten Höhe gehalten und die einzelnen Segmente während der Versuchsdauer genau beobachtet. Es wurde festgestellt, nach wieviel Stößen (Anzahl der Umdrehungen) bei einzelnen Segmenten Beschädigungen auftraten

Vorrichtung für Dauerblas-Versuche.

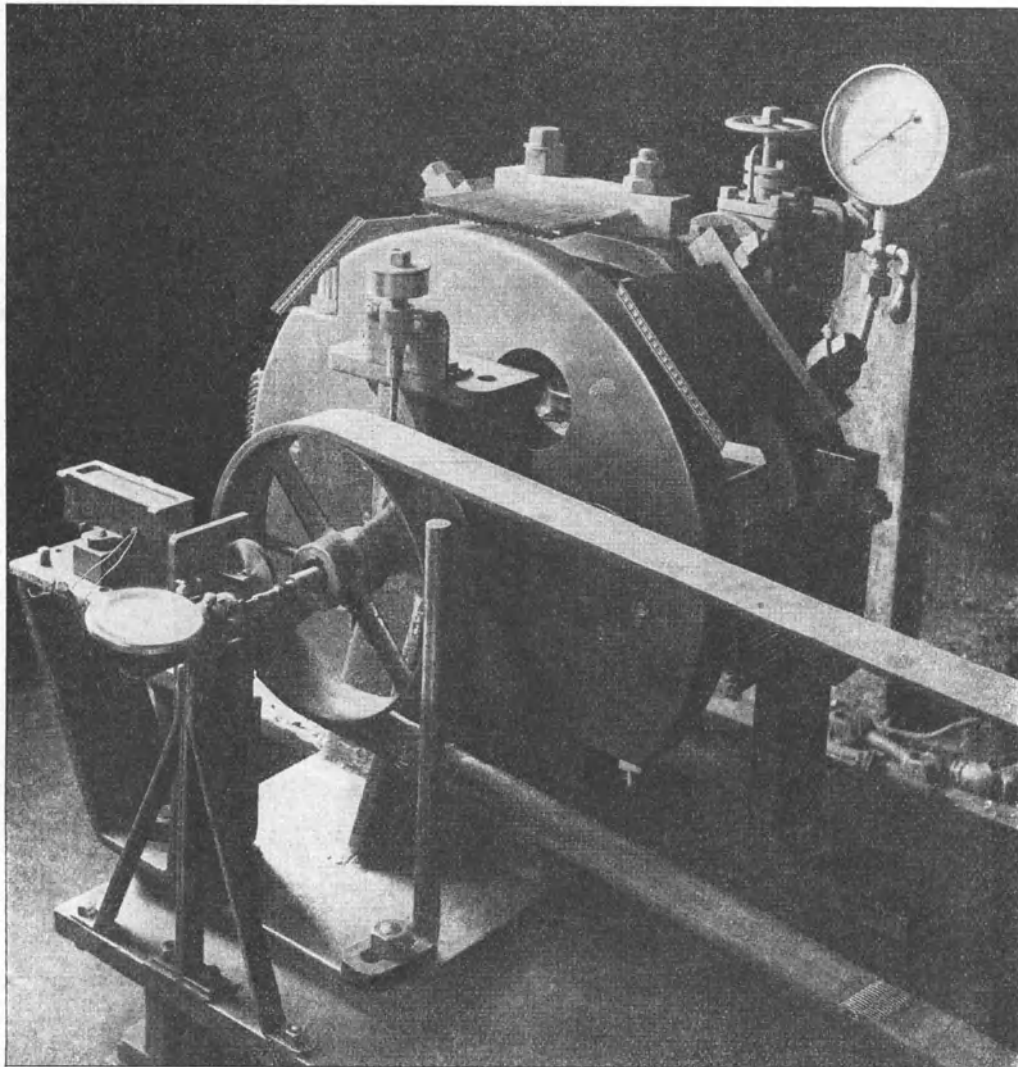


Abb. 42.

und welcher Art diese Beschädigungen waren. Um die Versuchsdauer abzukürzen, wurde die Beanspruchung der Schaufeln durch den Luftstrahl etwas höher gewählt, als man für den Normalbetrieb als zulässig erachtet.

Werden die in den Apparat eingebauten Segmente bei sonst gleich bleibenden Verhältnissen steigenden Umdrehungszahlen ausgesetzt, so kann man die Beobachtung machen, daß bei bestimmten Umdrehungszahlen die Segmente in Schwingungen geraten, um bei steigender Tourenzahl wieder starr zu stehen, d. h. es treten bei diesen Versuchen je nach Umdrehungen und Verhältnissen Resonanzschwingungen auf. Es wurden nun Versuchsreihen durchgeführt einmal bei Umdrehungszahlen, welche für sämtliche eingebaute Segmente zwischen den Resonanzzahlen lagen, so daß die Segmente selbst keine Schwingungen aufwiesen. Zweitens wurden die einzelnen Segmente solchen Tourenzahlen ausgesetzt, die Schwingungen derselben auftreten ließen. Für die Versuche mit Resonanz wurden Tourenzahlen gewählt, die für die einzelnen Segmente annähernd gleich hoch lagen.

Zu den Versuchen wurden Segmente von je 20 Schaufeln, 160 mm freier Höhe mit derselben Fuß-Befestigung verwendet, welche mit verschiedenen Bindedrähten gelötet bzw. mit Bindedraht und äußerem Deckband versehen waren. Deckband und Durchmesser der verwendeten Bindedrähte waren normal und den Schaufelprofilen entsprechend. Als Bindedrahtmaterial wurde einmal Messingdraht, das andere Mal Bi-Metalldraht verwendet. Die Ergebnisse einer Versuchsreihe waren folgende:

1. bei 960 Umdrehungen der Düsenscheibe:

Segment mit Bi-Metalldraht	nach 398 800 Stößen	die erste Beschädigung,
Segment mit Messingdraht	nach 692 400 Stößen	die erste Beschädigung,
Segment mit Deckband	nach 1 405 640 Stößen	Versuch abgebrochen,
Segment	unbeschädigt.	

2. Versuch bei Resonanz bei einer Umdrehungszahl der Düsenscheibe von 1200 bis 1300 in der Minute:

Segment mit Messingdraht	nach 91 040 Stößen	erste Beschädigung,
Segment mit Deckband	nach 674 900 Stößen	erste Beschädigung.

Diese Segmente wurden dann noch weiter belastet und zeigte sich, daß nach etwa $\frac{1}{4}$ Million Stößen das drahtgelötete Segment, Abb. 43, vollkommen zerstört war, das Deckband-Segment, Abb. 44, jedoch nach 1 Million Stößen wohl kleine Defekte aufweist, aber noch als ganze Einheit vorhanden ist und keine Betriebsstörungen verursachen könnte. Andere Versuchsreihen zeigten dieselben Ergebnisse.

Segmente mit Bi-Metalldraht-Bindung zeigten sich schon bei den ersten Versuchen denjenigen mit Messingdraht bedeutend unterlegen, für die Versuche mit Resonanz wurden die Bi-Metalldraht-Segmente daher ausgeschieden.

Diese Versuche haben also gezeigt, daß die Deckbandversteifung der reinen Drahtverbindung überlegen ist. Es ist aus der Abb. 43 des weiteren ersichtlich, daß hauptsächlich die äußere Bindung und die Fußbefestigung den auftretenden Kräften Widerstand entgegen zu setzen haben, während der mittlere Bindedraht

Segment mit Bindedraht-Lötung nach $\frac{1}{4}$ Millionen Stößen.

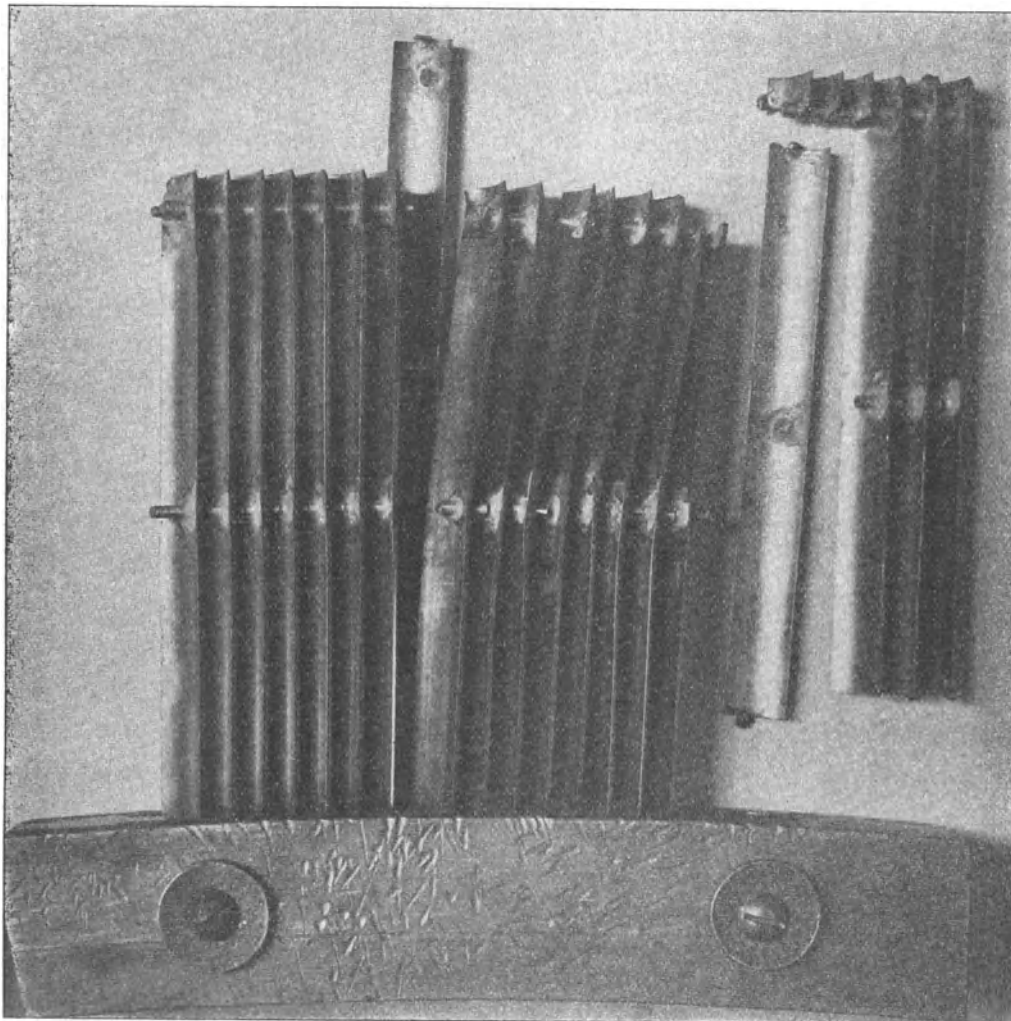


Abb. 43.

einen etwas untergeordneten Zweck zu erfüllen, d. h. nur die Schaufeln unter sich zu versteifen hat. Nicht nur die bei den Drähten auftretenden Brüche sind Ermüdungserscheinungen, sondern auch die Schaufelbrüche, wie diese am Fuß und in der Nähe des eingelöteten Drahtes aufgetreten sind, zeigen die charakteristischen Bruchflächen für Ermüdungsbrüche. Dabei treten diese Brüche nicht nur an der

Fußbefestigung der Schaufeln auf, sondern besonders da, wo durch das Einlöten des Bindedrahtes das Material ausgeglüht ist. Wir haben hier also wieder die Erscheinung, wie bei den Dauerversuchen mit Bindedrähten im vorhergehenden Abschnitt schon bewiesen war, daß das Ausglühen des Materials die Widerstandsfähigkeit gegen Dauerbelastungen erheblich herabsetzt. Es soll auch hier wieder

Segment mit Deckband-Nietung nach 1 Millionen Stößen.

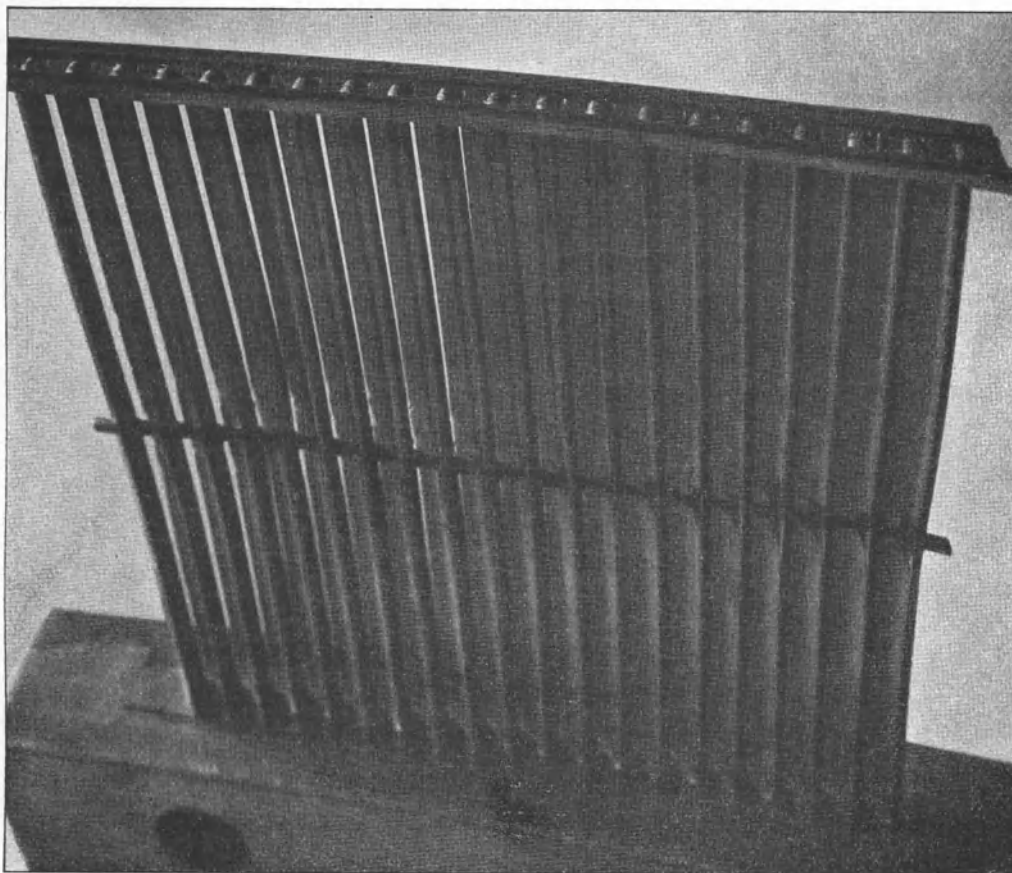


Abb. 44.

betont werden, daß die Lötungen unter den denkbar günstigsten Umständen ausgeführt worden sind. Eine nicht sehr sorgfältig ausgeführte Lötung kann naturgemäß die angegebenen Stoßzahlen für das Drahtsegment noch wesentlich herabsetzen. So sind bei Versuchen mit absichtlich etwas zu stark erhitzten Lötstellen Drahtbrüche eingetreten bei nur ungefähr $\frac{1}{4}$ der Stoßzahlen des normal gelöteten Segments.

Es ist schon angedeutet worden und auch beim gewöhnlichen Biegeversuch mit Segmenten festgestellt, daß das drahtgelötete Segment bis auf eine bestimmte

Belastung etwas steifer wie das Deckbandssegment sei, daß es aber über diesen Punkt hinaus weicher wird. Die gleiche Erscheinung ist auch bei dem drahtgelöteten Segment im Dauerversuch beobachtet worden. Die Eigenschwingungszahl des Segments sinkt beim drahtgelöteten Segment dauernd und ziemlich rasch bis zu einem eintretenden Bruch, während beim Deckbandsegment diese Eigenschwingungszahl annähernd konstant bleibt, selbst wenn Beschädigungen im Segment vorhanden sind, da ja das Deckband stets den Zusammenhang als Ganzes wahrt; Deckbandbrüche sind bei allen Versuchen selbst bei den größten Überlastungen nicht aufgetreten. Treten beim drahtgelöteten Segment erst Drahtbrüche ein, so wird das Segment in mehrere Teile zerlegt und jeder Teil hat naturgemäß eine niedrigere Eigenschwingungszahl als das ganze Segment. Die Schwingungsweiten werden dadurch sehr groß, im Betriebe würden sie leicht zu axialem Berühren führen, den großen Schwingungsweiten folgt bald das Abbrechen ganzer Segmentteile, wie es Abb. 43 zeigt, und damit ist der Betrieb der Turbine äußerst gefährdet.

Die Versuche wurden weiter ausgedehnt und auch verschiedene Schaufelbefestigungen geprüft. Diese verschiedenen Arten lassen sich in 2 Gruppen teilen: Einzelbeschaufelung und Segmentbeschaufelung. Bei der Einzelbeschaufelung wird das Schaufelprofil nur insofern geändert, als für die Fußbefestigung kleine Ausschnitte, Bohrungen oder Einschnitte in das Profil gemacht werden, um die Schaufeln gegen Zugkräfte festzuhalten. Die Abstände von einer Schaufel zur anderen und die Stellung zur Schaufelebene haben entsprechend geformte Zwischenstücke herbeizuführen. Die Schaufeln werden einzeln abwechselungsweise mit den Zwischenstücken in dem Turbinenteil befestigt. Die Segmentbeschaufelung geht von einem anderen Gesichtspunkte aus, und wird dabei in erster Linie eine größere Anzahl Schaufeln vereinigt und diese vereinigten Teile (Segmente) zusammen in die Turbinenteile eingesetzt. Die Segmentbeschaufelung bringt es mit sich, daß die Füße der Schaufeln entsprechend geformt werden müssen, um sie in sogenannte Halteringe einzufügen, die den Zusammenhang als ganze Segmente ermöglichen. Es blieb also noch zu untersuchen, ob die eine oder die andere Befestigungsart in Verbindung mit den bereits erwähnten äußeren Draht- oder Deckbandversteifungen Vorteile gegenüber der anderen aufwies. Es wurden deshalb nochmals neue Versuchsreihen durchgeführt bei je gleicher äußerer Bindung, einmal Segmente, das andere Mal Beschaufelung mit Zwischenstücken. Hierbei zeigte sich, daß bei Resonanzschwingungen der Segmente und bei gleicher Beanspruchung im Schaufelfuß die Beschaufelung mit Zwischenstücken nach 110 400 Stößen den ersten Bruch ergab, während die Beschaufelung mit Haltering 157 000 Stöße bis zum ersten

Bruch aushielt. Bei diesen Versuchsreihen war eine höhere Resonanzstoßzahl angewendet worden, als bei den schon oben angeführten Versuchen. Aus diesen und analogen Versuchen ergab sich immer eine große Überlegenheit der Segmentbeschaukelung über die Zwischenstückbeschaukelung. Bei der Zwischenstückbeschaukelung wird die Schaufel mit den Zwischenstücken fest eingeklemmt, mehr oder weniger stark je nach Ausführung. Hierdurch werden die scharfen Schaufelkanten eingespannt, und bei den Schwingungen der Schaufel treten naturgemäß die größten Beanspruchungen in diesen scharfen Schaufelkanten am Schaufelfuß auf. Das Material an der Schaufelkante ermüdet sehr rasch, reißt dann etwas ein, und durch die dann entstehende Kerbwirkung reißt nach kurzer Zeit das Profil ganz ab. Es ist in der Tat auch bei allen Versuchen beobachtet worden, daß die Schaufelbrüche bei der Zwischenstückbeschaukelung stets zuerst an den scharfen Kanten des Profils begonnen haben. Würden nun die Zwischenstücke weniger fest gegen die Schaufeln gesetzt werden, so entsteht dadurch geringere Festigkeit im ganzen Segment. Die Eigenschwingungszahl fällt herunter, und die Schwingungswerten vergrößern sich bedeutend, und man erreicht nur, daß der am meisten beanspruchte Querschnitt der Schaufel nicht mehr da liegt, wo die Schaufel aus den Zwischenstücken heraustritt, sondern tiefer liegt und meistens da, wo die Schaufeln je nach ihrer Befestigungsart eine Nute, eine Bohrung oder dergleichen besitzen. Diese Erscheinung ist auch bei den Dauerversuchen ausgeprobt worden, und zeigten Beschaukelungsarten mit etwas weniger fest gesetzten Zwischenstücken, daß die Schaufeln an den Füßen dort sehr bald brachen, wo Einkerbungen, Bohrungen oder dergleichen vorhanden waren.

Ganz anders liegt dagegen die Sache bei einer Segment- bzw. Halteringbeschaukelung. Durch den angesetzten Fuß sind dem Profil sämtliche scharfen Kanten weggenommen, und der Übergang des Profils zum Fuß wird durch gute Abrundungen allmählich übergehend ausgebildet. Durch diese Ausführung setzt der Profilfuß den Dauerbeanspruchungen äußerst großen und langen Widerstand entgegen, und aus ihr erklärt sich schon aus rein konstruktiven Gesichtspunkten die Überlegenheit dieser Halteringausrüstung bei Dauerbelastung.

Aus den vorhergehenden zahlreichen Untersuchungen über Beschaukelungsmaterial, Beschaukelungsausrüstungen und Konstruktionen dürfte man wohl ohne weiteres folgende Grundsätze aufstellen, die zur Erzielung einer guten Schaufelung einzuhalten sind. Es hat sich gezeigt, daß durch das Löten in allen Fällen eine starke Umwandlung dieses Schaufelmaterials sich vollzieht, daß seine ursprüngliche Festigkeit je nach Ausführung der Lötung stark herabsinkt, und daß hierdurch schon bei geringen Dauerbeanspruchungen bald Ermüdungsbrüche eintreten.

Schließlich ist beim Überhitzen des Materials durch das Lötten, ein Zustand, dessen Eintreten man weder kontrollieren noch ganz verhindern kann, überhaupt keine Widerstandsfähigkeit gegen Beanspruchungen mehr vorhanden.

Diese Tatsachen führen unweigerlich zu dem Grundsatz:

Lötungen an Turbinenbeschaukelungen so viel wie möglich zu vermeiden und sie besonders da nicht auszuführen, wo die Schaukelung ihrer Beanspruchung nach den größten Widerstand entgegensetzen muß, an der oberen Bindung, und daß diese Bindung nur durch eine kräftige, gut auf die Schaukelköpfe aufgenietete Bandage am dauerhaftesten auszuführen ist.

Da aber zur Versteifung der Schaukeln mittlere Drahtverbindungen wohl nicht zu umgehen sein werden, so ist es erforderlich, daß diese Lötungen unter der größten Sorgfalt und Kontrolle ausgeführt werden müssen, denn wir haben im Vorhergehenden gesehen, wie gefährlich ein zu starkes Ausglühen bzw. Verbrennen der Schaukeln beim Lötten werden kann. Eine sorgfältige Ausführung der Lötung sowie eine sorgfältige Ausführung der Nietköpfe bei den Bandagen ist aber nur dann möglich, wenn die Schaukelung dem Arbeiter bequem zugänglich und deutlich vor Augen ist. Dieses ist aber nur der Fall bei der Segmentbeschaukelung. Hier hat der Arbeiter das Segment auf dem Werkstisch vor sich und kann an ihm die verschiedensten Bearbeitungen vornehmen. Die fertiggestellten Segmente können dann leicht von allen Seiten untersucht und geprüft werden, ehe sie zum Einbau in die Turbine weitergegeben werden.

Wie ganz anders ist es aber der Fall bei der Einzelbeschaukelung, wenn der Arbeiter gezwungen ist, Lötungen nicht nur an Rotoren, sondern sogar im Turbinengehäuse selbst vorzunehmen. Ein gleichmäßiges Verlöten sämtlicher Drahtbindungen dürfte unter den dabei herrschenden Arbeitsumständen vollkommen ausgeschlossen sein. Der Vorteil, der sich nach diesen Ausführungen für die Segmentbeschaukelung ergibt, ist wohl noch viel höher zu bewerten, als wie er sich schon durch die höhere Widerstandsfähigkeit bei den Dauerbeanspruchungen ergab.

Aus diesen Gesichtspunkten und Versuchsergebnissen dürfte sich daher der zweite Grundsatz zur Ausführung guter Turbinenbeschaukelungen folgern:

Nur Segmentbeschaukelung anzuwenden und keine Zwischenstückbeschaukelung auszuführen.

Mit dem Abschluß der hier geschilderten Untersuchungen über Turbinenschaukelmaterial und Beschaukelungsarten möge die Reihe der Beispiele, die zur

Darstellung der Arbeitsgebiete und Arbeitsmethoden des Laboratoriums der Firma F. Schichau-Elbing gedient haben, beendet sein. Aus allen diesen Versuchen ersieht man, daß nur durch ein vollständiges Zusammenarbeiten von Betrieb, Konstruktionsbureau und Laboratorium die Untersuchungen so geführt werden, daß sie einerseits zur besten Ausnützung der angewandten Materialien führen und auch andererseits wesentlich dazu beitragen dürften, die Erkenntnis der meisten im Schiffs- und Schiffsmaschinenbau auftretenden Erscheinungen, die sich auf Materialfragen beziehen, wesentlich zu fördern.

Diskussion.

Herr Marine-Oberbaurat Krell-Berlin:

Meine Herren, der Herr Vorredner hat in seinem Vortrage eine Sammlung wertvoller und interessanter Mitteilungen über Konstruktionsmaterialien gebracht, die für den Großturbinenbau, besonders den Schiffsturbinenbau, von hervorragender Bedeutung sind, und muß es hoch anerkannt werden, wenn derartige Versuchsergebnisse, welche nur in reich ausgestatteten Laboratorien und gut geleiteten Prüffeldern zu erreichen sind, hier der Allgemeinheit zur Benutzung freigestellt werden.

Von besonderem Interesse sind die Mitteilungen über die Eigenschaften der Schaufelmaterialien deshalb, weil alle Schwierigkeiten, welche zurzeit im Großturbinenbau bestehen, eigentlich ausschließlich auf dem Gebiete der Beschauelung liegen. Dieser Umstand hat natürlich dazu geführt, daß ebenso wie bei der Firma Schichau auch an allen anderen Stellen, welche Großturbinen bauen, in umfangreichster Weise Versuche mit den Materialien vorgenommen wurden. Im besonderen sind von vielen Privatwerften und von Kaiserlichen Werften unter Mitwirkung des Reichs-Marineamtes Untersuchungen auf diesem Gebiete nach den verschiedensten Richtungen hin ausgeführt worden, so daß den Werften und der Marine, was Werkstattversuche anbetrifft, sehr umfangreiches Material zur Verfügung steht.

Soweit sich diese Versuche auf die Prüfung der verwendeten Materialien der Schaufeln, der Zwischenstücke, Drähte, Deckbänder usw. erstrecken, sind naturgemäß an allen Stellen ganz ähnliche Resultate erzielt worden. Unterschiede haben sich insofern gezeigt, als die Materialien von sehr verschiedenen Firmen nach sehr verschiedenen Verfahren hergestellt und geliefert werden und infolgedessen Differenzen unvermeidlich sind. Aber alle Stellen haben schließlich erkannt, daß alle Prüfungen des Materials als solches, so wertvoll diese Untersuchungen auch dem Konstrukteur sind, um zunächst einmal Unterlagen für die Festigkeitsrechnungen zu gewinnen, doch nicht genügen zur Beurteilung des Wertes der einen oder anderen Beschauelungsart. Überall ist man schließlich dazu übergegangen, die Schaufelverbände betriebsfertig zusammengebaut, am besten Schaufelsegmente in voller Größe, zu probieren und hierbei in der Werkstatt selbst Versuchsverhältnisse zu schaffen, welche die Beanspruchungen in der Turbine möglichst nachahmen.

Diese umfangreichen Versuche sind zurzeit noch nicht abgeschlossen und haben, wie ich gleich hervorheben möchte, zum großen Teil Resultate ergeben, die nicht unerheblich von den Resultaten abweichen, die der Herr Vorredner in seinen Schlußsätzen zusammengefaßt hat.

Wie nach den Erfahrungen an ausgeführten Turbinen zu erwarten war, ergab sich, wie ja auch der Herr Vorredner an einer Stelle erwähnt, daß die Arbeitsausführung eine sehr wichtige Rolle spielt. Die Genauigkeit der Arbeit ist selbstverständlich, je nachdem sich ein Werk mehr für die eine oder die andere Art der Schaufelbefestigung eingerichtet und seinen Arbeiterstamm entsprechend ausgebildet hat, verschieden. Erfahrungen mit Beschauungen eines Werkes lassen sich daher nicht ohne weiteres verallgemeinern.

Erschöpfend über diese Versuche hier zu sprechen, ist natürlich aus Mangel an Zeit nicht möglich, ich möchte daher nur auf einige besonders wichtige Punkte eingehen, und zwar:

- Einfluß des Ausglühens des Schaufelmaterials,
- Vor- und Nachteile von Bi-Metalldraht gegenüber Messingdraht,
- Vergleich der drahtgebundenen, gelöteten Schaufeln gegen Schaufeln mit Deckbandbindung,
- Vergleich der Segmentbeschaufelung mit der Zwischenstückbeschaufelung.

Der Einfluß des Ausglühens besteht, wie der Herr Vortragende in anschaulicher Weise hier vorgeführt hat, darin, daß die Festigkeit erheblich, besonders aber die Streckgrenze des Materials sinkt, während gleichzeitig die Dehnung wesentlich steigt. Zunächst wirken derartige Zahlen auf den Konstrukteur erschreckend. Glücklicherweise liegen aber, wie die Betrachtung der zusammengesetzten Schaufelverbände zeigen wird, die Verhältnisse so, daß praktisch kaum ein wesentlicher Nachteil durch das Ausglühen an einzelnen Stellen erwächst. Ich möchte dies an einzelnen Beispielen erläutern.

Betrachten wir zunächst den Nietkopf bei einer Deckbandnietung, den der Herr Vorredner hier eingehend besprochen hat. Auch viele andere Stellen haben sich dieses Nietkopfes mit Liebe bemächtigt, so daß eine große Anzahl von Vergleichsuntersuchungen von gelöteten, geglühten und ungeglühten Nietköpfen vorliegt.

Die Kraft, welche notwendig ist, um ein Abreißen oder Abstreifen des Deckbandes über den Nietkopf zu bewirken, ist für die verschiedensten Schaufel- und Nietgrößen, gelötet und ungelötet, geglüht und ungeglüht, durch sehr viele Einzelversuche festgestellt worden. Das Resultat war natürlich immer, daß die ausgeglühten Nietverbindungen bei geringerer Last rissen, obgleich die Werte selten so tief sinken, als der Herr Vortragende in seinem Beispiel angibt. In Einzelfällen hielt die ausgeglühte und gelötete Verbindung annähernd dasselbe wie die nicht ausgeglühte.

Immerhin gehören aber auch bei ausgeglühter Nietung, schwächeren Profilen und entsprechend schwachen Nieten so große Kräfte zum Abreißen, daß gegenüber den Betriebsbeanspruchungen eine überreichliche Sicherheit vorhanden ist. Bei einem mittleren Profil — 260 — waren z. B. 325 kg notwendig, um ein Abreißen des Nietkopfes zu bewirken. Die rechnerische Beanspruchung des Nietkopfes infolge von Fliehkräften beträgt hierbei nur etwa 1 kg, so daß also noch annähernd 300fache Sicherheit vorhanden wäre.

Was nun die Zufallsbeanspruchung anbetrifft, die bei der Deckbandnietung die Hauptrolle spielt, so ist es sehr fraglich, ob nicht der ausgeglühte Nietkopf widerstandsfähiger ist als der ungeglühte; wesentlich kann der Unterschied auch nicht sein. Wir haben versucht, auch diese Beanspruchung (z. B. beim Anstreifen des Deckelbandes am Gehäuse) durch Versuche nachzuahmen, und zwar in der Form, daß die letzte Schaufel eines Segments mittels eines eingeschobenen Hakens tangential herausgerissen wurde. Hierbei haben sich wesentliche Unterschiede nicht ergeben. Im allgemeinen hielt die gelötete Verbindung bei dieser Art der Beanspruchung etwas besser.

Bemerken möchte ich zu der ganzen Frage, daß die Lötung der Nietköpfe nur an den letzten zwei bis drei Nieten jedes Segmentes in Frage kommt, denn der Zweck derselben soll nur der sein, etwaige kleine Arbeitsfehler, welche beim Nieten doch schließlich vor-

kommen können, gerade an den Enden, wo sie gefährlich sein können, zu beheben. Ich glaube, daß der Vorteil, den das Löten der letzten Niete hat, jedenfalls den Nachteil überwiegt, den die bedeutungslose Schwächung der Festigkeit der Niete mit sich bringen könnte.

Ähnlich liegen die Verhältnisse bezüglich des Einflusses des Lötens auf die ganzen Schaufeln selbst, besonders an den Stellen, wo die Zwischendrähte eingelötet sind. Ich möchte auf diesen Punkt später beim Vergleich der Deckbänder gegen Drahtbindung zu sprechen kommen.

Sehr umfangreiche Versuche hat der Herr Vortragende über den Vergleich Bi-Metalldraht gegenüber Messingdraht gemacht mit dem Resultat, daß Messingdraht dem Bi-Metalldraht durchweg überlegen ist. Auch diese Resultate lassen sich nicht ohne weiteres verallgemeinern. Während eine große Anzahl Werke ähnliche Erfahrungen gewonnen hat, bestehen andere Werke unbedingt auf Verwendung von Bi-Metalldraht.

Untersuchungen mit Bi-Metalldraht ergaben zum Beispiel, daß die Stahlseele des Bi-Metalldrahtes keineswegs mit gleichmäßig kreisrundem Querschnitt im Draht enthalten bleibt, vielmehr haben Schliffe gezeigt, daß dieser Querschnitt zum Teil eckige Formen annimmt und erhebliche Querschnittsschwankungen der Stahlseele aufweist.

Daraufhin bei der Firma Blohm & Voß vorgenommene praktische Versuche mit Bi-Metalldraht bei Verwendung in Segmenten, welche starken Erschütterungen und Vibrationen ausgesetzt wurden, ergaben jedoch in der Mehrzahl der Fälle bei sachgemäßer Lötung eine erheblich größere Haltbarkeit des Bi-Metalldrahtes. Ebenso hat eine Firma mit Messingdraht bei praktischer Ausführung Schwierigkeiten gehabt, indem der Messingdraht zum Teil schon während des Lötens, zum Teil beim Transport der Gehäuse und Rotoren in der Werkstatt, zum Teil auch beim Betriebe der Turbinen gerissen ist, während Schwierigkeiten mit Bi-Metalldraht in diesem Umfange nicht vorgekommen sind. Andere Firmen haben dagegen mit Messingdraht gerade sehr günstige Erfahrungen gemacht.

Diese widersprechenden Erfahrungen dürften sich zwanglos erklären einmal aus der Qualität des verwendeten Bi-Metalldrahtes bzw. Messingdrahtes und zweitens aus der Art des Lötens. Das Löten erfolgt im allgemeinen mit dem in jedem Orte zur Verfügung stehenden Leuchtgas, bei manchen Firmen auch mit Wassergas, und sind die bei Verwendung der verschiedenen Gase erzeugten Löttemperaturen sehr verschieden.

Ich möchte also sagen, es muß die Verwendung von Bi-Metalldraht oder Messingdraht den einzelnen Firmen und ihren Arbeitsmethoden überlassen bleiben. Eine Überlegenheit des Messingdrahtes gegenüber dem Bi-Metalldraht läßt sich allgemein nicht aussprechen.

Zur Klärung der nächsten Frage, welche Schaufelbindung, Drahtbindung oder Deckbandbildung den Beanspruchungen des Betriebes am besten gewachsen ist, möchte ich voraus schicken, daß umfangreiche Erfahrungen im Schiffsmaschinenbau nur mit langsam laufenden Turbinen vorliegen, da schnellaufende Turbinen größerer Abmessung erst in geringer Anzahl im Betriebe sind. — Auch der Herr Vortragende dürfte zunächst diese Turbinen im Auge gehabt haben.

Die Beschauung der langsam laufenden Turbinen wird im Betriebe nun so überwiegend durch den axial strömenden Dampf auf axiales Abbiegen beansprucht, daß es als ausreichend angesehen werden kann, wenn die Versuche mit Probebeschauungen diese Beanspruchung nachzuahmen versuchen. In Frage kommt außerdem die Beanspruchung infolge von Schwingungserscheinungen, auf welche besonders eingegangen werden soll. Vergleichsversuche mit verschiedenen Segmenten auf axiale Durchbiegung, Kopfbelastung und mit gleichmäßig verteilter Last, mit Belastung jeder einzelnen Schaufel, mit Belastung sowohl parallel zur Turbinenachse als auch senkrecht zur Achse des kleinsten Widerstandsmomentes der Schaufeln, mit Überlastung einzelner Schaufeln zum Studium des Verhaltens

der Endschaufeln von Segmenten (mit und ohne Schössern) usw. sind in umfangreichster Weise ausgeführt. Alle diese Versuche haben ähnliche Resultate ergeben, wie sie seitens des Vortragenden in der Abbildung 41 wiedergegeben sind, nur sind in vielen Fällen die achsialen Durchbiegungen bei Bindedrahtbindung auch bei höherer Belastung günstiger geblieben als bei Deckbandbindung. Ich möchte jedoch auf diese Unterschiede bei höheren Belastungen keinen großen Wert legen, weil die in Betrieb auftretenden Dampfbelastungen außerordentlich gering sind; es betragen z. B. die rechnerischen Durchbiegungen bei kurzen Schaufeln unter $\frac{1}{10}$ mm, bei langen Schaufeln nur bis zu 1 mm. Auf jeden Fall liegen sie, auch wenn ich die Kurven des Vortragenden annehme, innerhalb des Gebietes, auf dem die Drahtbindung günstigere Resultate ergeben hat als die Deckbandbindung.

Ich komme hier auf den springenden Punkt der ganzen Lötungsfrage. Schwierigkeiten sind, soweit mir bekannt, nur vorhanden bei den längeren Schaufeln von 200 bis 250 mm aufwärts. Alle längeren Schaufeln aber, ganz gleich, ob ich sie außen mit Deckband binde oder mit dem Kopfdraht, müssen zur Versteifung Zwischendrähte bekommen, und zwar entweder einen oder zwei Zwischendrähte. Bisher ist es, soweit mir bekannt, nicht gelungen, an Stelle des eingelöteten Zwischendrahtes eine andere ebenso wirksame Versteifung — ohne Lötung — zu finden. Die Ursache liegt in folgendem: Der Zwischendraht, sachgemäß eingelötet und von richtiger Stärke gewählt, sichert nicht nur den gleichmäßigen Abstand der Schaufeln voneinander, sondern hindert in starkem Maße ein Verdrehen der einzelnen Schaufeln und gibt damit dem Segment eine außerordentliche Widerstandsfähigkeit.

Wie groß dieser Einfluß der Zwischendrähte ist, zeigen folgende Zahlen: Bei mittlerer Schaufellänge und einem Zwischendraht steigt der Widerstand eines Segments gegen Verbiegen gegenüber einem Segment mit reiner Deckbandbindung auf das Zwei- bis Dreifache. Bei Schaufeln von größerer Länge mit zwei Zwischendrähten steigt der Widerstand des dreifach gebundenen Segments gegenüber einem Schaufelsegment mit nur einem Deckband oder Kopfdraht auf das Dreifache bis Fünffache. Meine Herren, wir können mit dieser Wirkung der gelöteten Drähte vollkommen zufrieden sein, und ich glaube nicht, daß man noch davon sprechen kann, daß die Lötung an sich schädlich ist. Im Gegenteil, man soll die Lötung als ein uns vorläufig sehr bequemes Hilfsmittel benutzen und nur die Lötmethode so ausbilden, daß man sie sicher beherrscht. Bemerken möchte ich hier gleich, daß mir auch kein Fall bekannt ist, daß durch zu geringe Biegefestigkeit von Schaufelelementen irgendeine Havarie herbeigeführt ist, solange es sich um eine normale Dampfbelastung auch bei höchster Forcierung handelt.

Was nun endlich die angebliche Schädlichkeit der Lötung im Kopf der Schaufeln auf die Festigkeit der ganzen Segmente betrifft, so ist es wohl unbestreitbar, daß an dieser Stelle ein Einfluß auf die Biegefestigkeit der Schaufeln keinesfalls mehr vorliegt. In Frage käme nun nur noch die Untersuchung, ob Drahtbindung oder Deckbandbindung gegen Schwingungserscheinungen, Wasserschlag und ähnliche Zufallsbeanspruchungen größere Sicherheit bietet? Auf diesem Gebiete ist nun ebenfalls eine große Reihe von Versuchen bereits ausgeführt. Zum Beispiel hat die Kaiserliche Werft Kiel eine Reihe Versuche gemacht, um Wasserschlag künstlich nachzuahmen. Auch hierbei hat sich kein Unterschied gezeigt in der Art der Kopfbindung — Draht- oder Deckbandbindung.

An interessantesten, weil am gefährlichsten, sind die Schwingungserscheinungen. Wir sind im allgemeinen nicht in der Lage, in der arbeitenden Turbine irgendwelche Beobachtungen anzustellen und müssen uns darauf beschränken, aus Einzelbeobachtungen, besonders an aufgenommenen Turbinen, Schlüsse auf die Vorgänge in der arbeitenden Turbine zu ziehen. Immerhin zwingen die Beobachtungen zu dem Schluß, daß zweifellos Schwingungen eintreten können. Erklärt werden sie, wie der Herr Vortragende bereits erwähnt hat, einmal durch die Dampfimpulse, wenn deren Zahl mit der Resonanzschwingungszahl der Schau-

feln zusammenfällt, ferner aber ist es sehr wahrscheinlich, daß auch Schifferschütterungen zu Schwingungen der Schaufeln Anlaß geben können.

Zur Klarlegung der Verhältnisse sind nun besonders von der Firma Blohm & Voß unter Leitung des Herrn Direktors Frahm, später auch vom „Vulkan“, in beiden Fällen unter Mitwirkung des Reichs-Marineamtes, seit etwa eineinhalb Jahren sehr umfangreiche Schaufel-schwingungsversuche ausgeführt worden.

Vorausschicken möchte ich hier, daß diese Versuche natürlich mit Schaufelreihen ausgeführt wurden, die nach den vorliegenden Erfahrungen besonders gefährdet erscheinen, d. h. mit Schaufellängen von über 300 mm, während der Vortragende, soweit ich ihn verstanden habe, zu seinen Versuchen nur Schaufellängen von 160 mm benutzt. Schwierigkeiten mit derartig kurzen Schaufeln sind, soweit mir bekannt, infolge von Schwingungen nicht aufgetreten.

Ausgeführt wurden diese Versuche ferner auch nur mit vollen Segmenten in voller Länge von etwa $\frac{3}{4}$ m bis 1 m.

Die Resultate dieser Versuche ergaben etwa folgendes: Es gelang stets, entweder durch Luftimpulse zur Nachahmung der Dampfstöße oder durch Rüttelbewegung zur Nachahmung von Erschütterungen, sobald man die Anstöße kräftig genug machte, auch die längsten und kräftigsten Schaufeln zum Schwingen zu bringen. Die Schaufeln von 400–500 mm schwingen bei Impulszahlen von etwa 1600–3600 pro Minute. Die Amplituden erreichten im allgemeinen als größten Wert 10 mm nach jeder Seite. Es genügt dies leider vollkommen, um die im Betriebe vorhandenen achsialen Spielräume zu überbrücken. In Einzelfällen, wo wir kombiniert die Schaufeln anbliesen und schüttelten, gelang es, auch bei starken Schaufeln Amplituden von 15–20 mm nach jeder Seite zu erzielen.

Die schwächeren und mittelstarken Profile schwingen im allgemeinen etwa um die Achse ihres geringsten Widerstandsmomentes. Starke Schaufelprofile zeigten dagegen die zunächst überraschende Tatsache, daß die Ausschläge etwa um die Achse des größten Widerstandsmomentes erfolgten. Weitere Untersuchungen über diese Erscheinungen sind zurzeit noch im Gange.

Bei diesen Versuchen, die sich auf etwa 20 verschiedene Segmente mit verschiedenen Bindungen erstrecken, ließ sich ein Vorteil der Deckbandbindung gegenüber reiner Drahtbindung nicht feststellen. Drahtbrüche am Kopf traten nur ein, wenn der Kopfdraht zu schwach war. Bei Anwendung genügend starker Kopfdrähte, wie sie jetzt allgemein zur Verwendung kommen, gelang es nicht mehr, auch bei stärkstem Ausschwingen der Schaufeln die Drähte zu Bruch zu bringen.

In vielen Fällen erfolgte dagegen nach langen Erschütterungen ein Zubruchgehen der schwächeren Zwischendrähte. Nach entsprechender Verstärkung der Zwischendrähte gelang es jedoch auch nicht mehr, diese zu zerstören.

Ein mit äußerst sorgfältiger Nietung aufgebrachtes Deckband ergab dagegen bei gleich langem Schwingen eine immerhin merkbliche Lockerung in den Nieten. Ob bei langer Dauer der Versuche schließlich ein Bruch einzelner Nieten eingetreten wäre, ist zweifelhaft.

Alle diese Werkstattversuche stellen natürlich Gewaltsbeanspruchungen dar, welche im gleichen Maße im Betriebe nicht, oder nur auf sehr kurze Zeit vorkommen können. Bezüglich Festigkeitseigenschaft genügen daher Schaufelverbände mit sachgemäß ausgeführten, entsprechend starken Kopfdrähten und Zwischendrähten ebenso wie mit sachgemäß ausgeführten Deckbändern.

Die Wahl, Deckbandbindung oder Kopfdrahtbindung, wird meiner Ansicht nach von ganz anderen Überlegungen beeinflusst, unter denen speziell die Gefahr radialer und achsialer Streifung der Schaufelköpfe infolge von Zufälligkeiten eine große Rolle spielt. Bei Drahtbindung ist man in der Lage, die freistehenden Schaufelköpfe sehr stark auszuscharfen

und hierdurch ein radiales Streifen, wie zahlreiche Versuche und auch Erfahrungen im Betriebe ergeben haben, fast ganz unschädlich zu machen. Bei Deckbändern in den älteren Formen war das radiale Streifen erheblich gefährlicher, bei den neuerdings verwendeten Profilen mit sehr hohen Spitzen hat sich die Deckbandbindung aber auch als widerstandsfähig gegen achsiales Streifen erwiesen.

Immerhin wird man erwarten können, daß Deckhänder beim energischen Schleifen sich doch erheblich erwärmen und alsdann Schwierigkeiten entstehen können. Praktisch findet dies seinen Ausdruck darin, daß man im allgemeinen den Deckbändern etwas größeren radialen Spielraum gibt als den angeschrägten Schaufeln mit Drahtbindung.

Erheblich gefährlicher, als die radialen Streifungen, sind die achsialen Streifungen, hervorgerufen entweder durch die erwähnten Schwingungen, welche genügen, um die achsialen Spiele zu überbrücken, oder hervorgerufen durch Wasserschläge, oder endlich durch Verlagerung der großen Gehäuse und Rotore bei ungleichmäßiger Erwärmung.

Die Arbeiten, welche eingeleitet sind, um auch gegen diese Zufallsbeanspruchungen Sicherheit zu schaffen, sind noch nicht abgeschlossen. Jedoch lassen sie jetzt schon einen Weg erkennen, auf dem wir hoffen, auch diesen Zufallsbeanspruchungen voll Rechnung tragen zu können. Aus leicht verständlichen Gründen bin ich hier in der Öffentlichkeit nicht in der Lage, auf diese noch schwebenden Versuche einzugehen.

Ich komme jetzt zu dem letzten Punkt des Vertrags: Segmentbeschaukelung oder Zwischenstücksbeschaukelung. Meine Herren, das Lichtbild vorhin zeigte die Ausbildung der Segmentbeschaukelung vollkommen klar. Es liegen auf dem Tische auch Proben von der Segmentbeschaukelung, wie sie der Vortragende verwendet. Ich möchte bemerken, es gibt auch eine ganze Reihe anderer Segmentbeschaukelungen, auf die ich hier nicht eingehen brauche. Bei der Beschaukelung, wie sie der Herr Vortragende verwendet, wird der Fuß der Schaufel dadurch hergestellt, daß aus dem Schaufelprofil ein rechtwinkliger Ausschnitt von etwa $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{3}$ Breite gemacht wird und das übrigbleibende Stück durch Pressen in einen rechteckigen Querschnitt übergeführt wird. Es wird also einmal gerade an dem gefährlichen Punkte, der auf Biegung am höchsten beansprucht wird, das Profil auf mindestens $\frac{3}{4}$, eventuell auf $\frac{2}{3}$ der Breite verkleinert, außerdem das Widerstandsmoment des Querschnitts erheblich geschwächt. Ferner findet die Einspannung des Fußes durch den Stemmstreifen nur an den beiden schmalen Kanten statt, da die Schaufeln in den Fußring verhältnismäßig lose eingeschoben werden und jedenfalls mit ihrer Breitseite nicht fest gefaßt werden können. Demgegenüber bleibt bei der üblichen Zwischenstücksbeschaukelung das Profil an der am meisten beanspruchten Stelle in seiner ganzen Breite voll und ungeschwächt erhalten. Die Zwischenstücke legen sich bei sachgemäßem Stemmen auf beiden Seiten saugend an, so daß die Schaufeln in sachgemäßer Weise gehalten werden. Es sind mir auch keine Fälle bekannt, wo etwa Brüche von Schaufeln in dem Schaufelfuß, der durch eine kleine Nute geschwächt ist, eingetreten wären, sondern bei allen gewaltsamen Herausbrechungen von Schaufeln, die sachgemäß gestemmt sind, brechen die Schaufeln über dem Zwischenstück. Es bleibt also hier für die Biegungsbeanspruchung der volle Querschnitt der Schaufel, worauf ich besonderen Wert legen möchte, mit dem großen Widerstandsmoment voll erhalten.

Um praktisch zu versuchen, ob bei Gewaltbeanspruchungen, wie sie durch Rütteln und Anblasen erzeugt werden können, die Segmentbeschaukelung mit dieser Art von Fußbefestigung sich besser oder schlechter bewährt, haben wir auch ein Segment von 400 mm Schaufelhöhe und etwa $\frac{1}{4}$ mm Länge derselben Probe unterworfen wie andere Segmente. Es hielt hier das Deckband ohne weiteres, wie zu erwarten war. Jedoch gingen nach einigem Rütteln die Zwischendräfte, die verhältnismäßig schwach ausgeführt waren, zu Bruch.

Alsdann erfolgte aber sehr schnell ein Einbrechen der Schaufelfüße, wie zu erwarten war, an der Stelle, wo das Profil plötzlich in den rechteckigen Querschnitt übergeführt wird.

Ich kann also nach den mir bekannten Versuchen aller anderen Privatwerften und Kaiserlichen Werften keineswegs den Schlußfolgerungen des Vortragenden zustimmen, daß die Segmentbeschaukelung irgendwelche Vorteile gegenüber der Beschaukelung mit Zwischenstücken hätte, ich muß vielmehr zu der gegenteiligen Schlußfolgerung kommen.

Einzugehen wäre hier noch auf die Arbeitsmethode. Früher mögen Schwierigkeiten bei der Zwischenstücksbeschaukelung, beim Stemmen und auch beim Löten bestanden haben. Soweit mir jetzt bekannt, hat keine der großen Firmen mehr in der werkstatmäßigen Bearbeitung der Beschaukelung irgendwelche Schwierigkeiten, und es wäre mir sehr interessant, wenn irgendeiner der hier versammelten Herren — es sind hier, glaube ich, alle Privatwerften vertreten — Mitteilung darüber machen könnte, ob jetzt noch Schwierigkeiten bestehen.

Um also noch einmal auf die beiden Grundgesetze, die der Herr Vortragende gebracht hat, einzugehen, möchte ich sagen: die Lötung bildet keine Gefahr, sondern sie ist, richtig angewandt, uns ein wertvolles und vorläufig notwendiges Hilfsmittel. Die Deckbandbeschaukelung und die Beschaukelung mit Kopfdraht sind bezüglich Festigkeitseigenschaften vollkommen gleichwertig. Die Zwischenstücksbeschaukelung ist praktisch der Segmentbeschaukelung mindestens gleichwertig, bei Gewaltbeanspruchungen hat sich die Zwischenstücksbeschaukelung überlegen gezeigt.

Hervorheben will ich zu Vorstehendem ausdrücklich, daß mir wohl bekannt ist, daß eine große Zahl von Ausführungen mit Segmentbeschaukelung den Betriebsbeanspruchungen genügt haben, wie überhaupt, soweit mir bekannt ist, Schwierigkeiten bezüglich der Fußbefestigung seit langen Jahren nicht mehr vorgekommen sind, ganz gleich, welche Art der Fußbefestigung man ausgeführt hat.

Die Betriebsbeanspruchungen bleiben glücklicherweise fast stets weit unter den bei den vorgenannten Versuchen bewirkten Gewaltsbeanspruchungen, und es haben bisher genügend stark ausgeführte Zwischendrähte im Betriebe stets gehalten, so daß wesentliche Beanspruchungen auch durch Schwingungen überhaupt nicht auf die Fußbefestigung entfallen.

Neben vorstehenden, die Festigkeit betreffenden Erwägungen, spielen bei der Auswahl der Beschaukelungsart noch eine Reihe anderer Fragen mit, in besonderem die Frage der leichten Ersetzbarkeit einzelner Teile im Auslande. In dieser Beziehung kann bei Zwischenstücksbeschaukelung eine Reparatur mit einfachen Mitteln ausgeführt werden, wenn Schaufel- und Zwischenstückmaterial vorhanden ist. Bei der Segmentbeschaukelung mit Haltering müßten für Auslandsreisen für alle Stufen passende Segmente mitgeführt werden, da eine Herstellung der Segmente an Bord mit einfachen Hilfsmitteln nicht ohne weiteres möglich ist.

Zum Schluß möchte ich noch der Hoffnung Ausdruck geben, daß es den gemeinsamen Arbeiten der Industrie und der Marine gelingen möge, auch die letzten Schwierigkeiten, die, wie ich vorhin erwähnte, auf dem Gebiete der Zufallsbeanspruchungen bei langen Schaufeln liegen, vollständig zu überwinden. Und ich hoffe, daß bei diesen Arbeiten auch Herr Oberingenieur Roth mit seinen reichen Erfahrungen und dem ihm zur Verfügung stehenden reich ausgestatteten Laboratorium und Prüffelde tätig mitwirken wird. (Lebhafter Beifall.)

Herr Direktor Dr. Bauer-Hamburg:

M. H., zweifellos sind die Mitteilungen des Herrn Oberingenieur Roth über das Maschinenbauversuchslaboratorium der Firma Schichau sehr interessant und sehr wertvoll. Es ist selbstverständlich, daß die Schnelligkeit, mit welcher sich die Technik heute vorwärts bewegt, und der hohe Grad der Ausbildung, welchen die meisten Zweige der Technik.

namentlich im Maschinenbau, bereits erreicht haben, es notwendig machen, die Naturgesetze jeden Tag eingehender zu studieren, und daß alle oberflächlichen Bemühungen erfolglos sein müssen.

Es können daher nur Details sein, in welchen meine Anschauungen von denen des Herrn Vortragenden abweichen, und unter diesen möchte ich mich hauptsächlich auf das beschränken, was Herr Oberingenieur Roth über die Turbinenbeschau felung gesagt hat.

Ich muß vorausschicken, daß ich mich in dem, was ich sagen will, in voller Übereinstimmung mit meinem Vorredner, Herrn Oberbaurat Krell, befinde, und daß das, was ich vorbringe, im großen und ganzen nur Ergänzungen dessen sind, was der Herr Vorredner schon erwähnt hat.

Der Herr Vortragende kam zu dem Schluß, möglichst keine Lötungen und unter allen Umständen keine Einzelbeschau felung anzuwenden. Es scheint mir nicht möglich, einen so scharfen Standpunkt in dieser verwickelten Frage einzunehmen, und es scheint mir auch, wie wenn die Schlußfolgerungen, welche der Herr Vortragende aus seinen Versuchen gezogen hat, nicht ganz folgerichtig wären.

Seit der Einführung der Dampfturbine bei der kaiserlich deutschen Marine, also seit etwa 12 Jahren, hat dieselbe dauernd teils selbst Versuche durchgeführt, teils haben auch die Werften und die Maschinenfabriken, welche mit dem Bau der Turbinen betraut waren, solche Versuche in großer Zahl erledigt. Die Erfahrungen, welche dabei gewonnen wurden, sind bei der kaiserlich deutschen Marine als Zentralstelle zusammengefloßen; und es ist klar, daß an dieser Stelle der beste Überblick über die vorliegenden Erfahrungen und über die daraus zu ziehenden Schlüsse gewonnen werden konnte.

Die Prüfungen, welchen die Beschau felungen — und ich muß ebenso wie der Herr Vorredner den Hauptwert auf Prüfungen von ganzen Schaufelsegmenten legen — unterzogen worden sind, sind verschiedener Art, und zwar hauptsächlich lassen sie sich einteilen in solche bei statischen Belastungen und solche bei dynamischen Belastungen, wie sie z. B. durch Schwingungszustände entstehen. Das Ergebnis der ersteren, also der statischen Belastungen, hat gezeigt, daß diese Belastungen kaum zu bedenklichen Erscheinungen führen können, denn die Beanspruchungen, welche im Betriebe vorkommen, sind so minimal gegenüber denjenigen Belastungen, bei welchen die Proportionalität aufhört, daß sie gar nicht in Betracht kommen.

In Abb. 1 sind zwei Punkte markiert, sowohl in der Dehnungskurve der Einzelschau fel, als auch in der Dehnungskurve des Segmentes mit Drähten. Diese Punkte sind mit dem Wort „Betriebsbelastung“ bezeichnet. Die größte beobachtete Belastung liegt außerordentlich weit von diesen Betriebsbelastungen ab. Bei dieser größten beobachteten Belastung ist eine Abweichung von der Proportionalitätsgrenze noch gar nicht oder kaum eingetreten. Man kann also über die Beanspruchung der Schaufeln durch statische Belastung ganz beruhigt sein. Bei den heute zur Verwendung kommenden Konstruktionen sind Havarien durch zu starke statische Belastung sozusagen ausgeschlossen.

Dagegen ist in den letzten Jahren immer mehr die Frage aufgetaucht, ob eine dynamische Beanspruchung der Schaufeln, wie sie infolge von Schwingungszuständen eintritt, nicht wesentlich höhere Kräfte an den Schaufeln hervorbringen kann und deswegen vielleicht das Übergehen zu einer ganz bestimmten Spezialkonstruktion notwendig macht. Derartige Versuche sind zum ersten Mal von der Firma Blohm & Voss, und zwar in mustergültiger Weise, eingeleitet worden. Später wurden solche Versuche namentlich auf Anregung des Reichsmarineamtes auch noch an anderen Stellen durchgeführt, z. B. auch beim „Vulcan“.

Man kann nun die Schwingungszustände auf dem Prüffelde erregen entweder durch Anblasen der Schaufeln oder durch Rütteln der Schaufeln. Über Schaufeln, welche angeblasen sind und dabei eigenartige Schwingungen ausführen, habe ich schon einmal in der Versammlung vom Jahre 1913 berichtet. Dagegen sind die Versuche hinsichtlich Schaufel-schwingungen, welche durch mechanische Vorrichtungen erzielt sind, neueren Datums. Bei denselben zeigen sich, wie der Herr Vorredner schon ausgesprochen hat, Schwingungsaus-schläge von überraschend großer Amplitude und infolgedessen natürlich auch sehr starke Schaufelbeanspruchungen, so daß derartige Versuche sehr geeignet erscheinen, verschiedene Schaufelbefestigungen auf ihren Wert hin zu vergleichen, ganz abgesehen von der Frage, ob ähnliche Schwingungszustände an Bord überhaupt eintreten, worauf ich dann später zurückkommen möchte.

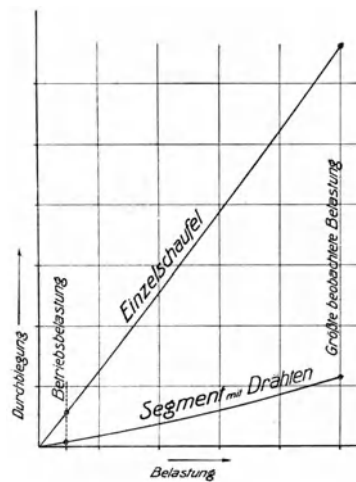


Abb. 1.

Es sei mir gestattet, einige Resultate solcher Schwingungsversuche hier vorzuführen. Abb. 2 zeigt ein Beschauelungssegment, das oben mit einem Deckblech versehen ist und zwei eingelötete Zwischendrähte besitzt. Dieses Segment wurde durch Rütteln in Schwingungen versetzt, und zwar trat dabei zweimal eine Resonanzerscheinung ein, das eine Mal bei etwa 1500 Impulsen pro Minute, und das zweite Mal bei etwa 3000 Impulsen pro Minute. Im Grundriß ist unter der Aufschrift „Ausschlag bei niedriger Frequenz“ die entsprechende Resonanzerscheinung dargestellt. Es schwingen hier die Schaufeln und damit das ganze Segment, in Richtung der Achse des größten Trägheitsmoments, und zwar treten Gesamtamplituden in der Richtung dieser Achse auf bis zu 43 mm. Die Komponente dieses Schwingungsaus-schlages in Richtung der Achse der Turbine beträgt nur 11 mm nach jeder Seite. Bei höherer Frequenz schwingen die Schaufeln in Richtung der Achse des kleinsten Trägheitsmomentes. In dieser Richtung sind die Schaufeln viel steifer und infolgedessen auch die Ausschläge viel kleiner. Hier ist der Ausschlag — es handelt sich nämlich um ein Segment mit ziemlich steil stehenden Schaufeln — beinahe der Rotorachse parallel gerichtet und nur 7 mm nach jeder Seite. Es sind auch Photographien von diesem Segment während des Schwingens genommen worden, und zwar zeigt das Photo Abb. 3 das Segment in ruhendem Zustand, Abb. 4 die Schwingungen bei der ersten Resonanz, wobei die größten Amplituden, wie erwähnt, in diagonaler Richtung 43 mm

betrugen. Abb. 5 zeigt dasselbe Segment bei der zweiten Resonanz. Man sieht die Schwingungen hier in der Richtung der Turbinenachse, Gesamtamplitude 14 mm.

Es kam nun darauf an, festzustellen, ob bei einem Segment, das statt einer Bandage nur einen Kopfdraht besitzt (vgl. Abb. 6), sich die Verhältnisse günstiger oder ungünstiger gestalten.

Hier sind nun tatsächlich die Schwingungen in genau der gleichen Weise eingetreten, es ist also kein größerer Ausschlag erfolgt als bei dem Segment mit Bandage. Die Verhältnisse liegen höchstens insofern etwas günstiger, als hier die Frequenz für die erste Resonanz etwa 1650 beträgt, während sie für die zweite etwa 3450 pro Minute ist. Sonst aber sind die Ausschläge ungefähr die gleichen. Die größte Verschiebung in Richtung der Achse des größten Trägheitsmoments ist wieder insgesamt 43 mm, und die Axialkomponente

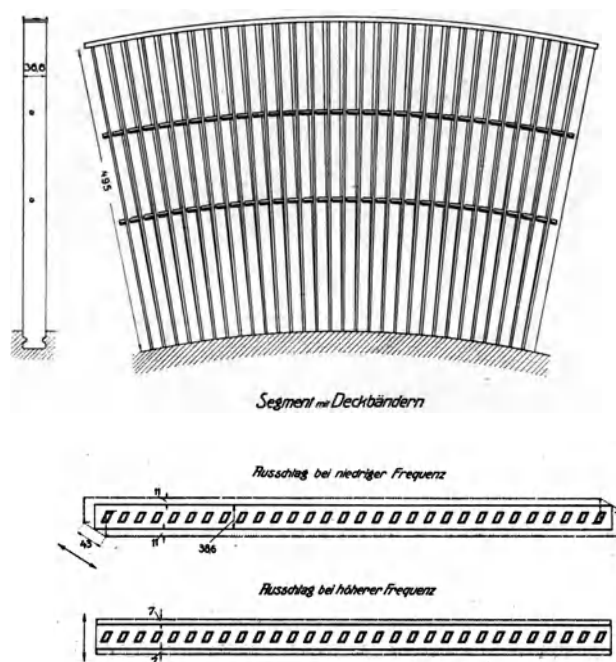


Abb. 2.

davon 10 mm nach jeder Seite. Bei der zweiten Resonanz treten die Schwingungen wieder ungefähr in der Achsenrichtung der Turbine, also in Richtung der Achse des kleinsten Trägheitsmomentes ein, und es beträgt die Gesamtamplitude dieser Ausschläge 14 mm, 7 mm nach jeder Seite.

Wir haben uns nun gesagt, daß namentlich die Schwingungen bei der niedrigeren Frequenz die gefährlichen sind, und zwar erstens deswegen, weil es wahrscheinlicher ist, daß beim Betrieb des Schiffes Schwingungserregungen mit niedriger Frequenz eintreten, und zweitens, weil die Ausschläge größer sind. Wir haben infolgedessen Segmente konstruiert, bei welchen es den Schaufeln unmöglich gemacht wird, in tangentialer Richtung zu schwingen. Es müssen nämlich dann bei der ersten Resonanz die Verschiebungen in der tangentialen Richtung aufhören, und es können sich dann die Schwingungen in der anderen Komponente bei dieser Resonanz auch nicht ausbilden. Das hat sich bestätigt. Abb. 7 zeigt ein solches Segment mit Verstrebuungsdrähten, Deckband und peripherischen Drähten.

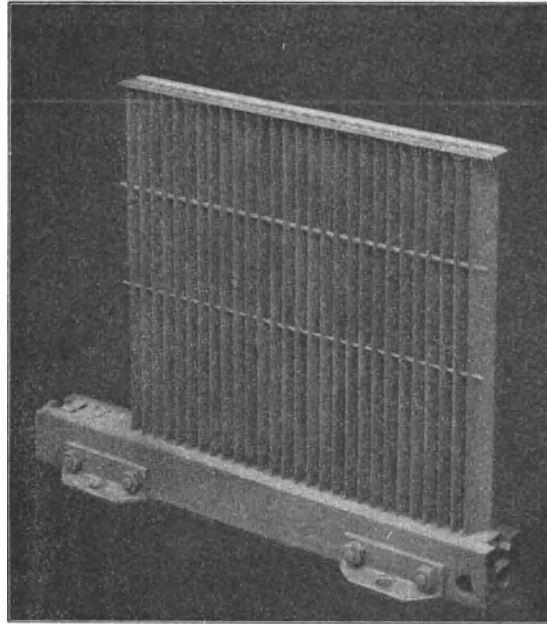


Abb. 3.

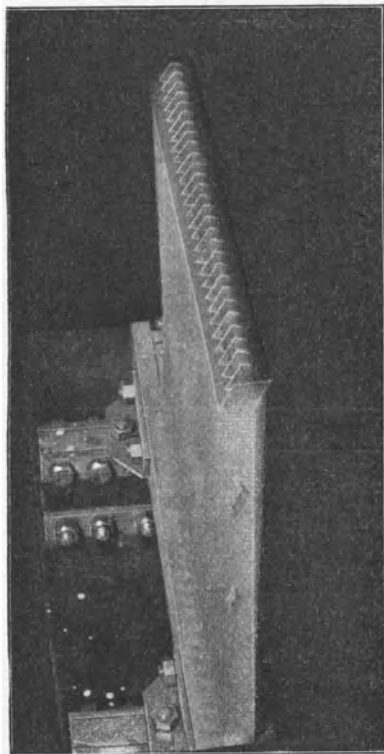


Abb. 4.

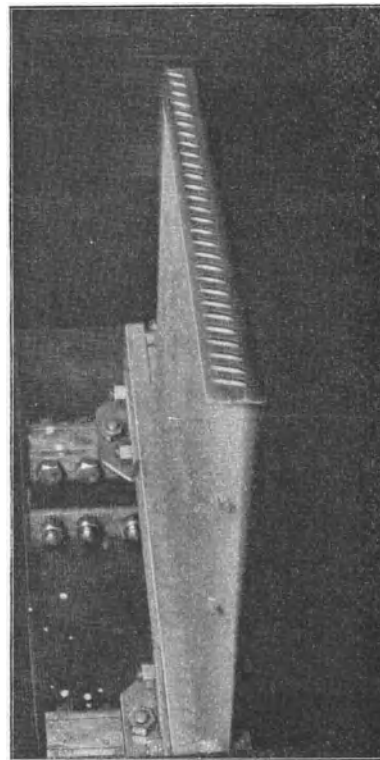
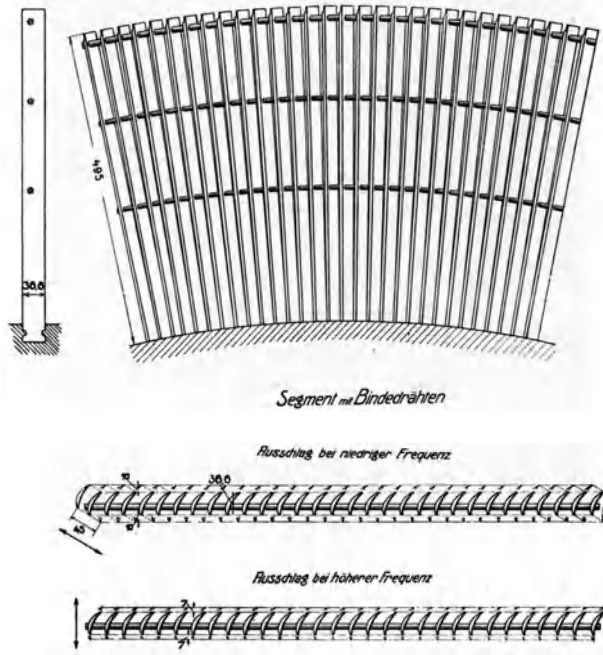


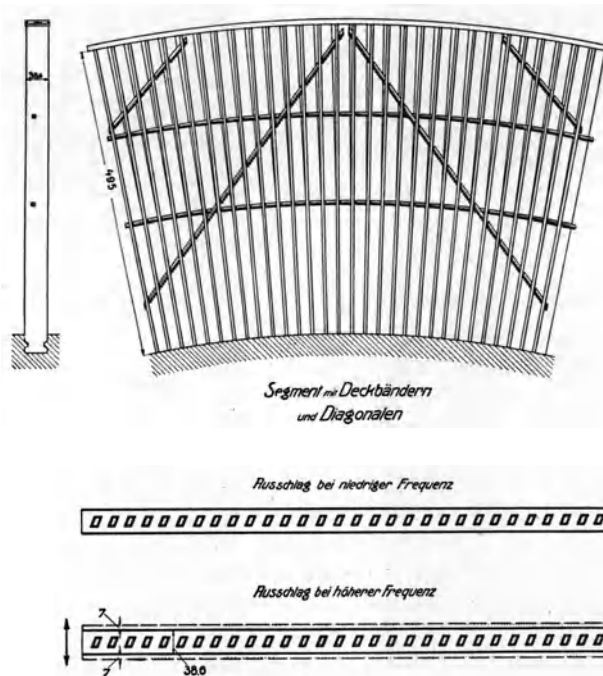
Abb. 5.

Die Streben sind ebenso wie die anderen Drähte in die Schaufeln eingelötet. Dabei hat sich bei der niedrigeren Frequenz, die sonst Resonanz hervorgerufen hat, gar keine Resonanz eingestellt, das Segment zeigte nur ganz minimale Ausschläge. Dagegen hat sich — und



Segment mit Bindedrähten

Abb. 6.



Segment mit Deckbändern und Diagonalen

Abb. 7.

das ist auch natürlich — bei der höheren Frequenz wieder die Resonanz ergeben, denn eine Versteifung in der Richtung der Achse der Turbine — und nur in dieser Richtung schwingen, wie wir vorher sahen, die Schaufeln der betrachteten Segmente bei der höheren Resonanz — war ja hier nicht vorhanden. Der Ausschlag bei der höheren Frequenz und der dazu gehörigen Resonanz war der gleiche wie vorher, also 14 mm im ganzen.

Um uns zu überzeugen, ob zwischen Festigkeit von Deckband und Kopfdraht ein Unterschied besteht, haben wir nun noch ein zweites Segment mit diesen Verstreibungen hergestellt, das sich also nur durch den Kopfdraht statt der Bandage von dem vorhergehenden unterscheidet (vgl. Abb. 8). Dabei haben sich genau dieselben Erscheinungen ergeben: Resonanz nur bei der höheren Frequenz von etwa 3500 Impulsen und eine Gesamtamplitude von 14 mm.

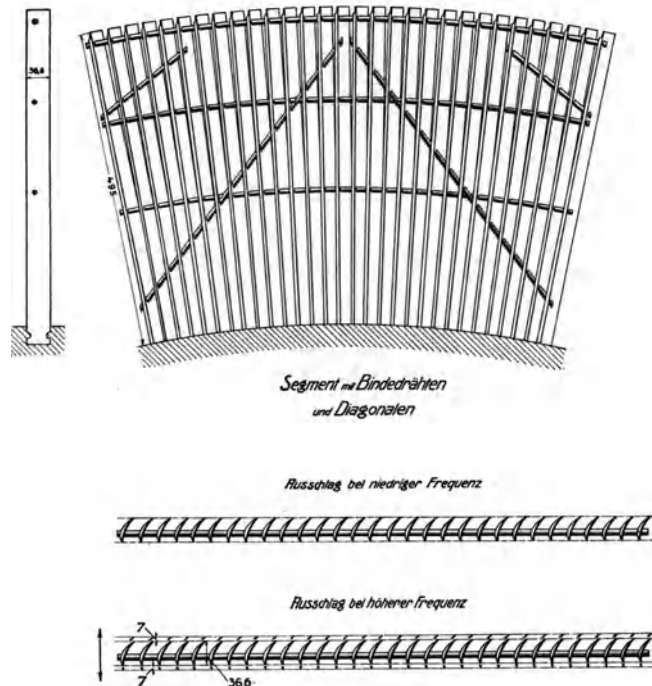


Abb. 8.

Ob nun diese verstreibten Schaufelsegmente praktisch verwendbar sind, darüber kann man noch nicht ganz im klaren sein. Sie haben natürlich das Unbequeme, daß die Schaufeln an vielen Stellen durchlöchert werden müssen, um den Draht hineinzubringen, wenn man nicht zu flachen Verstreibungen außerhalb der Schaufel übergehen will. Man kann natürlich die Verstreibungen dann mit Leichtigkeit ausführen, wenn man sich entschließt, die Schaufeln etwas breiter zu machen, was natürlich auf eine Gewichtserhöhung und Vergrößerung der Turbine hinausläuft, wie übrigens alles, was man zur Erhöhung der Sicherheit der Beschauelungen machen kann. Wenn man dies durchführt und außerdem die Schaufeln sehr stark in Richtung der Achse, d. h. also sehr steil stellt, was konstruktiv namentlich bei den großen Schaufeln am Auslaßende gut möglich ist, dann wird sich wahrscheinlich ergeben — es war keine Zeit dazu, dies zu versuchen —, daß auch die Resonanz bei der höheren Frequenz kaum mehr nennenswerte Amplituden ergibt; man hätte dann eine allerdings mit viel konstruktivem Aufwand, Raum und Gewicht hergestellte Beschauelung, die durch Schwingungen fast nicht angegriffen werden kann. Die andere Frage ist natürlich

nur, wie groß und schwer dabei die Turbinen werden. Das müßte von Fall zu Fall genau überlegt werden.

Auf die Frage, wie viele Belastungswechsel eine solche Konstruktion aushält, lege ich weniger Wert, denn wenn es einmal dazu kommt, daß das Segment Schwingungen mit starken Amplituden ausführt, dann ist meistens so wie so das Unglück schon geschehen. Ich stelle mir das Zugrundegehen einer Turbine durch Resonanzerscheinungen so vor, daß irgend einmal — es ist gar nicht abzusehen, bei welchen Gelegenheiten — zufällig eine Schwingung auftritt von irgend einer Frequenz, z. B. beim Manövrieren auf flachem Wasser, und daß dann plötzlich, um dieses Bild zu brauchen, die Resonanz aufflackert. Man kann sich davon auf dem Versuchsstande überzeugen. Die Resonanz tritt urplötzlich ein, in Teilen von Sekunden, um, sobald die Tourenzahl wieder unterschritten oder überschritten ist, welche sie erzeugt, wieder spurlos zu verschwinden. — Es fängt also plötzlich ein Segment an, in Resonanz zu geraten und berührt dabei die nächste Schaufelreihe, wodurch eine gewisse, wenn auch sehr kleine, bleibende Deformation eintritt. Wenn derartiges einmal oder zweimal aufgetreten ist — vom Bedienungspersonal völlig unbemerkt —, dann sind die Vorbedingungen gegeben, daß beim Wechsel der Drehrichtung der Turbine ein Hintereinanderhaken der Schaufeln und damit die Zerstörung eintritt.

Alles dies sind Überlegungen, welche durch die sehr lehrreichen Versuche über Schwingungserscheinungen der Schaufeln eingeleitet worden sind. Diese Überlegungen sind ganz rezent. Ob sie den Nagel auf den Kopf treffen, ist die Frage, und es muß in dieser Richtung weitergearbeitet werden.

Ein ganz kurzes Wort möchte ich noch der Frage widmen: Einzelbeschaufelung oder Segmentbeschaufelung. Die Segmentbeschaufelung erscheint mir sehr bedenklich, weil ein Druck in der Umfangsrichtung der Schaufel nicht ausgeübt wird und die Schaufeln gerade in der Richtung, in der sie am meisten auf Hin- und Herrütteln beansprucht werden, nicht kraftschlüssig aufeinander sitzen, wie das durch das Einstemmen in tangentialer Richtung oder durch das Auftreiben der Füllstücke in radialer Richtung erzielt wird. Bei einem solchen lamellenförmigen Körper, wie den Turbinenschaufeln, ist das Einklemmen an sich das Rationellste; und wenn man auch durch Schwalbenschwänze und allerlei Einkerbungen im Fuß noch weitere Sicherheiten geschaffen hat, so sind es letzten Endes doch nicht diese, welche den stabilen Bestand der Beschaufelung bedingen. Das hat auch die alte Parsons-konstruktion für die Schaufelbefestigungen, welche sich nur auf das Einklemmen beschränkte, bewiesen. Es sind bei derselben niemals die Schaufeln herausgerissen worden, sondern sie sind eher abgerissen, als daß sie sich herausgezogen haben. Mir sind auch Fälle bekannt geworden, in denen die Schaufeln im Betrieb wiederholt abgebrochen und erst durch Nachstemmen zu einer dauernden Haltbarkeit gebracht worden sind.

Ich möchte daher glauben, daß ich nicht zu weit gehe, wenn ich ausspreche, daß die Hauptsätze über die Turbinenbeschaufelung des Herrn Vortragenden dahin korrigiert werden müßten, daß sie heißen: Bandagenbindungen und Drahtbindungen sind bei sachgemäßer Ausführung gleichwertig, die Einzelbeschaufelung ist der Segmentbeschaufelung vorzuziehen. Und als dritten Satz möchte ich noch hinzufügen, daß bei der Konstruktion großer Turbinen zweifellos alles darauf ankommt, das Mißverhältnis zwischen den gewaltigen Größenabmessungen der Rotoren und Gehäuse mit ihren bedeutenden Dehnungen und unvermeidlichen Montagefehlern — ein Mißverhältnis, das in der Natur der Sache liegt und nicht etwa in einer Mangelhaftigkeit der bisher ausgeführten Konstruktionen — dadurch zu beseitigen, daß man der Beschaufelung immer mehr Raum und Gewicht einräumt oder aber daß man eben die schnelllaufende Turbine einführt, deren bescheidene Hauptabmessungen mit dem feinen Apparat, den man bei der

Dampfturbine zur Aufnahme der Dampfenenergie braucht, viel leichter in Einklang gebracht werden können.

Nach alledem möchte ich aber nicht schließen, ohne auszusprechen, daß auch die Differenz der Anschauungen in diesen Detailfragen nicht die hohe Bewertung mindern kann, welche die Schöpfung und der sachgemäße Betrieb eines Laboratoriums von dem augenscheinlich sehr großen Umfange, wie ihn nach den Ausführungen des Herrn Vortragenden das Schichausche Laboratorium besitzt, von Seiten jedes auf die Entwicklung seiner Technik bedachten Fachmannes finden muß. Aus diesem Grunde werden die Bestrebungen des Herrn Vortragenden nach dieser Richtung hin zweifellos allseitig als sehr aner kennenswert bezeichnet werden. (Lebhafter Beifall.)

Herr Obergeringieur Roth-Elbing (Schlußwort):

M. H.! Zu einzelnen Punkten der Er widerungen des Herrn Oberbaurat Krell muß ich Stellung nehmen. Es ist selbstverständlich, daß die einzelnen Firmen für die gewählten Bearbeitungsmethoden und Konstruktionen mehr oder weniger geschulte Arbeiter zur Verfügung haben. Wenn auch die Firma Schichau in allererster Linie die Segmentbeschau felung ausgeführt hat, so stehen ihr doch ebenfalls Erfahrungen mit Einzelbeschau felungen und drahtgelöteten Bindungen zur Verfügung.

Im Vortrage konnte ich natürlich nicht all das Versuchsmaterial anführen, welches die Firma besitzt. Ich mußte mich auf Herausgreifen einzelner Versuche beschränken, ohne daß ich die Vorversuche und die nebenher laufenden Versuche, die gerade zur Wahl der Methode geführt haben, näher erläutern konnte. Einzelne Versuche, die ich in meinem Vortrage angegeben habe, sind schon im Jahre 1908 ausgeführt worden.

Was die Frage von Bi-Metalldraht und Messingdraht anbetrifft, so glaube ich doch, dargetan zu haben, in welcher sorgfältiger und umfassender Weise die Firma Schichau den Einfluß der Lötung, den Einfluß der Lötflamme und den Einfluß des gewählten Lotes auf diese verschiedenen Materialien untersucht hat, und daß andererseits der Firma zugestanden werden muß, daß ihr auch Arbeiter zur Verfügung stehen, die sachgemäß löten können, daß also in jeder Beziehung für die Vergleichsversuche zwischen den verschieden ausgeführten Konstruktionen unbedingt nur ein erstklassiges Material und nur eine erstklassige Arbeitsausführung zur Verwendung gekommen ist. Es ist von den Herren Rednern nicht mitgeteilt worden, welche Qualität Messingdraht zu den Vergleichsversuchen verwendet wurde, wahrscheinlich gewöhnliche Handelsmarke, was natürlich bei Vergleichsversuchen nicht zulässig ist.

Ganz besonders — und das trifft auch gleich für die Ausführungen des Herrn Dr. Bauer zu — muß hervorgehoben werden, wie auch bei den einzelnen Untersuchungen wiederholt angedeutet ist, daß Dauerbeanspruchungen wesentlich niedriger liegen müssen und stellenweise nur einen Bruchteil der zulässigen statischen Beanspruchungen betragen dürfen. Wenn ich also den Schaufel- und Segmentbiegeversuchen die wirklich rechnerisch auftretenden Beanspruchungen zugrunde lege, so entsteht nicht das richtige Bild. Ich muß, um beim Versuch mit ruhender Last die Wirkungen des Dauerversuches ungefähr herbeiführen zu können, eben die Belastung höher, sagen wir den vier-, fünf- und zehnfachen Wert betragen lassen. Des weiteren hat sich gezeigt, daß gerade bei den drahtgelöteten Segmenten die Segmente im Dauerversuche nicht stehen, Drahtbrüche eintreten und die Schwingungszahlen heruntergehen. Im Vortrage habe ich auf diese Erscheinungen schon hingewiesen und näher ausgeführt, daß das Deckbandsegment in jeder Beziehung viel günstiger sich verhält. Den im Vortrag erläuterten Dauerversuchen mit Schaufelsegmenten sind Versuchsreihen vorangegangen, bei welchen die Schwingungen selbst und auch die Schwingungswerten mit Meßapparaten gemessen wurden. Wenn einzelne Segmente, besonders von so

großer Ausführung, wie Herr Oberbaurat Krell und Herr Dr. Bauer anführten, nicht in Schwingungen versetzt werden konnten, so war eben die aufgewandte Kraft nicht hoch genug, und wird auch ein Segment von den Abmessungen, wie Herr Dr. Bauer es im Lichtbild zeigte, z. B. mit Druckluft nicht ohne weiteres in Resonanz versetzt werden können. Um bei einem solchen Segment beim Versuch genügend hohe Beanspruchungen zu erzielen, sind sehr große Versuchseinrichtungen nötig, die anscheinend nicht vorhanden gewesen sind. Wie ich schon angedeutet hatte, wiederholen sich immer die Resonanzzahlen und mit zunehmender Höhe werden auch die Amplituden größer. Bei den ersten Resonanzen treten äußerst feine Schwingungen auf und konnten diese nur mit äußerst empfindlichen elektrischen Meßapparaten, wie sie bei der Firma Schichau zur Verfügung standen, festgestellt werden. Erst bei sehr hohen Stoßzahlen traten dann auch die Erscheinungen auf, die Herr Dr. Bauer an seinen Segmenten noch nicht feststellen konnte. Es ist aber deshalb durchaus nicht ausgeschlossen, daß solche Segmente in der Turbine trotzdem in Schwingungen versetzt werden.

Welche Bedeutung dem Einfluß der Lötungen beigemessen wird, zeigen entgegen den Ausführungen der beiden Herren Redner die Wechsel, die in den letzten Jahren in der Ausführung der Lötungen sich ergeben haben. Während ursprünglich die wenigsten Firmen sich dazu verstehen konnten, Leuchtgas zur Lötung anzuwenden, sondern teils mit Wassergas und ähnlichen Gasen gelötet haben, so sind jetzt fast alle Firmen zu der Leuchtgaslötung übergegangen, weil eben die Zeit für das Anwärmen und für das Binden des Lotes bei der Wassergaslötung auf Bruchteile von Sekunden genau bemessen werden mußte, wollte man nicht das Material überglühen oder verbrennen; dagegen kann bei der Leuchtgaslötung, wo die Temperatur der Flamme auf nur etwa zwei Drittel der Wassergasflamme liegt, der Zeit des Anwärmens ein größerer Spielraum gelassen werden.

Daß wir bei Segmentbeschauflungen Zwischendrähte nicht ganz vermeiden können, ist selbstverständlich. Ich habe das auch in meinem Vortrage erwähnt. Aber es ist von keinem der Herren Redner ernstlich versucht worden, den schädlichen Einfluß der Lötflamme zu bestreiten, und muß ich an dieser Stelle nochmals darauf hinweisen, daß sämtliche Versuche immer wieder ergeben haben, daß durch die Lötflamme mehr oder weniger hohe Festigkeitsverluste sich ergeben und ist dies ja auch ohne weiteres aus den im Vortrage mitgeteilten Versuchen zu ersehen. Die Worte des Herrn Oberbaurat Krell, daß die Lötung für den Turbinenbauer ein nützliches und bequemes Hilfsmittel geworden ist, möchte ich deshalb dahin umändern, daß die Lötung einen leider nicht in allen Fällen abwendbaren Nachteil für die Turbinenbeschauflung darstellt und soweit wie irgend möglich zu vermeiden ist. Immerhin ist es ein ganz gewaltiger Unterschied, ob der Arbeiter an der Werkbank steht und das Segment vor sich hat und deshalb bei der Segmentbeschauflung unter den denkbar besten Umständen die Lötung ausführt, oder ob er, z. B. auf dem Rücken in einem Turbinengehäuse liegt und über sich die Lötung ausführen muß, wie er bei der Einzelbeschauflung dazu gezwungen ist.

Die Vergleiche, die Herr Oberbaurat Krell vorbrachte, zwischen durch Mittel- und Oberdrähte versteifte Segmente und einzelnen Schaufeln, müssen ja naturgemäß zu ungunsten der Deckbandbindung sprechen, wenn er hiermit ein Segment, sagen wir von 300 mm Schaufellänge mit Deckband aber ohne Mitteldrähte vergleicht. Auch hierüber sind eingehende Versuche durchgeführt worden. Wenn ich auch nicht darüber berichtet habe, so wissen wir doch, daß beim Deckbandsegment die Anordnung von Mitteldrähten einen ähnlichen Einfluß ausübt, wie wir ihn beim Segment mit äußerer Drahtbandbindung haben; im Gegenteil ist die Verbesserung beim Deckbandsegment in den meisten Fällen noch größer.

Die Ausführungen des Herrn Oberbaurat Krell, daß bei der Zwischenstückbeschauflung im Profilfuß, d. h. an der Stelle, wo die größten Beanspruchungen auf-

treten, der ganze Querschnitt erhalten bleibe, während bei der Segmentbeschaufelung gerade an dieser Stelle durch das Anformen des Fußes das Material weggenommen wird, lassen allerdings auf den ersten Blick die Zwischenstückbeschaufelung vorteilhafter erscheinen. Dem muß ich aber nochmals die schon in meinem Vortrage kurz angedeuteten Tatsachen entgegenhalten, daß bei der Zwischenstückbeschaufelung die scharfe Kante des Profils entweder durch Ermüdungserscheinungen einreißt, falls die Zwischenstücke fest gesetzt sind oder aber, falls die Zwischenstücke etwas weniger fest eingesetzt sind, das Profil da einreißt, wo die Nute für die Befestigung sich befindet (d. h. an einer Stelle mit bedeutend kleinerem Widerstandsmoment). Für die Zwischenstückbeschaufelung könnte rechnerisch eine höhere Festigkeit ermittelt werden, doch gerade die Dauerversuche haben ergeben, daß dies durchaus nicht der Fall ist. Es darf eben nicht unbeachtet bleiben, daß die scharfen Kanten des Profils die größten Zugbeanspruchungen bei der Biegung aufzunehmen haben. Auch ein anderer Punkt, den Herr Oberbaurat Krell in seinen Ausführungen darlegte, nämlich daß bei dem von ihm gewählten Beispiel ein Nietkopf zentrifugal nur mit 1 kg im Betriebe belastet würde, während er in Wirklichkeit 300 kg hält, d. h. 300 % Sicherheit hat, muß widerlegt werden. Die Beanspruchungen, die im Schaufelnietkopf auftreten, sind ganz anderer Art. Durch das Rückwärtsfedern der Schaufel einerseits, andererseits durch die Steifheit des Deckbandes treten Kräfte auf, die den Nietkopf fortwährend abzuhebeln versuchen. Da nun die Kräfte als Dauerbeanspruchungen auftreten, ist ihnen ganz besondere Aufmerksamkeit zuzuwenden.

Ich muß auch der Ansicht des Herrn Oberbaurat Krell, daß die Drähte am Kopfband so stark gemacht werden können, daß sie zu keinem Bruch mehr führen, widersprechen. Zunächst möchte ich auf die im Vortrage angeführten Dauerbiegeversuche mit Schaufelbindedrähten hinweisen, die doch vollkommen klar ergeben, daß bei gewissen Beanspruchungen der Bruch eines jeden Drahtes im Dauerbetrieb eintreten muß; ebenso sind die Einflüsse des Ausglühens bei diesen Dauerversuchen beschrieben. Alle diese Punkte sind bei den von den Herren Vorrednern angegebenen Versuchen außer acht gelassen worden, trotzdem gerade diese Erscheinungen den allergrößten Einfluß ausüben, und dürften wohl die Versuche der Herren Vorredner daher nicht geeignet sein, klare Erkenntnis zu schaffen. Auch die Versuche des Herrn Dr. Bauer mit den großen Segmenten, bei welchen wirkliche Resonanzen nicht erzielt wurden, zeigen, daß die Versuche nicht richtig durchgeführt waren. Ich kann Herrn Dr. Bauer aus dem Werdegang der Versuche bei Schichau erzählen, daß auch da zuerst vor solchen Tatsachen stehengeblieben wurde, daß aber nachträglich die Versuchseinrichtungen nach neu erkannten Gesichtspunkten umgebaut wurden und daß erst dann Umstände auftraten, die ein klares Bild über die ganzen Verhältnisse bei Dauerbeanspruchungen sowohl mit als auch ohne Resonanzzahl ermöglichten. Ich kenne die Versuchseinrichtungen der Herren Vorredner nicht, ich kenne die Voraussetzungen, unter welchen die Versuche ausgeführt worden sind, ebenfalls nicht, aber es sind bei Schichau Versuchsreihen mit verschiedenen Drahtstärken ebenfalls ausgeführt. Es wurde mit kleinen Schaufelsegmenten systematisch vorgegangen und Drahtstärken angewandt, wie sie überhaupt in die Schaufel eingesetzt werden konnten, und trotzdem gelang es mit den vorhandenen Versuchseinrichtungen, einen Bruch der Drahtbindung bzw. der Kopfbindung herbeizuführen. Es mag auch daran gelegen haben, daß von vornherein verhältnismäßig kleine Segmente verwendet wurden. Immerhin wurde auch hierin nicht wahllos vorgegangen, es wurden die kleinen Segmente ausgeführt, nachdem untersucht war, bis zu welchen Mindestschaufelzahlen etwa heruntergegangen werden konnte, ohne daß der Einfluß des Verbandes wesentlich herabgesetzt wurde. Es bleibt für die gewählten Verhältnisse gleichgültig, ob ich 20 Schaufeln ausführe oder 35, hingegen führe ich nur 15 oder 12 Schaufeln aus, dann kann sich der Einfluß der Kleinheit der Segmente be-

merkbar machen. Es lassen sich an kleineren Versuchsobjekten ebensogut wie an großen die Einflüsse der Konstruktionen, Materialien und Arbeitsausführungen feststellen, wenn die Segmente nicht als Miniaturstücke untersucht werden, was bei den angegebenen nicht der Fall war. Es muß auch ganz besonders hervorgehoben werden, daß die kleineren Versuchsobjekte im Gegenteil eine bessere Übersichtlichkeit, handlichere Apparatur usw. ermöglichen, was gerade in den vorliegenden Fällen von großer Bedeutung ist.

Es ist auch zu den angeführten Versuchen von Herrn Dr. Bauer noch zu erwähnen, daß die Resonanzzahlen dauernd sich wiederholen, und wenn so starke Segmente untersucht werden, daß mit 3000 Stoßwirkungen nichts zu erzielen ist, eben für diese Verhältnisse die Stoßzahl auf 6000, 9000 oder 12000 erhöht werden muß; ob das mit den Versuchseinrichtungen möglich gewesen wäre, entzieht sich meiner Beurteilung. Die der Firma Schichau zur Verfügung stehenden Apparate ermöglichten Stoßzahlen bis zu 18000 in der Minute.

Auf alle Fälle muß ich den Ansichten des Herrn Dr. Bauer über Dauerversuche widersprechen. Wir haben einzelne Segmente wochenlang im Versuchsapparat gehabt und sind Stunde um Stunde immer weitergefahren. Gerade die Dauerversuche haben gezeigt, daß die Deckbandbindung und Halteringbeschauflung in bezug auf das Halten der Schaufeln doch eine wesentliche Überlegenheit über die Einzelbeschauflung mit Drahtbindung aufweist. Ich habe in meinem Vortrage nur angedeutet, wie die Drahtlötung allmählich die Festigkeit verliert. Was wir in statischen Versuchen durch hohe Belastung bekommen, erzielen wir bei niedriger Belastung durch die Zeit. Und genau die Resultate, wie der statische Versuch sie gezeigt hat, haben sich auch beim Dauerversuch ergeben.

In meinem Vortrage habe ich den Entwicklungsgang, wie er bei der Firma Schichau ohne Anregung und ohne Unterstützung von anderer Seite systematisch durchgeführt worden ist, angeführt. Ob anderen Firmen ebenfalls soviel Versuchsergebnisse zur Verfügung stehen, weiß ich nicht. Jedenfalls sind die im Vortrage angegebenen maßgebenden Gesichtspunkte für die Beurteilung der Turbinenbeschauflung auf einer sehr großen Anzahl von systematisch ausgeführten Versuchen aufgebaut und können nicht durch einzelne nur unvollständig durchgeführte Versuche oder gemutmaßte Schlüsse erschüttert werden. (Lebhafter Beifall.)

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

Meine Herren! Der moderne Maschinenbau zwingt die großen Firmen zwecks Untersuchung der Materialien zur Einrichtung von Laboratorien, weil wir immer höhere Ansprüche an die Festigkeit der einzelnen Bauteile stellen. Von der Firma F. Schichau ist es außerordentlich verdienstlich, daß sie uns die gesamten Untersuchungsergebnisse ihres Laboratoriums zur Verfügung stellte. Herr Obergeringieur Roth hat sie gesammelt, gesichtet und zu dem Vortrage ausgewertet, den er uns soeben gehalten hat. Ich kann ihm die Versicherung geben, daß er sich hierdurch nicht bloß den Dank der Versammlung, sondern auch weiterer Kreise erworben hat. (Lebhafter Beifall.)

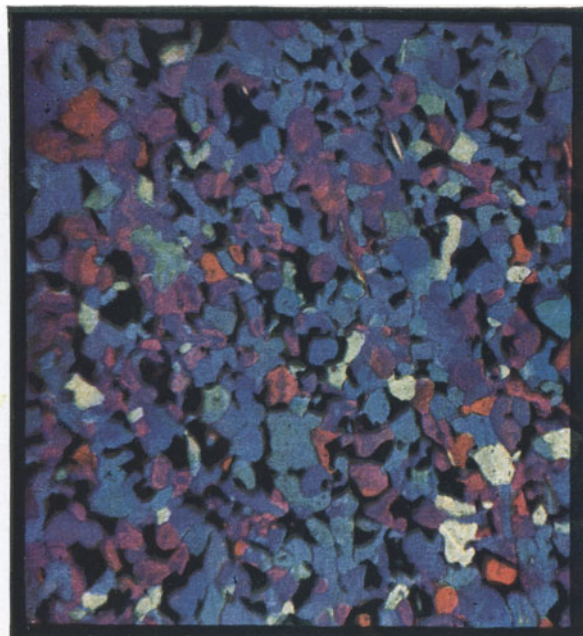


Abb. 4



Abb 5



Abb. 6

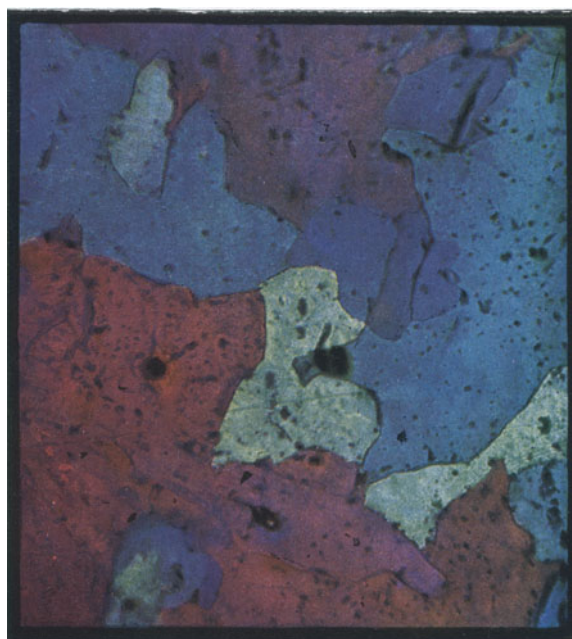


Abb. 7

S. M. Flußeisen von 40 bis 45 kg/qmm Festigkeit.

Schliffe angelassen, Vergrößerung 75fach.

Abb. 4: Schlagfestigkeit 9,93 kgm/qcm

Abb. 6: " 3,00 "

Abb. 5: Schlagfestigkeit 8,50 kgm/qcm

Abb. 7: " 1,00 "



Abb. 9



Abb. 10



Abb. 11

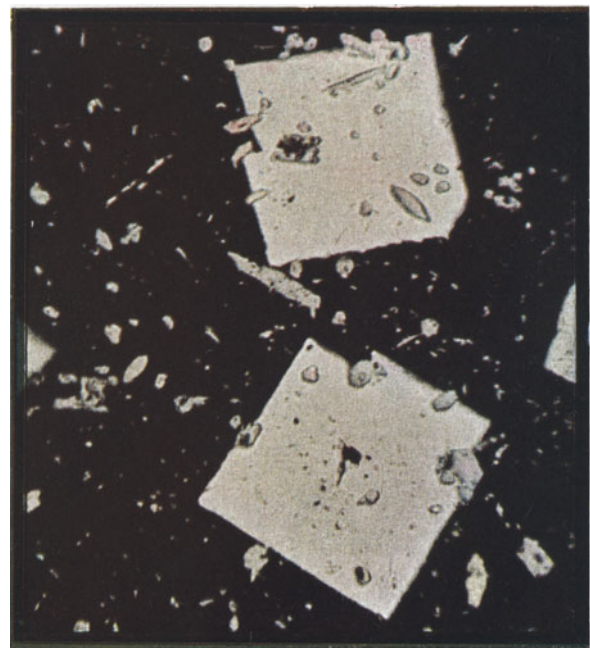


Abb. 12

Weißmetall, gegossen unter verschiedenen Wärmeverhältnissen.

Vergrößerung 50fach.

Abb. 9: Fließgrenze 12,94 kg/qmm

Abb. 11: „ 9,55 „

Abb. 10: Fließgrenze 10,48 kg/qmm

Abb. 12: „ 7,40 „

(Der Schliff ist dunkler geätzt).



Abb. 16



Abb. 17



Abb. 18

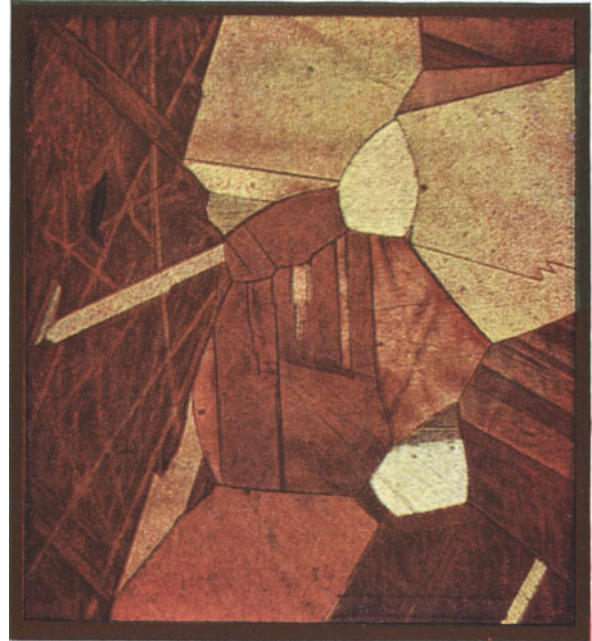


Abb. 19

Turbinenschaufel-Messing.

Vergößerung 75fach.

Abb. 16: Ursprungsmaterial halbhart
Abb. 18: Material 670° ausgeglüht

Abb. 17: Material bei 600° ausgeglüht
Abb. 19: „ „ 700° „



Abb. 20 75 ×

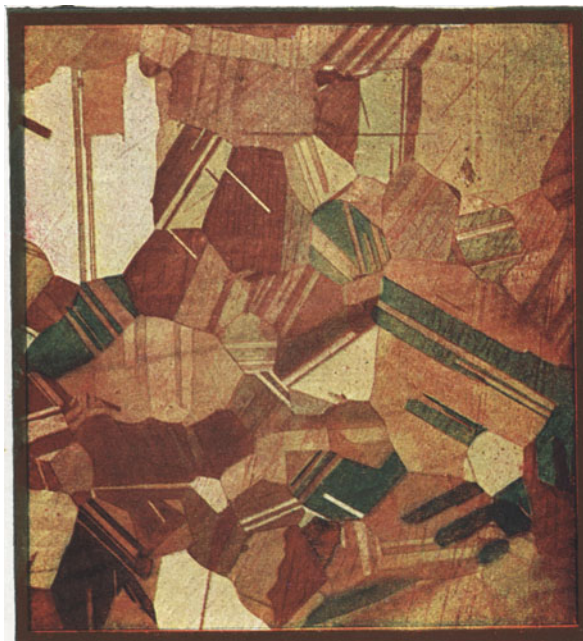


Abb. 21 10 ×



Abb. 32 60 ×

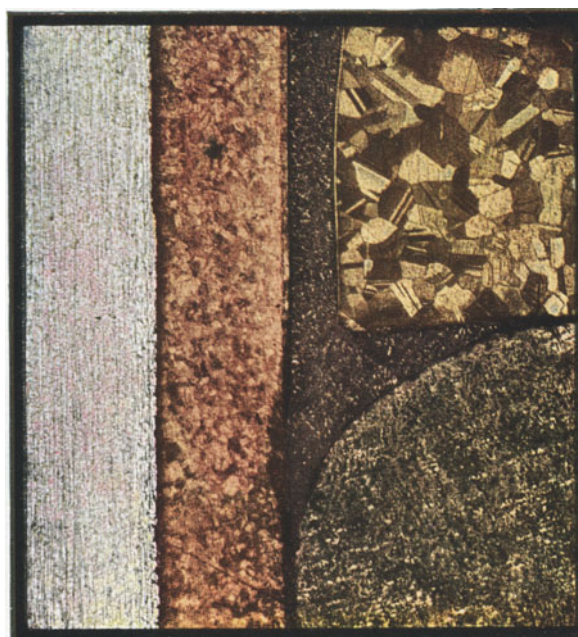


Abb. 33 25 ×

Abb. 20: Turbinenschaufel-Messing bei 800° ausgeglüht.

Abb. 21: Turbinenschaufel-Messing bei 900° ausgeglüht.

Abb. 32: Messingdraht an Turbinen-Schaufel mit Silberlot gelötet.

Abb. 33: Bi-Metalldraht an Turbinen-Schaufel mit Silberlot gelötet.

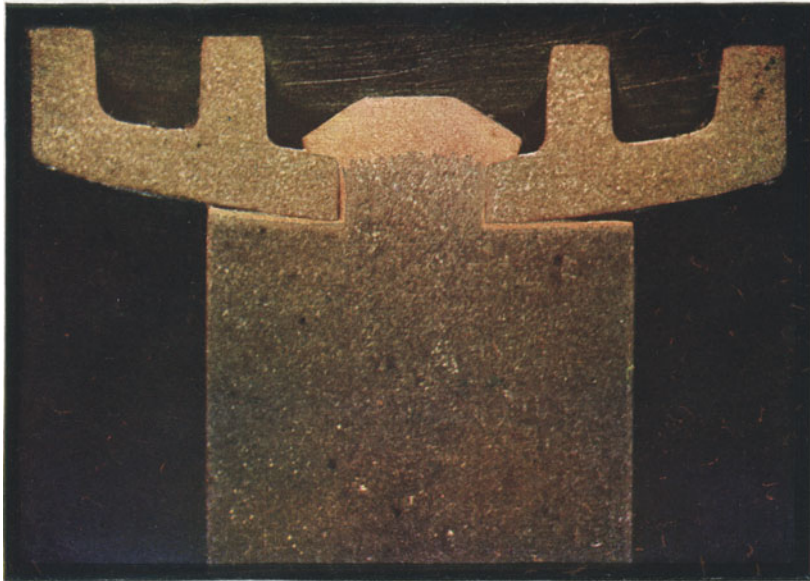


Abb. 26

6 X

Schnitt durch Deckband und
Nietung mit Turbinenschaufel.



Abb 28

12 X

Desgleichen wie Abb. 26,
jedoch mit Silberlot überlötet.



Abb. 34

14 ×

Ermüdungsbruchstelle von Schaufelbindedraht.



Abb. 3

150 ×

Nickelstahl mit Schlackeneinschlüssen.
Angelassen.

XI. Das Wesen der Schiffshavarien.

Vorgetragen von Fr. Achenbach-Berlin.

Inhaltsübersicht.

Einleitung: Steigerung der Sicherheit der Schifffahrt auf Grund der Erfahrungen bei Schiffsunfällen.

1. Einteilung der Schiffshavarien.
2. Häufigkeit und Verteilung der Schiffshavarien im letzten Dezennium.
3. Allgemeines über Stoßverletzungen:
 - a) Der unelastische zentrale Stoß;
 - b) Bewertung des Trägerquerschnittes;
 - c) Einfluß der Nietung;
 - d) Eignung der Baumaterialien;
 - e) Einfluß der Temperatur.
4. Strandung:
 - a) Gefährdung des fahrenden Schiffes;
 - b) Gefährdung des verankerten Schiffes;
 - c) Verlauf einer Strandung;
 - d) Bewertung der Bauart des Schiffes und der Bodenstruktur;
 - e) Standfestigkeit bei abfallendem Wasserspiegel.
5. Zusammenstoß:
 - a) Ursache der Häufigkeit;
 - b) Gegenseitige Bewegung beider Schiffe während einer Kollision;
 - c) Einfluß der Bauart auf den Umfang des Schadens;
 - d) Der praktische Verlauf der Kollisionen.
6. Altern der Schiffe:
 - a) Äußerste Altersgrenze;
 - b) Anwachsen der Spannungen als Ursache der Ermüdung der Verbände;
 - c) Unterschätzung des Wasserdruckes;
 - d) Leckspringen;
 - e) Abrosten und Verrotten.
7. Feuerschaden:
 - a) Statistische Angaben über den Anteil der Ladung an den Brandursachen;
 - b) Raumanordnung, Baumaterial und vorhandene Wärmequellen in ihrer Bedeutung für Entstehung und Ausbreitung eines Feuers;
 - c) Selbstentzündung;
 - d) Einige Betrachtungen über Feuerbekämpfung.

8. Untergang:

- a) Einfluß der Konstruktionsbedingungen auf die Schwimm- und Stabilitätsverhältnisse;
- b) Sinken, Längskentern, Querkentern;
- c) Empfindlichkeit der Schiffe gegen Neigung;
- d) Stabilitätsbereich und Schlagseite;
- e) Reservedisplacement und Reservestabilität.

Schl u ß: Einige Vorschläge zur Verbreitung von Erfahrungen im Schiffsbetrieb und bei Seeunfällen.

„Größere Sicherheit des Lebens auf See“ ist in allen Ländern die Losung der am Seeverkehr interessierten Kreise. Die gewaltigen Katastrophen der letzten Jahre lassen diese Forderung als gerechtfertigt erscheinen. Zwar haben die Schiffsunfälle und Verluste an Menschenleben hierbei von Jahr zu Jahr abgenommen, so daß mit Recht gesagt wird, die Sicherheit einer Seereise sei größer als die einer Reise auf dem Festlande; allein bei der stetig wachsenden Zahl der auf einem einzigen Schiff beförderten Menschen ist der Charakter einer in Jahren vorkommenden Schiffskatastrophe um so vieles tragischer, daß ein solches Unglück hinreicht, dem Gedächtnis einen nachhaltigen Eindruck zu hinterlassen und unablässige Bemühungen zur Vorbeugung wachzurufen.

Mit jedem sinkenden Schiff geht ein Teil Volksvermögen unwiederbringlich verloren. Wohl kann die Versicherung gegen Seeschaden von Schiff und Ladung den Verlust auf eine größere Anzahl von Teilhabern verteilen und dadurch den betroffenen Eigner entlasten; austilgen kann sie den Verlust nicht, und so darf diese Möglichkeit einer Verteilung des Risikos nicht zu der Folgerung verleiten, als ob ein Fortschreiten der schiffbaulichen Konstruktionen, sobald sie nicht die Sicherheit des reisenden Publikums betreffen, weniger wichtig sei: auch die Steigerung der Sicherung der Warenbeförderung ist notwendig, denn sie betrifft das wirtschaftliche Leben der Nation.

Bei der Menge der dem Schiff drohenden Gefahren, die sowohl in ihm selbst vorhanden sind, als auch von außen her hereinbrechen können, ist eine absolute Sicherheit nicht zu verwirklichen, um so weniger, als der kommerzielle Effekt der Schifffahrt durch zu weitgehende Belastung des Eigners hinsichtlich der Sicherheitseinrichtung nicht in Frage gestellt werden darf. Es ist klar, daß weder eine Vergrößerung der Anzahl der Rettungsboote allein, noch die dichtere Unterteilung des Schiffsraumes für sich eine wesentliche Annäherung an absolute Sicherheit

ausmachen wird, denn mit dem Augenblick, wo angesichts des sinkenden Schiffes das Leben von Passagieren und Mannschaften den Booten anvertraut wird, kann von einer Sicherheit überhaupt nicht mehr gesprochen werden, während die Zellentheilung der Schiffe in vielen Fällen als Sicherheitsfaktor versagt hat.

Abgesehen von den Fortschritten auf den Gebieten der Navigation, des Seezeichenwesens, der Ozeanographie wird meines Erachtens die Sicherheit der Schifffahrt am meisten gefördert, wenn sich die konstruktive Entwicklung des Schiffes auf den teuer erkauften Lehren aufbaut, die sich aus der vielfachen Beobachtung von Unfällen ergeben. Das systematische Studium der Havarien bildet daher die sicherste und kostbarste Grundlage für den Fortschritt der Schiffbautechnik. Jede Verbesserung des Schiffskörpers und seiner Anlagen kommt in gleicher Weise dem Schutze der Passagiere und der Besatzung zugute. Auch in wirtschaftlicher und rechtlicher Beziehung hat eine systematische Darstellung des Wesens der Seeunfälle seine Bedeutung, basiert doch die ganze Seeversicherung auf dem Erkennen des Umfangs der Gefahr für Schiff und Ladung und der Möglichkeit ihrer Abwendung, während die Seeämter ihre Entscheidungen in Havariiefällen auf die unabänderlichen Grundlagen technisch-mathematischer Art stützen können, soweit nicht das persönliche Element bei der Führung des Schiffes eine Rolle spielt.

Wenn im Folgenden der Versuch gemacht ist, die unendliche Fülle der Praxis der Schiffshavarien dem Wesen nach darzustellen und, soweit nötig, theoretisch zu erklären, so war ich mir bewußt, daß in dem Rahmen eines Vertrags nicht eine Aufgabe gelöst werden könne, die ihrem Umfang nach Bände füllen würde. Da in der Literatur jedoch hierüber nur wenig vorhanden ist, so dürfte es von Nutzen sein, in einigen gedrängten Kapiteln darzulegen, wie ich mir die systematische Behandlung dieser wichtigen Frage denke und an der gleichzeitigen praktischen Anwendung zu zeigen, welchen Nutzen sie bringen kann, um so zur Mitarbeit und Förderung des Begonnenen anzuregen.

1. Einteilung der Schiffshavarien.

Die praktisch wertvollste Gruppierung der Seeunfälle ist die nach dem Gesichtspunkt der Ursache, denn mit der Kenntnis der Ursache wird es in vielen Fällen möglich sein, Vorbeugungsmaßregeln zu treffen. Gerade die schwersten Unfälle hinterlassen jedoch, sobald sie mit dem totalen Verlust des Schiffes enden, in vielen Fällen keinerlei Zeugen des Geschehnisses, oder aber es läßt sich bei der Schnelligkeit der sich abspielenden Vorgänge auch von Überlebenden der Katastrophe nicht mehr genau ermitteln, welches die eigentlichen Ursachen des Unter-

ganges gewesen sind. So ist es meist unmöglich, festzustellen, ob nach einer Havarie das Schiff infolge Verlustes der Schwimmfähigkeit oder nach Erschöpfung seiner Stabilität zugrunde ging. Es ist nachzuweisen, daß die Stabilität früher zu Ende geht als die Schwimmfähigkeit, mithin bei weitem die meisten Schiffe kentern an den Grund gehen. Dennoch findet man unter der Gruppe „Gekentert“ nur sehr wenige Schiffe verzeichnet, da diese Rubrik offenbar vorwiegend für Schiffe, die im unverletzten Zustand unter irgendeinem Einfluß den Kiel nach oben kehrten, reserviert ist, während unter „Gesunken“ ohne Angabe einer Ursache eine stattliche Zahl von Totalverlusten gebucht ist, so daß leicht eine Verschiebung des wahren Bildes eintritt.

Ganz auf Vermutungen angewiesen ist man bei den unter „Verschollen“ verzeichneten Schiffsverlusten. Nur nach dem Alter, der Bauart und der Ladung läßt sich hier ein Schluß ziehen, welche Ursache für den Verlust in Frage kommen könnte, da im allgemeinen natürlich die verschollenen Schiffe genau den nämlichen Havarien zum Opfer fallen, wie die übrigen, bei denen uns die Ursache des Verlustes bekannt geworden ist. Wenn auch oftmals für ein einzelnes verschollenes Schiff die letzte Veranlassung des Unterganges nicht angegeben werden kann, so lassen sich doch bei sachgemäßer statistischer Gruppierung Tatsachen ermitteln, die den Verlust vieler Schiffe einer Gattung aufklären und somit weitere Verluste eindämmen können. Es sei hier nur an die vielfachen Verluste von zu schmal gebauter Getreidedampfer infolge übergehender Ladung, an das Ausbleiben einer Reihe großer eiserner Segelschiffe wahrscheinlich infolge unzulänglicher Besatzung*), an den Einfluß einer Selbstentzündung der Ladung bei Verlusten von Kohlendampfern und schließlich an die große Anzahl infolge zu geringer Seetüchtigkeit verschollener Fischdampfer erinnert.

Bei den unter „Kondemniert“ angeführten Abgängen ist meist die stillschweigende Voraussetzung gemacht „infolge hohen Alters“; oft jedoch hat sich in solchen Fällen bei den Bergungs- und Reparaturschätzungen herausgestellt, daß der Umfang des Schadens in keinem Verhältnis zu dem Buchwert des Schiffes steht. Die Ursache ist dann also mehr kaufmännisch-wirtschaftlicher Natur und bedarf keiner weiteren technischen Erörterung.

Auch kleine Beschädigungen an dem Rudergeschirr, der Takelage, der Maschinenanlage, bei denen das Schiff gezwungen ist, einen Nothafen anzulaufen, werden ohne Angabe der Ursache nachgewiesen.

Nach der Schwere des Unfallverlaufes werden in den Statistiken Totalver-

*) Siehe „Hansa“ 1892 und 1893.

luste und Beschädigungen gesondert für Dampfer und Segelschiffe angegeben und hierbei wird die Verschiedenheit der Ladungen berücksichtigt. Es ergibt sich somit folgende Gruppierung der gewöhnlichen statistischen Einteilung der Schiffshavarien:

I. Die Ursache der Beschädigung oder des Totalverlustes ist bekannt:

- | | |
|----------------------|----------------------|
| 1. Gestrandet, | 4. Schweres Wetter, |
| 2. Zusammengestoßen, | 5. Feuer, |
| 3. Eis, | 6. Maschinenschaden. |

II. Die Ursache ist nicht angegeben oder zweifelhaft:

- | | |
|---------------------------|------------------|
| 7. Verschiedene Ursachen, | 10. Gesunken, |
| 8. Nothafen angelaufen, | 11. Verlassen, |
| 9. Gekentert, | 12. Kondemniert. |

III. Die Ursache ist unbekannt:

13. Verschollen.

An Ladungen sind in den Listen des Germanischen Lloyd die folgenden berücksichtigt:

- | | |
|------------------------------------|-----------------------------|
| 1. Holz, | 9. Ölkuchen, |
| 2. Steinkohlen, | 10. Fische, |
| 3. Stückgut, | 11. Baumwolle, Wolle, Jute, |
| 4. Schwere Ladung, | 12. Petroleum, |
| 5. Getreide, | 13. Diverse Flüssigkeiten, |
| 6. Schmelzende Ladung, | 14. Unbekannt, |
| 7. Frische u. getrocknete Früchte, | 15. Ballast. |
| 8. Leichte Ladung. | |

Jede dieser Ladungen bietet für die Sicherheit des den Transport ausführenden Schiffes ein gewisses Risiko, dessen zahlenmäßige Bewertung sich annähernd aus der Häufigkeit und Verteilung der beobachteten Havarien bestimmen läßt, weshalb wir im nächsten Kapitel hierbei etwas verweilen wollen.

2. Häufigkeit und Verteilung der Schiffshavarien im letzten Dezennium.

Um einen Überblick über die Häufigkeit der Seeschäden der letzten Zeit und ihre Verteilung über ein Jahrzehnt zu geben, sind unter Benutzung der Listen des Germanischen Lloyd die in den Jahren 1901—1910 registrierten Schiffsunfälle und Totalverluste in den Tabellen Nr. 1 und 2 zusammengestellt. Aus der dort ermittelten Anzahl der einzelnen Havariearten wurde ihr prozentualer Anteil an den Totalverlusten und Beschädigungen berechnet und in Tabelle Nr. 3 einge-

ordnet. Gleichzeitig wurden in die letzte Spalte dieser Tabelle die auf je 100 Havariiefälle entfallenden Totalverluste berechnet, so daß diese Tabelle ein gutes Bild des zahlenmäßigen Anteils und der Gefährlichkeit der einzelnen Havariearten bietet. Es ist daraus zu entnehmen, daß die Strandungen ihrem Umfang und ihrer Gefahr nach die erste Stelle einnehmen, während die Schäden durch Schweres Wetter und Maschinenhavarie erheblich weniger in die Wagschale fallen. Ferner ist aus der Tabelle Nr. 3 zu schließen, daß die Kollisionen im allgemeinen harmloser verlaufen als Strandungen und Feuerschaden und daß auch von den gekenterten, gesunkenen und verlassenen Schiffen noch ein wesentlicher Prozentsatz geborgen wird. Die Dampferhavarien machen zwar $\frac{2}{3}$ aller Unfälle aus; diese haben aber nur in 5 Fällen von je hundert den Verlust des Schiffes zur Folge, während bei den Havarien von Segelschiffen viermal so viel Totalverluste auf die gleiche Havariezahl entfällt.

Die Zeitspanne eines Jahrzehnts ist zu eng, um sich über die Tendenz des Zu- oder Abnehmens der Seeschäden ein einwandfreies Urteil zu bilden. Außerdem ist hierzu die Kenntnis der Anzahl aller in den einzelnen Jahren in Fahrt befindlicher Schiffe notwendig, um als Basis der Relationen zu dienen. Immerhin kann folgendes Verfahren einigen Anhalt bieten: Die Anzahl aller Havariiefälle wird in den einzelnen Jahren der Anzahl der in Fahrt gewesenen Schiffe verhältnismäßig sein; die Anzahl der Totalverluste wiederum, wird um so größer sein, je mehr Havariiefälle vorkommen, folglich muß die auf die Gesamtheit aller Havariiefälle bezogene Zahl der Totalverluste die Tendenz des Zu- oder Abnehmens der Havarien zum Ausdruck bringen. Das Ergebnis einer solchen Berechnung ist in Tabelle Nr. 4 dargestellt. Für Dampfschiffe und die Gesamtheit der Havarien ergibt sich hieraus abnehmende Tendenz, während für Segelschiffe ein Anlauf zur Besserung der Verhältnisse nicht herausgelesen werden kann.

Zur Beurteilung der Jahresbelastung sind für die Jahre 1911 und 1912 die Totalverluste in Tabelle Nr. 5 nach Anzahl, Tonnengehalt und mittlerer Größe, für Dampfer und Segelschiffe getrennt, eingetragen, und in den Diagrammen Abb. 1, 2 und 3 zur Anschauung gebracht, und zwar sind in Abb. 1 die Totalverluste der Anzahl nach, in Abb. 2 dem Tonnengehalt nach und in Abb. 3 der mittleren Schiffsgröße nach dargestellt. Die Diagramme sind in der Weise entstanden, daß der Inhalt des Grundkreises der zu veranschaulichenden Jahressumme und der sich hieraus ergebende Radius dem Jahresmittel pro Monat gleichgesetzt wurde. Die Abweichungen vom Jahresmittel wurden hiernach bemessen, so daß die positiven Abweichungen nach außen, die negativen nach innen fallen. Auf diese Weise gestatten die Diagramme einen direkten Vergleich des Anteils von Segel- und

Totalverluste nach der Anzahl dargestellt.

Totalverluste nach dem Reg.-Tonnengehalt.

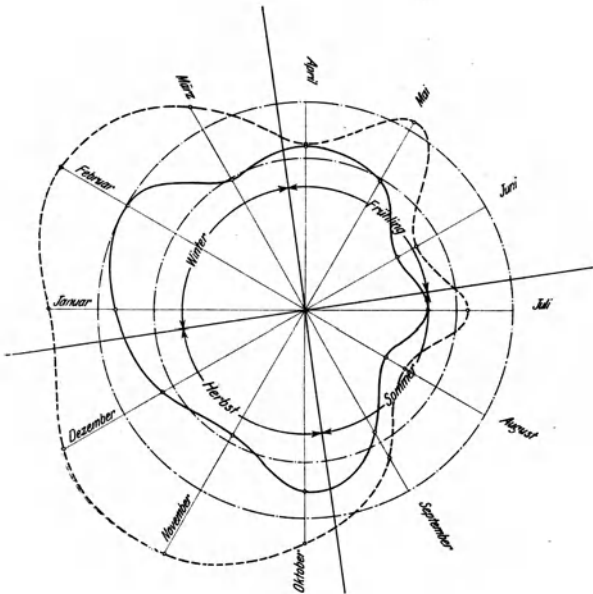


Abb. 1.

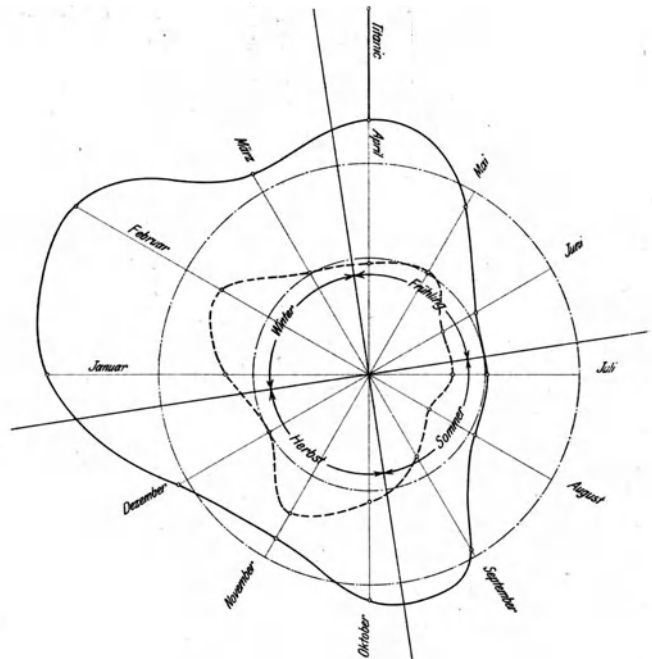


Abb. 2.

Totalverluste nach der mittleren Größe der Schiffe.

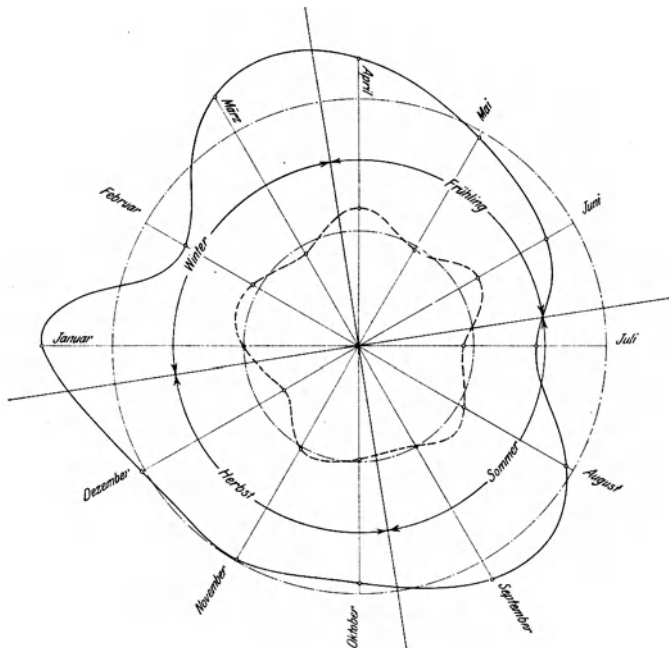


Abb. 3.

Verteilung der Totalverluste bei Seeschäden über den Jahresverlauf in den Jahren 1911 und 1912.

Dampfschiffe —————
 Segelschiffe - - - - -

Tabelle Nr. 1.
Gemeldete Beschädigungen von Schiffen.

1. Januar bis 31. Dezember	Ge- strandet	Zu- sammen- ge- stoßen	Eis	Schwe- res Wetter	Feuer	Ma- schin- en- scha- den	Ver- schie- dene Ur- sachen	Not- haf- en- ange- laufen	Ge- ken- tert	Ge- sun- ken	Ver- schol- den	Kon- dem- niert	Davon		Zu- sam- men
													Dampf- schiffe	Segel- schiffe	
1901	1 861	1 744	75	888	284	791	307	959	5	23	24	—	4 455	2 506	6 961
1902	1 816	1 634	62	924	251	695	307	742	11	19	13	—	4 281	2 193	6 474
1903	2 107	1 933	81	1091	308	736	322	1048	13	15	25	—	4 971	2 708	7 679
1904	2 085	2 085	70	832	307	746	407	689	4	25	19	—	5 131	2 138	7 269
1905	2 153	1 998	106	951	320	762	371	733	8	13	10	—	5 282	2 143	7 425
1906	2 162	2 111	21	883	317	761	384	739	7	23	28	—	5 356	2 080	7 436
1907	2 328	2 663	99	856	384	756	512	646	10	24	16	—	6 357	1 937	8 294
1908	2 232	2 549	106	909	413	748	607	578	3	17	14	—	6 310	1 866	8 176
1909	2 218	2 294	200	1066	359	726	521	585	8	16	10	—	6 275	1 729	8 003
1910	2 301	2 501	27	1030	396	759	445	604	4	23	13	—	6 391	1 712	8 103
Summe:	21 263	21 512	847	9430	3339	7480	4183	7323	73	198	172	—	54 809	21 012	75 821
Dazu															
Totalverluste	4 558	996	53	24	361	26	105	—	79	956	591	437	2 809	6 013	8 822
Zusammen	25 821	22 508	900	9454	3700	7506	4288	7323	152	1154	763	437	57 618	27 025	84 643

Tabelle Nr. 2.
Seeunfälle mit Totalverlust des Schiffes.

1. Januar bis 31. Dezember	Ge- strandet	Zu- sammen- ge- stoßen	Eis	Schwe- res Wetter	Feuer	Ma- schin- en- scha- den	Ver- schie- dene Ur- sachen	Ver- schol- len	Ge- ken- tert	Ge- sun- ken	Ver- lassen	Kon- dem- niert	Davon	
													Dampf- schiffe	Segel- schiffe
1901	567	114	8	5	39	—	10	72	14	97	75	50	264	787
1902	454	97	8	2	51	1	6	84	7	101	82	43	253	683
1903	533	93	2	—	29	3	6	90	9	96	66	64	248	743
1904	422	90	3	3	26	1	10	46	5	108	58	43	240	575
1905	462	97	6	2	35	3	11	86	4	97	47	41	318	573
1906	491	99	4	4	34	5	23	58	7	94	68	49	294	642
1907	450	106	5	1	42	4	9	60	7	84	56	34	269	589
1908	411	106	10	2	30	2	12	54	13	102	50	33	316	509
1909	372	94	6	3	37	3	9	41	5	87	40	39	283	453
1910	396	100	1	2	38	4	9	45	8	90	49	41	324	459
Summe	4558	996	53	24	361	26	105	636	79	956	591	437	2809	6013

Tabelle Nr. 3.
 Prozentualer Anteil der Havariearten an Totalverlusten und Beschädigungen.

Art der Havarie	Anteil der Havarieart an der Summe der			Totalverluste auf 100 Havariefälle
	Totalverluste %	Beschädigungen %	Havarien zusammen %	
Gestrandet	51,67	28,05	30,55	17,65
Zusammengestoßen	11,29	28,35	26,58	4,43
Eis	0,60	1,12	1,06	5,89
Schweres Wetter	0,27	12,44	11,17	0,25
Feuer	4,09	4,41	4,37	9,76
Maschinenschaden	0,30	9,86	8,86	0,35
Verschiedene Ursachen	1,18	5,52	5,06	2,45
Nothafen angelaufen	—	9,66	8,64	—
Verschollen	7,21	—	0,75	100,00
Gekentert	0,90	0,10	0,18	51,98
Gesunken	10,84	0,26	1,36	82,84
Verlassen	6,70	0,23	0,90	77,46
Kondemniert	4,95	—	0,52	100,00
	100,00	100,00	100,00	
Davon:				
Dampfschiffe	31,84	72,29	68,07	4,88
Segelschiffe	68,16	23,71	31,93	22,25

Tabelle Nr. 4.
 Tendenz der Zu- oder Abnahme der Havarien.

1. Januar bis 31. Dezember	Totalverluste in % der Summe der Havarien		
	Dampfschiffe	Segelschiffe	Zusammen
1901	5,59	23,90	13,13
1902	5,58	23,75	12,63
1903	4,75	21,55	11,42
1904	4,47	21,20	10,08
1905	5,68	21,12	10,71
1906	5,21	23,56	11,17
1907	4,06	23,35	9,37
1908	4,77	22,75	9,17
1909	4,32	20,75	8,32
1910	4,83	21,15	8,82
1911/12	4,79	24,50	9,23

Tabelle Nr. 5.

**Totalverluste bei Seeschäden in den Jahren 1911 und 1912.
Verteilung über den Jahresverlauf.**

Monat	Dampfschiffe			Segelschiffe		
	Anzahl	Brutto-Reg-Tonnen	Mittlere Größe	Anzahl	Netto-Reg-Tonnen	Mittlere Größe
Januar	66	120 466	1 825	95	37 509	394
Februar	72	83 303	1 157	105	44 464	423
März	52	86 418	1 662	86	30 665	356
April	57	94 582 ¹⁾	1 659	61	28 830	472
Mai	52	72 113	1 386	80	30 703	383
Juni	37	45 996	1 243	47	22 006	468
Juli	43	44 018	1 024	60	21 558	359
August	33	45 462	1 378	43	17 924	416
September	49	75 639	1 543	63	24 852	394
Oktober	63	84 419	1 339	86	33 117	385
November	50	70 654	1 413	104	41 973	403
Dezember	57	82 434	1 445	103	30 054	291
Summe	631	905 504	17 074	933	363 655	4744
Mittel pro Monat	26,3	39 440	711,5	38,8	15 152	197,5

Bemerkung: Berücksichtigt sind Dampfer von 100 Brutto-Reg-Tonnen und darüber sowie Segler von 50 Netto-Reg-Tonnen und mehr.

Dampfschiffen. Die Diagramme lassen deutlich die Verschiebung der Gefahr nach den Wintermonaten zu erkennen, ein Beweis, daß die Einführung eines besonderen Winterfreibords allein die Unbilden der kalten Jahreszeit nicht ausgleichen kann. Obwohl die Totalverluste den Seeverkehr der ganzen Welt umfassen, drücken dennoch die Witterungsverhältnisse der nördlichen Halbkugel den Schiffsverlusten ihren Stempel auf, was auf das Überwiegen des Schiffsverkehrs im Norden hinweist. Die Diagramme lehren, daß in den Monaten Februar und Juli eine ziemlich große Zahl kleiner Schiffe zugrunde geht, was wohl in dem einen Fall auf die Schneestürme, im anderen auf die Gewitterböen zurückzuführen sein dürfte. Die mittlere Größe der Dampfschiffe steigt in den Wintermonaten an, während sie bei den Segelschiffen das Jahr über ziemlich konstant bleibt. Im allgemeinen ist die mittlere Größe der Dampfschiffe das drei- bis vierfache derjenigen der Segel-

¹⁾ „Titanic“ durch Dampfer mittlerer Größe ersetzt.

Tabelle Nr. 6.

Einfluß der Ladung auf die Schiffsverluste.

Art der Ladung	Totalverluste 1901/1910	Gesamtzahl der Havarien 1901/1910	Totalverluste auf 100 Havarie- fälle
Holz	456	8 815	5,17
Steinkohlen	474	9 521	4,98
Stückgut	176	16 036	1,10
Schwere Ladung	298	5 963	5,00
Getreide	91	4 975	1,83
Schmelzende Ladung	119	2 134	5,58
Frische und getrocknete Früchte	14	509	2,75
Leichte Ladung	23	480	4,79
Ölkuchen	12	447	2,69
Fische	248	1 486	16,69
Baumwolle, Jute, Wolle	7	468	1,50
Petroleum	52	735	7,08
Diverse Flüssigkeiten	20	236	8,49
Unbekannt	1071	24 444	4,39
Ballast	148	7 841	1,89

schiffe, und hierin ist wohl vor allem die größere Verlustzahl der Segelschiffe gegenüber den Dampfschiffen begründet.

In Tabelle Nr. 6 ist das Risiko der Ladung unter Zugrundelegung der Zahl der Totalverluste auf je 100 Havariefälle berechnet. Ausgeschieden wurden von vornherein alle diejenigen Totalverluste, bei denen eine Einwirkung der Ladung ausgeschlossen war, wie Strandung, Zusammenstoß, Eis usw. Nach dem Grad der Gefährdung geordnet, würde sich folgende Reihenfolge ergeben:

- | | |
|---------------------------|-------------------------------------|
| 1. Fische, | 9. Unbekannt, |
| 2. Diverse Flüssigkeiten, | 10. Frische u. getrocknete Früchte, |
| 3. Petroleum, | 11. Ölkuchen, |
| 4. Schmelzende Ladung, | 12. Ballast, |
| 5. Holz, | 13. Getreide, |
| 6. Schwere Ladung, | 14. Baumwolle, Wolle, Jute, |
| 7. Steinkohlen, | 15. Stückgut. |
| 8. Leichte Ladung, | |

3. Allgemeines über Stoßverletzungen.

Nach der Gleichartigkeit der Zerstörungen am Schiffskörper betrachtet, sind Strandung, Zusammenstoß und die Beschädigungen durch Eis und schwere Seen ähnliche Vorgänge, indem verfügbare Bewegungsenergien in Zerstörungsarbeit umgesetzt werden. Um das Wesen dieser umfangreichsten Havariegruppe zu erfassen, ist es gut, sich einige dynamische Betrachtungen ins Gedächtnis zurückzurufen.

Im allgemeinen ist anzunehmen, daß die Zerstörungsenergien an dem havarierten Schiff bleibende Formänderungen hervorbringen werden, und daß somit Verhältnisse vorliegen, die einer einigermaßen zuverlässigen dynamischen Berechnung nicht zugänglich sind. Diese kann bei der komplizierten Bauart des Schiffskörpers, der unhomogenen Anordnung der Verbände und Verteilung der Ladung nur dann einsetzen, wenn vorausgesetzt werden darf, daß die Stoßarbeit der äußeren Kräfte sich fast vollständig in elastische innere Formänderungsarbeit umsetzt, und der Stoß selbst als fast vollkommen unelastisch angesehen werden darf. Wenn nun auch diese Vorbedingungen meist nicht erfüllt sein werden, so ist die Aufnahme der Stoßdrücke bei Havarien ohne bleibende Formänderungen doch für viele Fälle ein mögliches und erstrebenswertes Ziel, und die dynamische Betrachtungsweise unter Voraussetzung rein elastischer Formänderungen wird einige Gesichtspunkte für die Wahl und Anordnung von Konstruktionsteilen der Schiffskörper liefern können.

Wenn die Massen M und M_1 mit den Geschwindigkeiten c und c_1 aufeinander treffen, so bewegen sie sich nach dem Stoß mit der gemeinsamen Geschwindigkeit:

$$u = \frac{M \cdot c + M_1 \cdot c_1}{M + M_1}$$

weiter. Das Arbeitsvermögen der beiden Massen vor dem Stoß war:

$$A_1 = \frac{M \cdot c^2}{2} + \frac{M_1 \cdot c_1^2}{2}$$

Das Arbeitsvermögen nach dem Stoß ist:

$$A_2 = \frac{1}{2} (M + M_1) u^2 = \frac{(M \cdot c + M_1 \cdot c_1)^2}{2(M + M_1)}$$

Mithin der für die innere Formänderungsarbeit absorbierte Arbeitsverlust:

$$\mathfrak{B} = A_1 - A_2 = \frac{M \cdot M_1}{M + M_1} \cdot \frac{(c - c_1)^2}{2} \dots \dots \dots (1)$$

Die Masse M erzeuge als stoßende Masse an der Angriffsstelle der Masse M_1 eine Formänderung von der Durchbiegung y' , und es kann nach dem Hookeschen

Gesetz angenommen werden, daß der Stoßdruck P' der Größe der Durchbiegung y' proportional sei, so daß die Beziehung gelte:

$$P' = k \cdot y' \quad \dots \dots \dots (2)$$

Um sich über die Einwirkung des Stoßes ein Bild zu machen, sei diejenige Durchbiegung y'' bestimmt, welche im statischen Zustand von der Last P' hervorgerufen würde; sie wird nur ein Bruchteil der Durchbiegung y' sein können, so daß mit Einführung der Stoßzahl ζ gesetzt werden kann:

$$y'' = \frac{y'}{\zeta} \text{ oder } y' = \zeta \cdot y'' \quad \dots \dots \dots (3)$$

Dies in Gleichung 2 eingesetzt, ergibt:

$$P' = k \cdot \zeta \cdot y'' \quad \dots \dots \dots (4)$$

Der Arbeitsverlust der bewegten Massen ist der inneren Formänderungsarbeit der getroffenen Oberfläche von M_1 gleichzusetzen:

$$\mathfrak{B} = \int_0^{\zeta \cdot y''} P \cdot dy = \int_0^{\zeta \cdot y''} \zeta \cdot k \cdot y \cdot dy = k \cdot \frac{\zeta^2 \cdot y''^2}{2}$$

wobei beachtet wurde, daß bei dem bei den Schiffshavarien meist vorkommenden wagerechten Stoß die äußere Kraft bei der Formänderung keine Arbeit leistet. Es folgt:

$$\zeta = \frac{1}{y''} \sqrt{\frac{2 \mathfrak{B}}{k}} \quad \dots \dots \dots (5)$$

Die Wirkung eines Stoßdruckes wird sich also um so weniger von einer Belastung im Gleichgewichtszustande unterscheiden, d. h. um so vieles geringer sein, je größer die Durchbiegung y'' des betroffenen Trägersystems ist. Es folgt hieraus, daß diejenigen absteifenden Konstruktionsteile des Schiffsgerippes, welche zeitweilig heftigen Stößen standhalten sollen, wie Spanten, Bodenwrangen, Längsbänder und Längsträger des Bodens in bezug auf Materialverteilung anderen Gesetzen unterliegen, als solche, die für rein statische Belastung bestimmt sind. Für diese letzteren ist gemäß Reuleaux's allgemein gültiger Formel für den Baustoffverbrauch, welche wir später noch erörtern werden, diejenige Materialanordnung am günstigsten, welche einen Träger möglichst geringer Biegung ergibt, d. h. der Träger soll möglichst hoch sein, damit die äußersten gespannten Fasern möglichst weit von der neutralen Achse entfernt sind. Anders bei der Gruppe dynamisch beanspruchter Träger; für sie ist eine gewisse Kompaktheit des Querschnittes Voraussetzung bester Wirksamkeit, damit unter dem Einfluß der Stoßkraft eine genügende Durchbiegung zustande kommen kann.

Die weitere Betrachtung von Formel 5 lehrt, daß die Stoßwirkung um so größer ist, je größer der Stoßverlust \mathfrak{B} ist, dessen Größe wiederum ist bedingt durch

das Verhältnis der stoßenden Masse M zur gestoßenen Masse M_1 : je größer das Verhältnis dieser beiden Massen ist, um so kleiner der Stoßverlust. Könnte man die Massen zweier kollidierender Schiffe als dem Stoß vollkommen frei ausgesetzte homogene Körper auffassen, so würde der Stoßverlust und damit die Stoßwirkung geringer sein, wenn das kleinere Schiff von dem größeren gerammt würde. Wenn auch diese Annahme mit Rücksicht auf den seitlichen Wasserwiderstand und die eingangs erwähnten Gründe nicht gemacht werden kann, so lehrt dieser Vergleich doch, daß die Stoßwirkung um so geringer sein wird, je schneller der Energieaustausch zwischen den beiden zusammenstoßenden Massen sich vollzieht, und je eher alle Punkte des gestoßenen Körpers die gleiche Endgeschwindigkeit u angenommen haben. Aus diesem Grund spielt bei allen Tragwerken die Anordnung des Materials möglichst nach der von Stößen bedrohten Seite hin eine wichtige Rolle zur Verarbeitung der Stoßwirkungen.

Es fragt sich nun, welchen Einfluß haben die soeben entwickelten Prinzipien auf die Gestaltung der Trägerquerschnitte? Zur Beurteilung dieser Frage sei die bereits erwähnte und als allgemein gültig anerkannte Reuleauxsche Formel vom Baustoffverbrauch herangezogen. Es bezeichne:

V das Baustoffvolumen eines Trägers,
 σ die zulässige Spannung } unter Einfluß der ruhenden Last P ,
 y'' die Durchbiegung }
 G die spezifische Verbrauchsziffer,
 E den Elastizitätsmodul.

Die Reuleaux'sche Formel lautet nun:

$$V = C \cdot \frac{P \cdot y'' \cdot E}{\sigma^2}$$

Diese Formel besagt, daß von zwei Trägern gleicher Spannung derjenige der leichtere ist, bei dem das Produkt aus Biagsamkeit und Verbrauchsziffer kleiner ist. Will man daher einem Träger zur günstigsten Aufnahme von Stoßdrücken eine gewisse Nachgiebigkeit unter Einwirkung der stoßenden Last sichern und diesen Effekt mit dem geringsten Materialaufwand erreichen, so muß C möglichst klein gehalten werden. Es handelt sich also darum, diejenigen Faktoren von C zu bestimmen, welche in dieser Hinsicht variiert werden können.

Dr.-Ing. Saller stellt den Wert C als das Produkt zweier Faktoren dar, von denen der eine nur von dem vorliegenden Belastungsfall, der andere dagegen nur von der Querschnittsform abhängt, indem er setzt:

$$1) V = \varepsilon \cdot F \cdot l; \quad 2) \sigma = b \cdot \frac{P \cdot l}{W}; \quad 3) y'' = \frac{1}{a} \cdot \frac{P \cdot l^3}{E \cdot J}.$$

Es ergibt sich alsdann die Verbrauchsziffer:

$$C = \left(\frac{F \cdot e}{W} \right) \underbrace{(a \cdot b^2 \cdot \epsilon)}_{\delta}.$$

Sieht man von der Art der Auflagerung, Belastungs- und Materialverteilung über die Trägerlänge ab, welche Einflüsse durch die Größen a , b und ϵ des Faktors δ gekennzeichnet werden, so ist C um so kleiner, je kleiner der Querschnittsfaktor $\frac{F \cdot e}{W}$ wird. Es folgt, daß bei gegebener Beanspruchung des Trägers, d. h. bei gegebenem W , und bei gleichem Gewicht, also unveränderlichem F , die Herabminderung des Wertes $\left(\frac{F \cdot e}{W} \right)$ nur durch Beschränkung der Trägerhöhe unter Auswahl einer geeigneten Querschnittsform zu erreichen ist. Als extreme Beispiele seien die beiden Trägerquerschnitte Abb. 4 und 5 näher betrachtet:

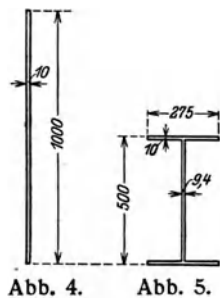


Abb. 4.

Abb. 5.

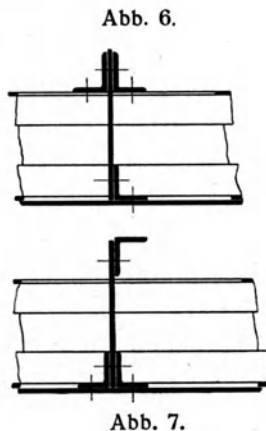


Abb. 6.

Abb. 7.

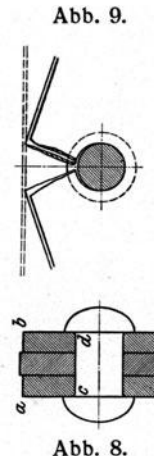


Abb. 9.

Abb. 8.

Beide Querschnitte haben gleiche Fläche und gleiches Widerstandsmoment, nämlich:

$$F = 100 \text{ cm}^2, \quad W = 1667 \text{ cm}^3.$$

Die beiden gleich langen Träger haben also gleiches Gewicht und erfahren bei gleicher Belastung und Auflagerung die gleichen Spannungen. Der Wert $\frac{F \cdot e}{W}$ ist jedoch bei dem Träger Abb. 5 nur halb so groß als bei dem Träger Abb. 4, und hieraus ist zu schließen, daß der Träger Abb. 5 wegen seiner größeren Biegsamkeit und Kompaktheit für die Aufnahme von Stoßdrücken doppelt so geeignet ist als der erstere. Für den Träger Abb. 5 spricht außerdem auch der Vorzug, daß die Knickfestigkeit des niedrigeren Steges ca. 4mal so groß ist als die des anderen Trägers. Einem nach diesem dynamischen Gesichtspunkt ausgebildeten Träger kann

unbedenklich eine größere statische Beanspruchung zugemutet werden, als den nach dem Gesichtspunkt geringster Durchbiegung konstruierten Trägern, da bei Eintritt der meist ganz unberücksichtigt gelassenen dynamischen Inanspruchnahme die bessere Materialverteilung zur Geltung kommt. Die Bedingung einer Beschränkung der Trägerhöhe zur Erzielung größerer Widerstandsfähigkeit der Bordwände gegen Stöße steht mit den Anforderungen des Reeders an beste Raumausnutzung im Einklang. Bei den neueren transatlantischen Schnelldampfern erreichen die Bodenwrangen und Längsträger des Bodens eine Höhe von fast 2 m bei einer Plattendicke von ca. $\frac{1}{100}$ der Höhe. Obwohl diese regelmäßigen Tourendampfer wohl kaum in die Gefahr einer Strandung kommen werden, so ist doch zu bedenken, daß bei der großen Höhe des Doppelbodens eine getrennte Absteifung beider Böden vom Standpunkt der Festigkeit günstigere Verhältnisse ergibt, als die jetzige Art der beiden Böden gemeinsamen Bodenwrange, die bei ihrer geringen Dicke im Verhältnis zur Höhe nur geringe Knickfestigkeit besitzt und gegen Stöße wenig widerstandsfähig ist.

Bei den im Schiffbau vielfach zur Anwendung kommenden zusammengesetzten Trägern spielt die Unversehrtheit der Vernietung für die Widerstandsfähigkeit gegen Stoßbeanspruchungen eine wesentliche Rolle. Leider werden mit Rücksicht auf bequemes Nieten oftmals Querschnittszusammensetzungen angewendet, bei denen die innere Gurtvornietung außerhalb des Schutzes der betreffenden Gurtung liegt und daher der Träger beim ersten erheblichen Stoß an einem der Nietlöcher aufplatzt. In Abb. 6 ist ein solcher Querschnitt dargestellt, wie er als Kielschwein, Seiten- und Raumstringer sowie als Unterzug vielfache Verwendung findet. Die auf den schraffierten Trägerquerschnitt abcd Abb. 8 im Falle eines Havariestoßes wirkenden erheblichen Schub- und Biegespannungen rufen oftmals ein Aufreißen in der in Abb. 9 dargestellten Weise hervor, bevor der übrige Teil des Trägerquerschnitts seine Wirksamkeit entfalten kann. Eine derartige ungeschützte Nietung in erheblichem Abstand von der neutralen Faser wirkt als Einkerbung des Trägers und vermindert die aufzunehmende Biegearbeit erheblich, da sich die Fähigkeit eines Trägers, Biegearbeit aufzunehmen, mit dem Quadrate des nutzbaren Widerstandsmomentes des Querschnitts ändert. Es habe beispielsweise der 280 mm hohe Seitenkiel eines Torpedobootes ein Widerstandsmoment von 144 cm^3 . Der Nietdurchmesser der Gurtwinkel sei 10 mm, so daß die Kerbtiefe ca. 2,2 cm betrage; sie vermindert das Widerstandsmoment auf $92,8 \text{ cm}^3$ und die Biegearbeit auf den Betrag:

$$\mathfrak{A}_k = \left(\frac{W_k}{W} \right)^2 \cdot \mathfrak{A} = 0,416 \mathfrak{A}$$

also um 58,4%. Hieraus geht hervor, wie wichtig es ist, die Nietungen der zusammengesetzten Träger, wenn irgend möglich, durch eine kräftige Gurtung nach Art der Abb. 7 zu schützen, wodurch eine volle Ausnutzung des Materials zur Aufnahme von Havariestößen gewährleistet wird. Auch die Nietung der inneren Gurtwinkel mit den Gurtwinkeln des Querträgers wirkt als Einkerbung beider Träger; sie kann als überflüssig vollkommen unterbleiben. Die Funktionen der sich kreuzenden Träger werden hierdurch nicht nur nicht vermindert, sondern ihre Widerstandsfähigkeit gegen Stoß wird erheblich erhöht. Die Nietungen des an der Beplattung gelegenen Winkels erfährt bei Biegung des ganzen Trägers erhebliche Scherbeanspruchungen, da die Nietungen im Bereich der neutralen Zone des Trägers verlaufen; eine Verdoppelung des an der Beplattung gelegenen Winkels ist daher in den meisten Fällen angebracht und auch vom Standpunkt der Materialverteilung nach der Stoßstelle hin ratsam.

Multipliziert man beide Seiten der Reuleauxschen Formel für den Baustoffverbrauch mit dem spezifischen Gewicht γ des Materials, so vereint der Ausdruck $\frac{E \cdot \gamma}{\sigma^2}$ alle von dem Material des Stabes abhängigen Werte und kann somit zur Beurteilung der Materialien zur Aufnahme von Formänderungsarbeit dienen. Um eine gemeinsame Basis zu haben, wählt man die für die meisten Baustoffe ziemlich scharf bestimmbare Spannung σ_e an der Elastizitätsgrenze, so daß zum Zwecke des Vergleichs der Ausdruck $\frac{E \cdot \gamma}{\sigma_e^2}$ zu bilden ist. Reuleaux wählte den absoluten Wert $\frac{E}{\sigma_e^2}$ zum Vergleich und bezeichnete ihn als „Zähigkeitsziffer“ des Materials. Da im Schiffbau jedoch alle Festigkeitsfragen eng mit dem Gewichtsaufwand verknüpft sind, so ist es besser, dem Vorschlag von Saller zu folgen und den von ihm „Baustoßziffer“ benannten Wert $\frac{E \cdot \gamma}{\sigma_e^2}$ zum Vergleich heranzuziehen; er kann als der reziproke Wert der auf die Gewichtseinheit des Baumaterials bezogenen Formänderungsarbeit der Biegungsanstrengung unter Stoßwirkung der Last definiert werden. Je kleiner der Wert $\frac{E \cdot \gamma}{\sigma_e^2}$, desto geeigneter ist das Material zur Aufnahme von Havariestößen. In Tabelle Nr. 7 sind die im Schiffbau vorwiegend gebrauchten Materialien zusammengestellt. Die dort angegebenen Werte stellen nur Mittelwerte der angeführten Sorten dar; jedoch habe ich mich bemüht, diese so auszuwählen, daß die Angaben für das betreffende Material charakteristisch sind. Im allgemeinen bestätigt die Tabelle erfahrungsgemäße Tatsachen. Harter Gußstahl und Nickelstahl stehen an erster Stelle,

Tabelle Nr. 7.

Material	E kg/qmm	σ_e kg/qmm	γ	$\frac{E \cdot \gamma}{\sigma_e^2}$
1. Harter Gußstahl	25 000	65	7,86	46,5
2. Nickelstahl	21 000	35	7,87	135,0
3. Stahlguß	21 500	22	7,85	348,5
4. Flußeisen	21 500	19	7,85	467,4
5. Schweißeisen	20 000	15	7,80	693
6. Schmiedeeisen	15 000	12	7,80	813
7. Martineisen	20 600	13	7,80	951
8. Gußeisen	10 500	8	7,25	1190
9. Aluminium	6 750	4,4	2,75	959
10. Bronze	11 000	9	8,60	1168
11. Rotguß	9 000	8	8,50	1196
12. Messing	8 000	6,5	8,45	1600
13. Kupfer	11 500	0 bis 6	8,90	2842
14. Fichtenholz	1 110	2,3	0,50	105
15. Kiefernholz	1 080	2,0	0,60	162
16. Buche	1 280	2,4	0,75	167
17. Eiche	1 000	2,15	0,86	186
18. Eisenbeton: } Zug	21 500	19	} 2,4	1099
} Druck	2 150	2		
19. Wasser	200	10	1	2

nur zum
ungefähren
Vergleich

während Kupfer und seine Legierungen, ferner Gußeisen und trotz seines geringen spezifischen Gewichtes auch Aluminium die letzten Plätze einnehmen. Bei weichem, zähem Material, das sich vor dem Bruch erheblich dehnt und biegt, wird ein wesentlicher Teil der Zerstörungsarbeit aufgezehrt, und der Schaden dem Umfang nach beschränkt, eine Überlegenheit, die dem jetzt fast ausschließlich im Schiffbau verwendeten Flußeisen vor dem Schweißeisen eigen ist. Insbesondere scheint der neuerdings vielfach zur Verwendung gelangende Elektrostahl hohe Festigkeit mit großer Dehnung an der Fließgrenze zu verbinden, Vorzüge, welche wohl vorwiegend auf die gründliche Raffination im Elektroofen zurückzuführen sind. Beim Frischprozeß wird stets auch ein Teil des Eisens mitverbrannt, der als Eisenoxydul die Qualität des Stahls verringert. Zudem gelingt die Entfernung der Kalt- und Rotbruch erzeugenden Beimengungen von Phosphor und Schwefel im

Martinofen und Konverter nur bis zu einem gewissen Grade, während auf elektrothermische Weise auch noch die letzten Spuren der Verunreinigungen entfernt werden können. Das Produkt ist daher frei von Schlacke, Oxyd und Gaseinschlüssen und zeigt bei seiner Homogenität große Überlegenheit beim Widerstand gegen Stoß, so daß er sich für alle Zwecke des Schiffbaues, wo Beanspruchungen dynamischer Art zu erwarten sind, hervorragend eignet. Außerordentlich gut schneiden die Bauhölzer ab, die wegen ihres niedrigen spezifischen Gewichts und großer Biegsamkeit dem Stahl ähnlich zu bewerten sind. Während jedoch beim Stahl unter normalen physikalischen Verhältnissen die Baustoßziffer konstant bleibt, ändert sich

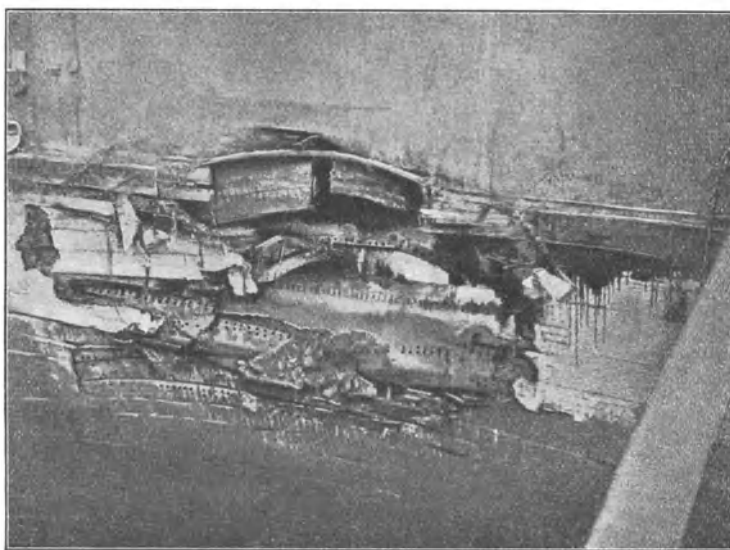


Abb. 10.

dieselbe bei den Hölzern ziemlich stark mit dem Wassergehalt. Trockenes Holz hat zwar eine höhere Druck- und Zugfestigkeit, aber eine geringe Dehnung, so daß stoßweise Belastung zum Absplittern und plötzlichen Bruch führt. Die Verwendung zum Schiffbau sichert dem Holz eo ipso den nötigen Feuchtigkeitsgehalt und damit genügende Stoßfestigkeit — allerdings auf Kosten der Lebensdauer. Die Verwendung des Holzes als Hauptbaustoff für kurze Schiffe ist zweckmäßig, und mit Recht sind unsere Auslandskanonenboote nach dem Kompositsystem gebaut. Es wäre ratsam, auch die Feuerschiffe, die im Winter oft sehr stark unter den Stößen des Treibeises zu leiden haben — abgesehen von der besseren Wohnlichkeit — aus Holz zu erbauen. In den Abb. 10 und 11 sind zur Illustration der Stoßdämpfung durch eine Holzhaut zwei Torpedoschußverletzungen dargestellt, von denen die erste, trotz leichterer Bauart — es handelt sich um einen Kreuzer — auffällig ge-

ringer ist als die zweite, die ein Linienschiff ohne Holzhaut erlitten hatte. Die Ladung des Torpedos war in beiden Fällen gleich.

Die Vorzüge des Eisenbetons, welche bereits zu wiederholten Versuchen seiner Verwendung im Schiffbau geführt haben, veranlaßten mich, auch hierfür eine Baustoßziffer zu bestimmen. Die Eigenart dieser Bauweise, die Druckspannungen vorwiegend dem Beton, die Zugspannungen vorwiegend der Eisen- einlage zuzuteilen, macht es schwierig, im Vergleich zu den homogenen Baustoffen eine Basis zu finden. Ich habe die Baustoßziffer auf Grund der Annahme berechnet, daß jeder Bestandteil einen Beitrag proportional seinem Anteil an dem Einheits-

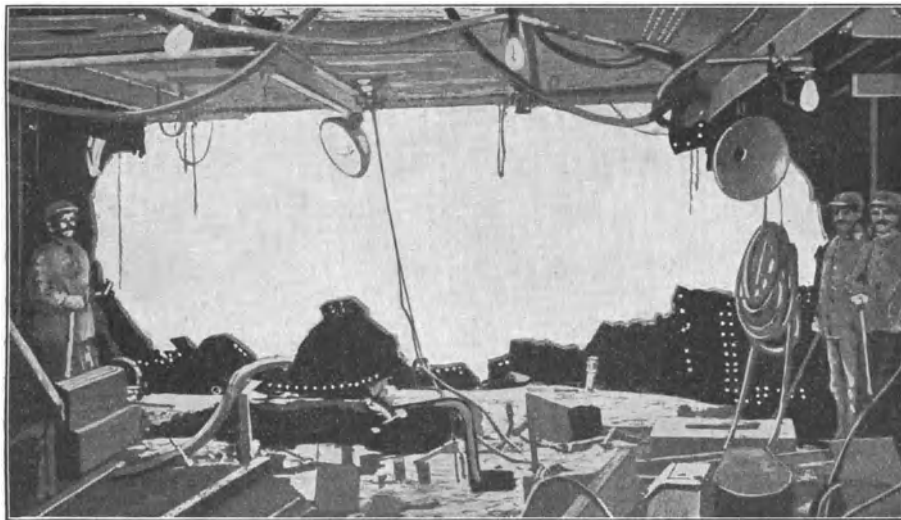


Abb. 11.

gewicht liefere, wobei eine mittlere Bewehrung angenommen wurde. Der so ermittelte Wert der Baustoßziffer des Eisenbetons rangiert ihn ein zusammen mit Gußeisen, den Kupferlegierungen und Aluminium. In neuester Zeit soll es nach dem Verfahren eines Hamburger Ingenieurs durch Einlagerung sogenannter Schwimmkörper in den Beton, deren spezifisches Gewicht kleiner als eins ist, möglich sein, einen besonders leichten Eisenbeton herzustellen, so daß sich für diesen eine noch günstigere Baustoßziffer berechnen würde. Eine ausgeführte Eisenbetonschute dieses Systems hatte bei 90 Tonnen Nutzlast ein Eigengewicht von nur 30 Tonnen, und der Preis betrug etwas mehr als die Hälfte einer Eisenschute gleicher Wasserverdrängung. Die Wasserdichtigkeit des Eisenbetons ist sehr gut, haben sich doch Wasserbehälter aus Eisenbeton trotz des ziemlich beträchtlichen Wasserdrucks von 6 m als vollkommen wasserdicht erwiesen. Auch den Angriffen

des Seewassers gegenüber hat das einbetonierte Eisen nicht gelitten, weil durch die Umsetzung des Kalkes im Mörtel mit der Magnesia des Seewassers ein vollkommener Porenschluß zustandekommt. Es ist durch jahrelange Erfahrungen bestätigt, daß die Stoßwirkungen schnellgehender Maschinen keinen schädlichen Einfluß auf das Gefüge des Eisenbetons ausüben, und wenn man sich daran erinnert, daß in etwas überschwänglicher Bewertung seiner Festigkeitseigenschaften, sogar vorgeschlagen wurde, den Eisenbeton als Panzermaterial für Schiffe zu verwenden, so dürfte die Zeit nicht mehr fern sein, wo Frachtschiffe aus diesem Baustoff die Meere befahren werden.

In Tabelle 7 ist auch für Wasser eine Stoßziffer berechnet und hierbei beabsichtigt, zu zeigen, daß Wasser, sobald es durch einen stoßenden Körper unter Pressung versetzt wird, Wirkungen äußert, die denen eines festen Körpers nichts nachgeben. Sind nämlich Flüssigkeiten in undehnbarer Hülle eingeschlossen, so besitzen sie unbegrenzte Druckfestigkeit, zeigen jedoch Elastizität. Als feste Hülle kann auch das umgebende Wasser wirken, wenn beispielsweise ein schnellfahrendes Schiff beim Stampfen mit großer Geschwindigkeit auf die Wasseroberfläche aufschlägt. Daher erklären sich die vielfachen Havarien im Vorschiff der Schnelldampfer, die sich dort am stärksten geltend machen, wo die Beplattung der Außenhaut anfängt, in eine horizontale Lage überzugehen. Eine an Deck stürzende Wassermasse kann als Stoßträger erheblichen Schaden anrichten, ebenso wie im Kleinen das Kondenzwasser der Rohrleitungen bei plötzlicher Beschleunigung Bruch von Rohren und Ventilen verursachen kann.

Die Temperatur ist nicht ohne Einfluß auf das Verhalten der Materialien bei Stoßverletzungen. Der Einfluß hoher Temperaturen macht sich wohl vorwiegend im Betrieb der Maschinenanlage geltend während Temperaturerniedrigung auch auf den Schiffskörper eine Einwirkung ausübt. Flußeisen ist gegen Temperaturerniedrigung empfindlicher als Schweißisen, indem die Zugfestigkeit wächst, die Dehnung aber abnimmt, d. h. das Material spröder und damit gegen Stöße empfindlicher wird. Tabelle Nr. 8 gibt auf Grund der Versuche von Professor Steiner einige Auskunft über das Verhalten verschiedener Eisensorten bei niedriger Temperatur. Die Temperaturen sind bei den Versuchen absichtlich niedrig gehalten, um umso klarer den Einfluß der Temperatur auf die Zähigkeit des Materials erkennen zu können. Daß diese Einwirkung praktische Bedeutung hat, geht aus den meistens im Winter vorkommenden Brüchen von Radreifen der Eisenbahnen hervor, wobei solche aus Flußeisen ca. 9 mal stärker beteiligt sind als die aus Schweißisen. Es ist daher die Annahme berechtigt, daß auch bei Havarien an Schiffen die Wintermonate einen ungünstigen Einfluß ausüben werden und sich

hier die Schwächung des Materials mit der physischen Erschwerung des Dienstes verbindet.

Tabelle Nr. 8.

Material	Abstand der Marken mm	lineare Dehnung %	Temperatur in °C.	Fließ- beginn kg/mm ²	Maximale Spannung kg/mm ²	Zusammen- ziehung des Querschnitts (¹⁷ / ₁₈ mm Ø) %
Schweißisen .	200	18,5	+ 18,5	27,1	41,3	48,9
„ .	200	15,0	— 50,0	32,8	42,4	51,0
Martin-Eisen .	200	30,5	+ 25,0	24,8	40,1	62,3
„ .	200	17,0	— 40,0	31,8	43,7	60,0
Thomas-Eisen .	200	30,5	+ 25,0	26,2	38,1	69,4
„ .	200	17,0	— 50,0	32,8	40,9	67,7

4. Strandung.

Als Ursache dieser verlustreichsten Gruppe der Schiffshavarien kommt für das fahrende Schiff meist Versetzung durch Meeres- oder Gezeitenströmung in Frage. Die letztere ist gefährlicher und häufiger als die erstere, da sie in der Nähe von Küsten und Untiefen am stärksten auftritt und — wenn auch nach Stärke und Richtung vorher bestimmbar — in der Zeit des Wechsels oft unterschätzt und übersehen wird. Hierzu kommt noch die stetige Veränderung des Fahrwassers in der Mündung von Flußläufen und die Schwierigkeiten vieler Hafeneinfahrten, so daß Strandungen an ganz bestimmten Stellen der Küste regelmäßig wiederkehren.

Für stillliegende Schiffe ist die Sicherheit gegen Strandung oftmals nur gewährleistet durch die Zuverlässigkeit von Anker und Ankerkette. Die Wahrscheinlichkeit ist sehr groß, daß sich unter den Gliedern einer Ankerkette ein oder mehrere schwache befinden, wenn man bedenkt, wieviel Faktoren der Ungewißheit durch die Qualität des Materials, die Güte der Arbeit und die Einflüsse von Abnutzung und Korrosion in einer Kette vereinigt sind. Es ist daher trotz Erprobung und sorgfältiger Auswahl der Ketten notwendig, sie vor Überanstrengung zu schützen. Dies ist am sichersten zu erreichen, wenn beim Ankern genügend Kette gesteckt wird. Hierdurch werden sowohl plötzliche Stöße beim Arbeiten des Schiffes im Seegang vermieden, als auch kann der Anker nicht so leicht aus dem Grund gebrochen werden. Jeder Wassertiefe entspricht eine ganz bestimmte minimale Kettenlänge, die nicht unterschritten werden darf sowohl zur Sicherheit der Kette

als auch zur besten Wirkung des Ankers. Besonders bei Segelschiffen, wo das Einhieven des Ankers von Hand besorgt wird, ist Strandung infolge Kettenbruchs eine häufige Erscheinung. Die konstruktive Ausgestaltung der Ankerklüsen, der Kettenrohre und des Kettenkastens sind ebenfalls von Bedeutung für die Sicherheit der Ankerkette. Bei kleinen Schiffen ist der Raum für die Kette oft so knapp bemessen, daß das freie Ausrauschen der Kette erschwert ist, und infolge plötzlicher Beklemmung der Kette Bruch herbeigeführt werden kann.

Bei der Strandung eines Schiffes sind zwei Phasen zu unterscheiden:

1. Das Auflaufen selbst,
2. das Verweilen des Schiffes auf der Untiefe.

Die erste Phase ist zu Ende mit der Vernichtung der dem Schiff innewohnenden Bewegungsenergie in horizontaler Richtung. Von der Beschaffenheit und dem Gefälle des Untergrundes hängt es ab, ob der Bremsweg des Schiffes kürzer oder länger ist, und ob der größere Teil der zu bremsenden Bewegungsenergie in Reibungs- oder in Zerstörungsarbeit umgesetzt werden wird. Je früher die Zerstörungsarbeit die Schiffsoberfläche dermaßen verändert, daß der Widerstand gegen die Fortbewegung auf dem Strandungsbett stärker anwächst als der Zunahme an Reibung infolge der Verbreiterung des Schiffsbodens entspricht, um so größer wird die Beschädigung des Bodens ausfallen. Die in Richtung der Schiffsbewegung verlaufenden Verbandsteile, wie Mittelkiel, Seitenträger, Randplatten und Längsbänder wirken gleichsam als Gleitkufen und begünstigen die Vergrößerung der Reibungsarbeit auf Kosten der Zerstörungsarbeit; je mehr Längsträger im Boden liegen, um so länger wird der Bremsweg und um so geringfügiger wird die Verletzung des Schiffes sein. Die stählerne Außenhaut leistet bei der Standung den auf sie wirkenden Druckkräften nur wenig Widerstand und nimmt die in Abb. Nr. 13 ersichtliche Wellenform an, indem die Beplattung infolge Überschreitens der Elastizitätsgrenze über die Querspanten weggebrochen wird. Die Beplankung von Holzschiffen übersteht eine Strandung in den meisten Fällen erheblich besser, was aus den Erörterungen des vorhergehenden Kapitels ohne weiteres erklärlich ist. Die quer zur Bewegungsrichtung stehenden Querspanten üben in dem deformierten Zustand der Außenhaut vor allem die Bremswirkung aus und unterliegen infolgedessen auch am stärksten der Zerstörung.

In Abb. Nr. 13 ist der als längslaufende Rippe erkenntliche Seitenkörper scharf hervortretend, während in Abb. Nr. 14 nach Wegnahme der Außenhaut die Zerstörung der Querspanten im Gegensatz zur Unversehrtheit des Seitenträgers zu erkennen ist. Noch deutlicher ist Abb. Nr. 12, weil hier der Längsträger wie aus

den Einbeulungen an beiden Seiten zu schließen ist, zweifellos in einer Zone größten Drucks verläuft.

Wenn der Moment des Auflaufens selbst ohne erhebliche Beschädigung der Außenhaut abgelaufen ist, so tritt oft in der zweiten Phase der Strandung infolge wiederholten Aufschlagens bei Seegang oder bei Abfall des Wasserspiegels

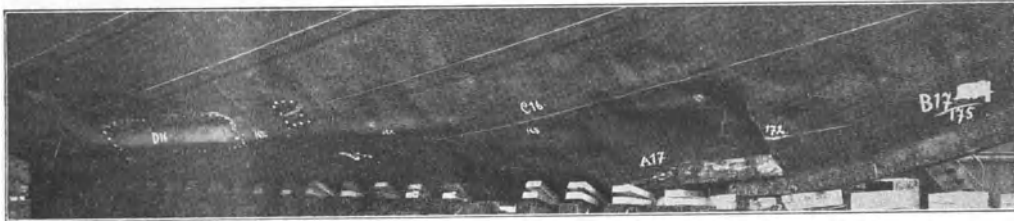


Abb. 12.

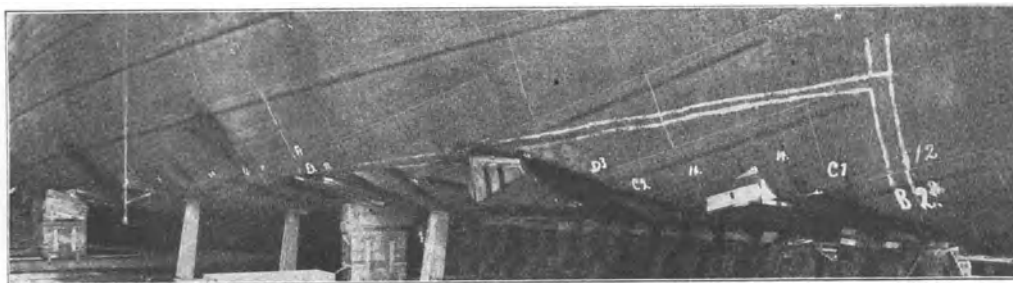


Abb. 13.

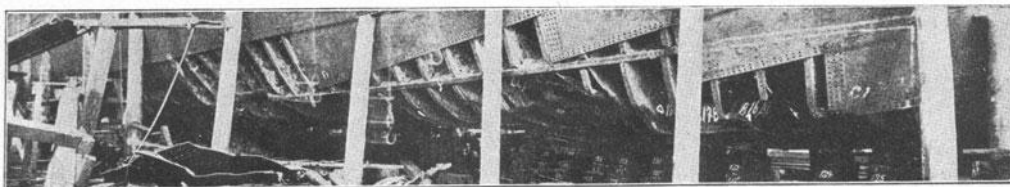


Abb. 14.

eine Durchlöcherung des Bodens ein. Ja der Schaden erweitert sich oft so sehr, daß auch der Innenboden in Mitleidenschaft gezogen wird, und das vollgelaufene Vorschiff jetzt mit enormer Kraft auf die Unebenheiten der Strandungsstelle niedergedrückt wird. In diesem Zustand ist das gestrandete Schiff Biegungs- und Scherbeanspruchungen unterworfen, welche diejenigen im freischwimmenden Zustand erheblich übersteigen und bei der Schwächung der Bodenbeplattung infolge der Leckagen ein Durchbrechen des Schiffes herbeiführen können.

Bei weitaus den meisten Strandungsfällen ist das Vorschiff mehr gefährdet als das Achterschiff, ja oft beschränken sich die Havarien ausschließlich auf das Vorschiff. Das Hauptschuttmittel moderner Handelsschiffe gegen Bodenverletzungen bei Strandung bildet der Doppelboden, und es wäre zweckmäßig, mit Rücksicht auf die besondere Gefährdung des Vorschiffs den Innenboden im Vorschiff höher zu legen als im Hinterschiff. Ein derartiger sich aufdrängender Vorschlag wird bei kleinen und mittleren Schiffen wegen des eintretenden Raumverlustes sicher auf Widerspruch stoßen; für große und wertvolle Schiffe könnte in der Weise ein besserer Schutz geschaffen werden, indem unter Verzicht auf den tiefgelegenen Doppelboden dieser durch ein vier bis fünf Meter über dem Kiel gelegenes wasserdichtes Deck ersetzt würde. Allerdings müßte der Zugang zu dem unterhalb dieses Decks gelegenen Raum von einem über der Schwimmebene mündenden Ladeschacht aus erfolgen. Kein anderer als J. Scott Russell hat diesen Gedanken auf der „Great Eastern“ bereits praktisch verwirklicht und empfiehlt noch im Jahre 1880 den Ersatz des Doppelbodens im Vorschiff durch ein 5 bis 6' hohes wasserdichtes Deck. Überhaupt kann allgemein gesagt werden, daß der Innenboden um so mehr an Wert gewinnt, je höher er liegt; nicht nur, daß seine Durchlöcherung bei hoher Lage weniger zu befürchten ist, auch wird hierdurch eine größere Fläche der Außenhaut der gefährdeten Zone zugeteilt und somit der Wirkungsbereich des Innenbodens erhöht.

Der Rauminhalt des Doppelbodens macht ca. 10% des Deplazements bei Ladetiefgang aus, so daß das Volumen der einzelnen wasserdichten Zelle im Boden in keinem Verhältnis steht zur wasserdichten Unterteilung des übrigen Schiffsraums. Je gleichmäßiger aber die Unterteilung des Schiffsraums ist, um so wirksamer wird bei gleichem eingebauten Plattengewicht einem Wassereintrich Schranken gesetzt werden können, so daß auch von diesem Standpunkt aus, der Ersatz des Doppelbodens im Vorschiff durch ein höher gelegenes wasserdichtes Deck nur empfohlen werden kann.

Was die Anordnung der Verbandsteile im Doppelboden anbetrifft, so wird bei allen Bauarten angestrebt, daß bei Verletzung des äußeren Bodens eine Übertragung der Beschädigung durch zu steife Konstruktionsglieder auf den inneren Boden möglichst ausgeschlossen sei. Das gewöhnlichste Mittel ist das, die beide Böden verbindende Bodenwrange mit großen Erleichterungslöchern zu versehen, damit der Zusammenhang zwischen dem oberen und dem unteren Boden auf ein möglichst geringes Maß beschränkt wird. In manchen Fällen hat diese Bauart zweifellos gute Dienste geleistet; vielfach hat aber durch die starren Kreuzungsstellen vom Längs- und Querspanten eine Übertragung der Havarie auch auf

den Innenboden stattgefunden. Den bautechnischen Vorteilen der Konstruktion steht der Nachteil der geringen Ausnutzung des eingebauten Materials bei Stoßbeanspruchung gegenüber. Abgesehen davon, daß das Material mehr in der Bewegungsrichtung des Schiffes — also in der Form von Längsträgern — eingebaut werden müßte, ist es für eine widerstandsfähige Absteifung notwendig, dem Träger

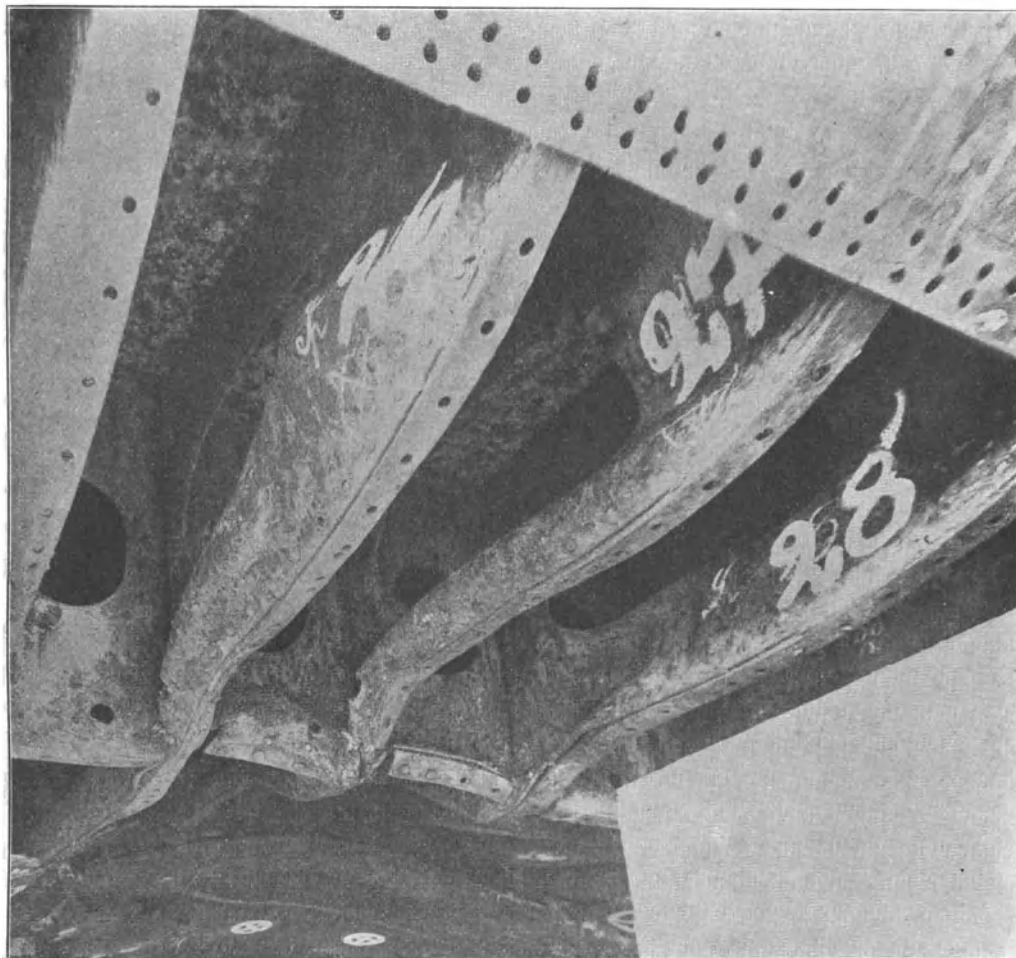


Abb. 15.

gemäß den vorher entwickelten Prinzipien einen Querschnitt zu geben, bei dem das Material möglichst nach der Außenhaut zu konzentriert ist, und der eine möglichst große Knieckfestigkeit des Stegbleches besitzt; denn je kräftiger und je länger die die Außenhaut absteifenden Träger dem Strandruck widerstehen, um so mehr wird sich die Gefahr einer Durchlöcherung des Innenbodens verringern.

Die Abb. 15, 16, 17 lassen erkennen, in welcher Weise sich die Bodenwrangen bei der Strandung deformieren und geben Fingerzeige, wie eine größere Wider-

standsfähigkeit zu erreichen wäre. Näheres hierüber habe ich bereits früher (Jahrbuch d. Schiffbautechnischen Gesellschaft 1913, S. 634 f.) auseinandergesetzt. Abb. 15 ist besonders noch dadurch interessant, als hier die größere Widerstandsfähigkeit der Längsträger gegenüber den Bodenwrangen gut zu erkennen ist: die Spantwinkel sind in scharfer Kurve über die Längsträger weggebogen.

Ein klassisches Beispiel für die Widerstandsfähigkeit eines Längsspantenschiffes bietet die in ihrer konstruktiven Vollkommenheit unerreichte „Great Eastern“, welche wiederholte Havarien durch Strandung ohne nennenswerten Schaden überstanden hat. Die Längstringer des Bodens hatten eine Höhe von 865 mm bei $\frac{1}{2}$ “ Dicke, die im oberen Teil des bis über die Schwimmebene reichenden Doppelbodens einen Abstand von 1,5 m, im Boden selbst 0,76 m Abstand hatten. Die Außenhaut war ebenso dick wie der Innenboden, nämlich 1“. Vergleicht man



Abb. 16.

hiermit einen der neuesten Schnelldampfer, etwa die „Mauretania“, so ergibt sich folgendes: die Höhe des Doppelbodens ist ungefähr doppelt so groß, nämlich rund 1,5 m; die Dicke der Längsträger ist aber die gleiche wie bei der „Great Eastern“, so daß die Knickfestigkeit des Stegbleches nur $\frac{1}{3}$ von der der „Great Eastern“ ist. Der Abstand der Längsträger voneinander ist ca. 1,8 m, also das 2,34 fache bei der „Great Eastern“, so daß bei einer Strandung jeder Träger auch entsprechend stärker belastet wird. Die Dicke der Tankdecke ist nur $\frac{5}{7}$ von der der Außenhaut, eine Festsetzung, die mir keineswegs so logisch erscheint, wie die für beide Böden gleiche Dicke der „Great Eastern“. Alles in allem genommen, resultiert für die „Great Eastern“ eine wesentlich größere Sicherheit bei Bodenverletzung als für den modernen Schnelldampfer.

Ist das Schiff bei Hochwasser aufgelaufen, so liegen auch bei intaktem Innenboden die Verhältnisse für ein Wiederflottwerden meist ungünstiger, als wenn die Strandung bei Niedrigwasser stattfand. Nicht nur, daß mit dem Absinken des

Wasserspiegels bei eintretender Ebbe der Druck auf den Boden erheblich anwächst, auch die Standsicherheit des nur mangelhaft gestützten Schiffskörpers kann er-

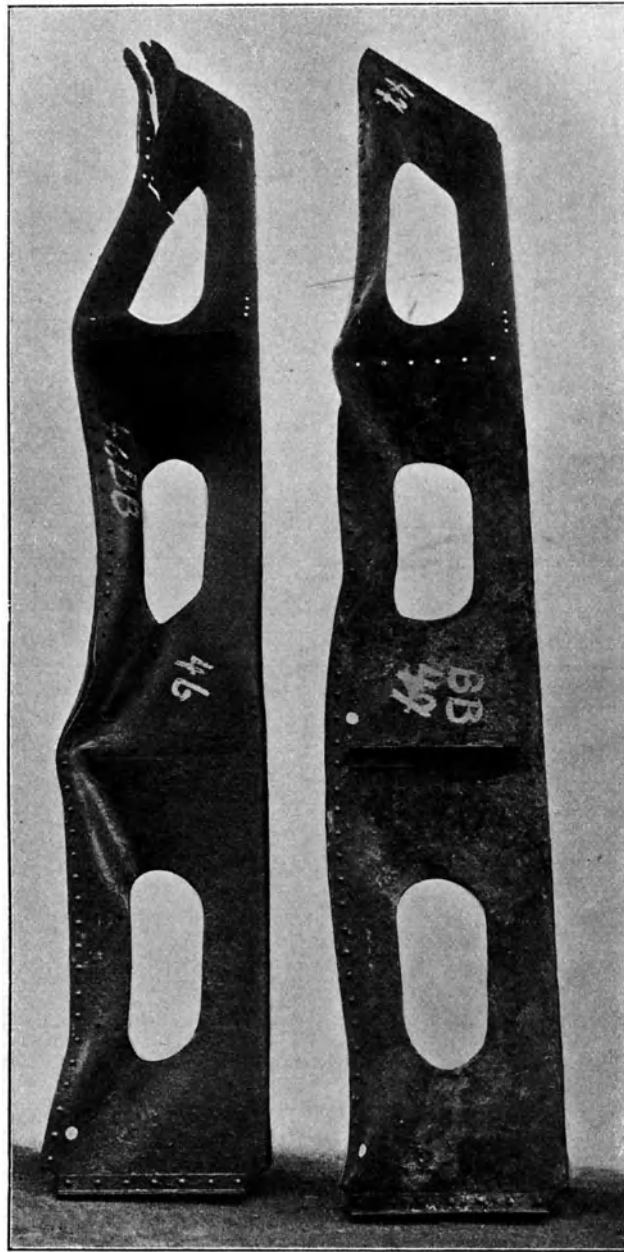


Abb. 17.

heblich gefährdet werden. Allerdings wird sich in vielen Fällen das Schiff auf die Kimm legen; es kommt aber auch vor, daß bei Strandung auf Felsen und Riffen

das Schiff durch eine seitliche Neigung, ohne Stützung zu finden, von der Strandungsstelle frei kommt, um bald danach im tiefen Wasser zu sinken.

Die Gefahr des Umfallens liegt vor, wenn der Kieldruck K die Größe erreicht:

$$K = D \cdot \frac{\overline{MG}}{T},$$

wobei D das Deplazement, \overline{MG} die metazentrische Höhe und T den Tiefgang des Schiffes bedeuten. Die Formel besagt, daß bei großer Anfangsstabilität weniger Gefahr vorhanden ist als bei kleiner, und daß Schiffe von großem Tiefgang eher umfallen als flacher gehende. Für den praktischen Gebrauch ist es besser, anstatt des Kieldrucks K die Absenkung ΔT des Wasserspiegels anzugeben, bei welcher das Umfallen zu erwarten ist. Aus der Formel für K berechnet sich ohne weiteres:

$$\Delta T = \frac{\delta}{\alpha} \cdot \overline{MG}$$

Tabelle Nr. 9 gibt einen Überblick über die Standfestigkeit einiger wichtiger Schiffstypen bei Strandung.

Tabelle Nr. 9.

Art des Schiffes	$\frac{\delta}{\alpha}$	\overline{MG} m	ΔT m
Schnelldampfer	0,84	0,2	0,17
Großer Frachtdampfer	0,92	0,5	0,46
Kleiner Frachtdampfer	0,86	0,6	0,52
Linien Schiff	0,80	2,0	1,60
Großer Kreuzer	0,75	1,0	0,75
Kleiner Kreuzer	0,71	0,7	0,50
Torpedoboot	0,73	0,5	0,37

Ich möchte nicht unterlassen, auf die in dem Vortrag von Herrn H. Dahlström (Jahrbuch 1903) „Das Bergungswesen und die Hebung gesunkener Schiffe“ enthaltenen schönen Abbildungen gestrandeter Schiffe hinzuweisen.

5. Zusammenstoß.

Das Anschwellen des Schiffsverkehrs auf den kürzesten Verbindungslinien der Seehäfen und die ungünstige Lage vieler bedeutender Handelsplätze in engen Flußläufen und schwierigen Fahrstraßen haben die Kollisionsgefahr stetig gesteigert, und sie fordert ihre Opfer sowohl unter gewöhnlichen Transportdampfern als auch unter hochwertigen Passagierschiffen. Der Zusammenstoß von Schiffen

ist zwar, absolut genommen, nicht so verlustreich wie die Strandung, bildet aber für den Reeder die materiell empfindlichste Gruppe, da selbst in dem Falle, daß das eigene Schiff mit geringer Beschädigung davonkommt, der Reeder bei Verschulden seines Schiffes zum Schadenersatz herangezogen wird. Nicht minder gefährlich sind die Zusammenstöße mit treibenden Wracks, meist verlassenen Holzsegelschiffen, die führerlos der Strömung preisgegeben, oftmals nicht rechtzeitig gesichtet werden können. Wenn auch ein treibendes Wrack infolge seiner geringen Eigengeschwindigkeit bei weitem nicht das Maß von lebendiger Kraft besitzt wie ein fahrendes Schiff, so ist der Zusammenstoß mit einem solchen deshalb nicht

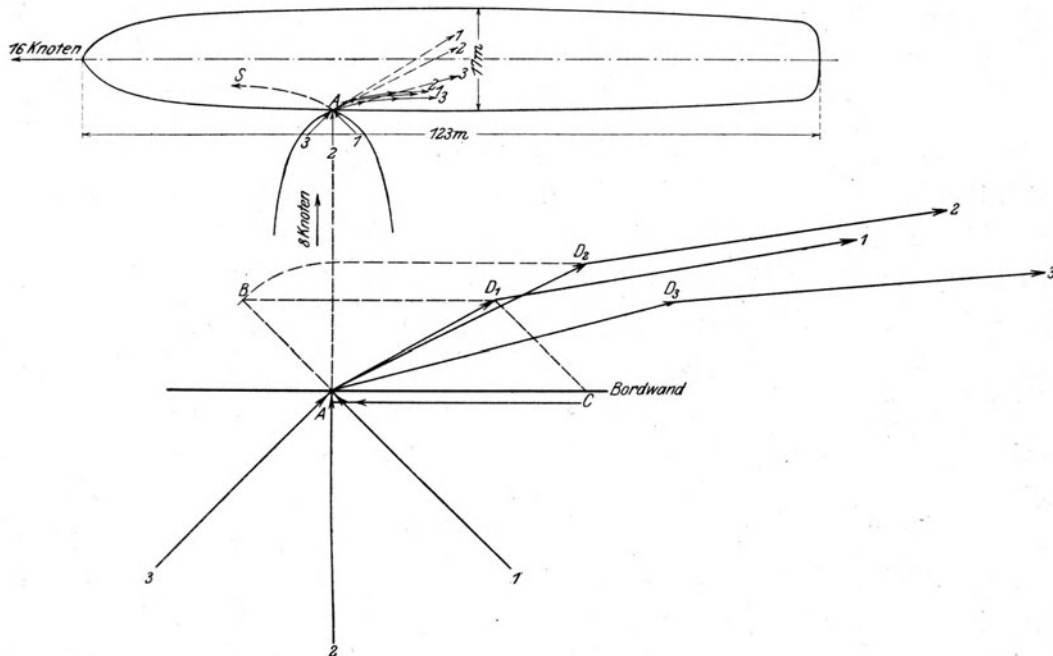


Abb. 18.

minder gefährlich, weil die Verletzungen stets in ziemlicher Tiefe unter Wasser liegen und bei sinkendem Schiff die rettende Hand des Kollisionsgegners fehlt.

Beim Zusammenstoß von zwei in Fahrt befindlichen Schiffen gewöhnlicher Bauart treten zwei Momente als charakteristisch hervor. Der erste Punkt betrifft die Bewegung der Schiffe vom Augenblick des Zusammenstoßes an, welche in Abb. 18 für die verschiedenen Stoßrichtungen skizziert ist.

Zunächst haben beide Schiffe das Bestreben, Geschwindigkeit und Fahrtrichtung unentwegt beizubehalten. Wäre dies möglich, so würde sich das rammende Schiff gradlinig auf der resultierenden Geschwindigkeitsdiagonalen durch das gerammte Schiff hindurchbewegen. Infolge des Widerstandes der Bordwand und

der Verdrehung der Schiffe zueinander kann das rammende Schiff eine solche gradlinige Bahn nicht verfolgen; nur im ersten Augenblick des Zusammenstoßes macht sich die Diagonalebewegung geltend, indem die Bewegung der Schiffe zueinander die Wirkung hat, als ob der Stoß anstatt in der wahren Richtung in Richtung der Diagonalen aus den beiden Geschwindigkeiten erfolgt sei. Im zweiten Zeitintervall hat sich die Geschwindigkeit des rammenden Schiffes bereits etwas vermindert, während die des gerammten Schiffes fast unverändert ist. Dies hat einen weiteren Abfall der Resultierenden nach der betroffenen Bordwand hin zur Folge, so daß schließlich die Stoßrichtung mit der Fahrtrichtung übereinstimmt und eine weitere Einwirkung der Schiffe aufeinander nicht mehr möglich ist. Dieser Zustand tritt um so früher ein, je größer die Geschwindigkeit des gerammten Schiffes gegenüber dem rammenden Schiffe ist, und je stärker der Widerstand der Bordwand ist. Diese nämlich übt auf Vorsteven und Vorschiff des rammenden Schiffes eine abbiegende Wirkung in Richtung AS (s. Abb. 18) aus. Da der Vorgang des Rammstoßes sich in so außerordentlich kurzer Zeit vollzieht, daß das rammende Schiff innerhalb dieser Frist seine Lage zum gerammten Schiff nicht wesentlich ändern kann, so wird das rammende Vorschiff in den meisten Fällen weggerissen oder seitlich weggeknickt, ein Umstand, der dem gerammten Schiff insofern zugute kommt, als nach dem ersten Anprall das weitere Vordringen des rammenden Schiffes ganz erheblich größeren Widerstand findet. Des weiteren ist zu folgern, daß die Eindringungstiefe des rammenden Schiffes um so geringer ist, je größer die Geschwindigkeit des gerammten Schiffes gegenüber der des rammenden Schiffes ist. Ein rammendes Kriegsschiff, das stets die Tendenz verfolgen wird, den Rammstoß mit ganz kleiner Fahrt auszuführen, kann also keine große Tiefenwirkung erzielen, wenn der Gegner einen erheblichen Geschwindigkeitsüberschuß hat. Für senkrecht auftreffenden Stoß ist die Eindringungstiefe am größten. Während das Loch in der Außenhaut bedeutende Länge und Breite haben kann, ist die Eindringungstiefe in den seltensten Fällen größer als einige Dezimeter und überschreitet wohl drei Meter niemals.

Das zweite charakteristische Moment resultiert aus der konstruktiven Eigenart von rammendem Vorsteven und widerstehender Außenhaut des gerammten Schiffes. Bei der gewöhnlichen Bauart der weitaus meisten Schiffe bildet der Vorsteven eine vertikale Schneide, die parallel zu dem Spantsystem des gerammten Schiffes verläuft. Das Spantsystem ist also für die Widerstandsfähigkeit gegen den Rammstoß so gut wie wirkungslos, und der Stoß des Vorstevens wird nur von den Decks und Seitenstringern aufgefangen. Um die Widerstandsfähigkeit der Bordwand gegen die Wirkung eines Rammstoßes zu erhöhen, ist daher nicht nur

notwendig, die absteifenden Verbandsteile in möglichst kompakter Querschnittsform an der Außenhaut zu befestigen, sondern es muß auch die Wahrscheinlichkeit auf das äußerste Maß gesteigert sein, daß eine möglichst große Zahl dieser Verbandsteile zur Wirkung kommt. Dies kann nur durch Längsanordnung dieser Verbandsteile erreicht werden, so daß auch in diesem Fall das Längsspantensystem der Querspantbauart gegenüber erheblich im Vorteil ist.

„Hurona“.

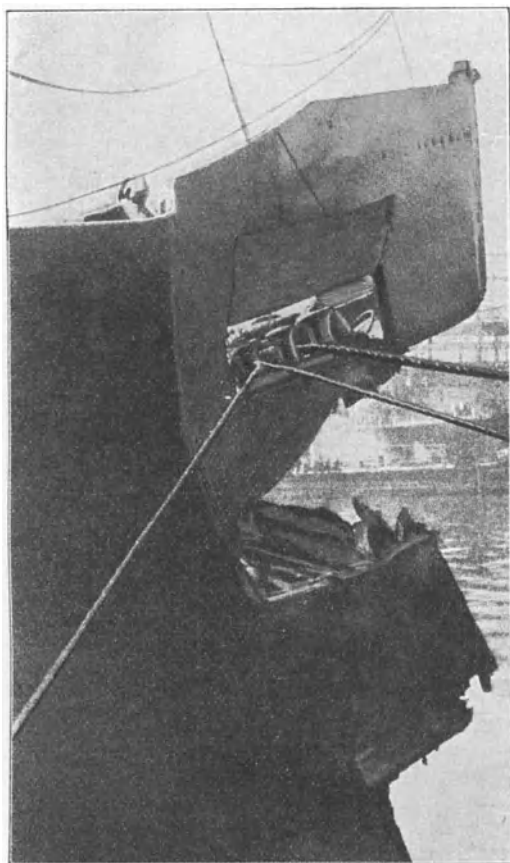


Abb. 19.

„Mongolian“.



Abb. 20.

Auch auf seiten des rammenden Schiffes kann durch konstruktive Ausgestaltung des Vorschiffs manches geschehen, um die Verletzung des gerammten Schiffes möglichst klein zu halten. So dürfen keinerlei Längsverbandsteile von großer Knickfestigkeit, wie Längsbänder, Deck- und Seitenstringer, über das Kollisionsschott hinaus fortgeführt werden, um ein Wegknicken und Zusammenfallen des Vorschiffs beim Zusammenstoß nach Möglichkeit zu begünstigen.

Aber selbst bei Wegreißen des rammenden Vorschiffs kann die Verletzung des getroffenen Schiffes verhängnisvoll werden, wenn das Leck sich bis unter Wasser erstreckt, was bei der gewöhnlichen geraden Bauart des Vorstevens stets der Fall sein wird. Es ist von diesem Standpunkt zu bedauern, daß der überhängende Klipperstevens, weil er etwas mehr kostet und das Schiff um einige Meter länger macht, im Verschwinden begriffen ist. Der überhängende Teil mit Bugspriet wirkt als Stoßaufnehmer und leitet das Wegbiegen des rammenden Vorschiffes rechtzeitig ein, bevor das gerammte Schiff noch unter Wasser getroffen ist. Hierdurch sind in vielen Fällen bei Kollisionen schwere Folgen für beide Havaristen vermieden worden; in Tabelle Nr. 10 sind einige bemerkenswerte Kollisionen dieser Art zusammengestellt.

Tabelle Nr. 10.

Einige Schiffszusammenstöße, wobei das rammende Schiff einen Klipperstevens besaß.

Nr.	Name des Schiffes		Jahr	Art der Beschädigung	Folgen
	des rammenden	des gerammten			
1	Salvador	Matteo Bruzzo	1888	über Wasser	beide gerettet
2	Fuller Palmer	Taormina	1909	über Wasser	„
3	Cromartyshire	Bourgogne	1898	Cromarty- } über shire } Wasser Bourgogne } unter	Cromartyshire gerettet Bourgogne gesunken
4	James Joicey	{ Syria { Coronilla	1908	über Wasser über u. unter Wasser	} alle drei gerettet
5	Jakob Luken- bach	Sigmaringen		über Wasser	
6	Pereire	Eisberg	1879	} Vorschiff über } Wasserbeschädigt	} beide gerettet
7	City of Rome	„			

u. s. w.

Das soeben Erörterte sei an einigen Abbildungen veranschaulicht. Abb. 19 zeigt den Vorstevens des Dampfers „Hurona“, der am 23. September 1902 mit dem Dampfer „Mongolian“ (Abb. 20) auf dem St. Lorenz-Strom kollidierte. „Hurona“ traf „Mongolian“ direkt hinter dem Bug und schnitt einen bis unter die Schwimmbene reichenden Spalt. Die Decks der „Mongolian“ leisteten gut Widerstand und drangen tief in den Bug der „Hurona“ ein, während die Bordwand zwischen den

Decks dem Eindringen des rammenden Stevens der „Hurona“ nur wenig Widerstand entgegensetzte. Beide Schiffe waren beladen und konnten nach provisorischer Reparatur die Reise fortsetzen.

Sehr lehrreich für den Nutzen längslaufender Verbandsteile ist der Fall des Dampfers „Ottawa“, der durch den Kohlendampfer „Troid“ gerammt wurde. Dieser zerstörte wohl die Außenhaut der „Ottawa“ auf erheblicher Länge, der ramrende Vorsteven glitt jedoch auf den widerstehenden Decks längsseit, so daß die Eindringungstiefe und die Verletzung unter Wasser nur gering waren (Abb. 21).

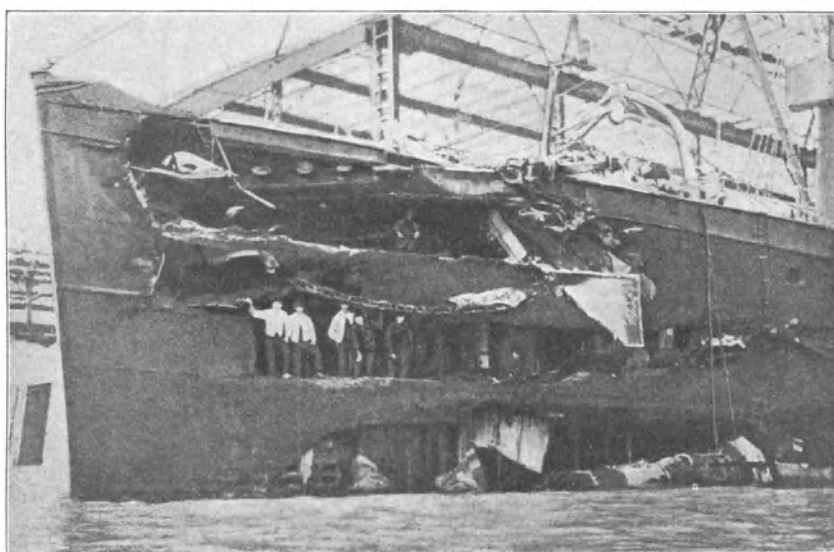


Abb. 21.

Bei dem Zusammenstoß des Dampfers „Oravia“ mit dem Dampfer „Nereus“ (Abb. 22) hatte der erstere volle Fahrt (15—16 Knoten) und traf „Nereus“ so stark, daß dieser ca. 23° nach der anderen Seite überneigte, sich aber wieder aufrichtete, als die Schiffe frei voneinander kamen. Der erste Anprall verbog den Steven der „Oravia“ von 3 m über Wasser bis zum Kiel seitlich weg, so daß die Eindringungstiefe trotz der Heftigkeit des Stoßes nur 2,7 m betrug. Die Deck- und Seitenstringer des „Nereus“ waren zwar zum Teil durchschnitten, hatten aber gut Widerstand geleistet. Nach Ansicht des Kapitäns Emilio Menada, der diesen Fall beschreibt*), hätte die Ladung des „Nereus“ (Getreide) bei der gleichmäßigen Aufnahme des Stoßdruckes gute Dienste getan und die Widerstandsfähigkeit des Schiffes erhöht. Ich möchte dieser Ansicht nicht beipflichten: wenn auch zur Bei-

*) Atti del collegio degli ing. nav. e mec. 1913.

seiteschiebung der Ladung etwas Stoßenergie absorbiert wird, so dürfte dieser Vorteil doch in keinem Verhältnis stehen zu dem außerordentlichen Anwachsen des Stoßdrucks zur Beschleunigung des beladenen Schiffes gegenüber dem unbeladenen Schiffe. Dies sei an einem einfachen Zahlenbeispiel nachgewiesen, wobei der Einfachheit halber gerade zentraler Stoß angenommen und der seitliche Wasserwiderstand mit Rücksicht auf die Relativbewegung außer acht gelassen sei:

	Das gerammte Schiff ist beladen	Das gerammte Schiff ist unbeladen
Rammendes Schiff	$m_1 = \frac{12\,000}{10} = 1200$	$m_1 = 1200$
Gerammtes Schiff	$m_2 = \frac{10\,000}{10} = 1000$	$m_2 = \frac{4000}{10} = 400$
Verhältnis	$k = \frac{m_2}{m_1} = \frac{1000}{1200} = 0,83$	$k = \frac{400}{1200} = 0,333$
Geschwindigkeit vor dem Stoß:	$v_1 = 8 \text{ m/sec.}, v_2 = 1 \text{ m/sec.}$	$v_1 = 8 \text{ m/sec.}; v_2 = 1 \text{ m/sec.}$
Gemeinsame Geschwindigkeit nach dem Stoß:	$c_b = \frac{8 + 0,83 \cdot 1}{1 + 0,83} = 4,8 \text{ m/sec.}$	$c_1 = \frac{8 + 0,333 \cdot 1}{1 + 0,333} = 6,25 \text{ m/sec.}$
Stoßdauer angenommen	$= 2 \text{ sec.}$	$= 2 \text{ sec.}$
Stoßdruck	$P_b = \frac{4,8}{2} \cdot 1000 = 2400 \text{ t}$	$P_1 = \frac{6,25}{2} \cdot 400 = 1250 \text{ t}$

Der Stoßdruck ist also bei beladenem Schiff ca. doppelt so groß als bei unbeladenem Schiff und dieser gewaltige Unterschied kann niemals durch das Zusammenpressen der Ladung wettgemacht werden. Wenn somit der „Nereus“ verhältnismäßig glimpflich weggekommen ist, so ist dieser Umstand nicht darauf zurückzuführen, ob das Schiff beladen war oder nicht, sondern auf die bei fast jedem Schiffszusammenstoß obwaltenden günstigen kinematischen Verhältnisse, die ich vorhin dargelegt habe.

Die Ladung der „Nereus“ hat sich allerdings in anderer Weise rettend bemerklich gemacht, indem nur wenig Wasser in den Schiffsraum eindringen konnte, das Schiff mit 1' Freibord schwimmend blieb und ebenso wie die „Oravia“ geborgen werden konnte.

Von bemerkenswerten Zusammenstößen mit geradem Steven des rammenden Schiffes sei noch die Kollision der „Florida“ mit dem englischen Passagierdampfer „Republic“ erwähnt. Die „Republic“ hatte bei dem gerade herrschenden dichten

Nebel ganz geringe Geschwindigkeit, als sie mittschiffs rechtwinklig von der „Florida“ getroffen wurde. Infolge des gleichmäßigen Druckes gegen die Bordwand hat sich das Vorschiff der „Florida“ bis zum Kollisionsschott harmonikaartig zusammengefaltet (Abb. 23). Die Eindringungstiefe war gering, und die „Republic“ trieb noch drei Tage, bevor sie sank. Das Schiff wäre zweifellos gerettet worden, wenn die Schotten dicht gehalten hätten.

Das Beispiel der „Florida“ zeigt, wie so viele andere, daß für das rammende Schiff kein Kapitalschaden entsteht, wenn sich das Vorschiff bis zum Kollisionsschott zusammenfaltet. Wie ich schon vorher erwähnte, wäre es nur zu wünschen,

Ausdehnung des Einschnitts im Deck der „Nereus“ infolge seines Zusammenstoßes mit dem Dampfer „Oravia“.

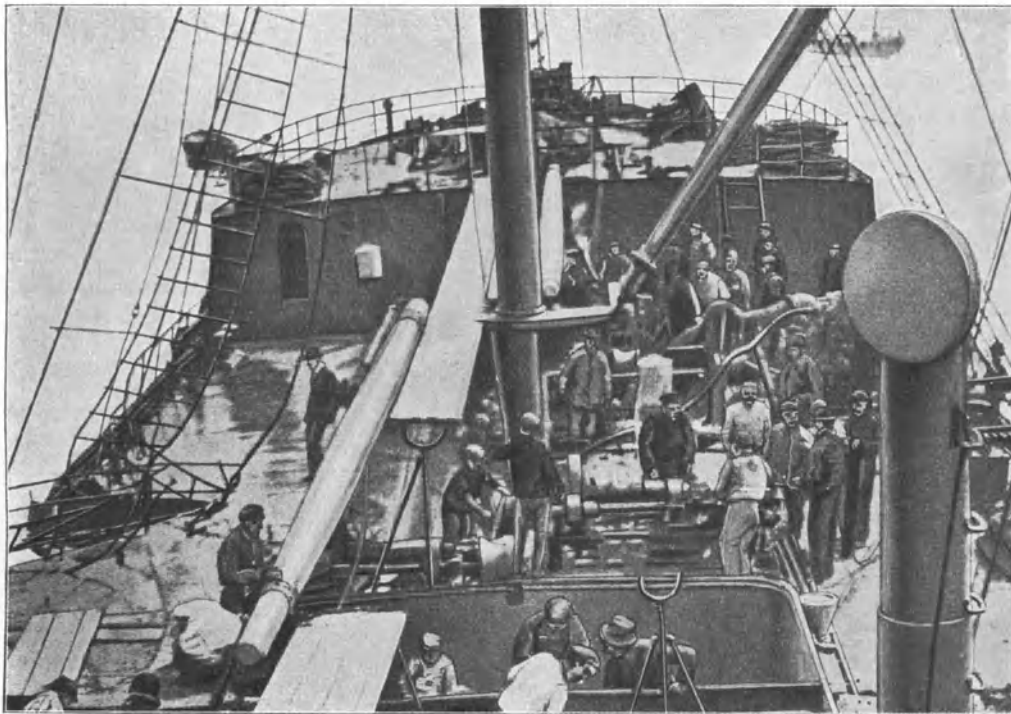


Abb. 22.

wenn aus dieser Tatsache die Folgerung gezogen würde, es sei zu untersagen, daß starre Verbandsteile über das Kollisionsschott hinaus fortgeführt werden. Eine Schwierigkeit entsteht hierdurch nur bei Schiffen mit Eisverstärkung der Außenhaut im Vorschiff. Solche Schiffe können naturgemäß besonders gefährlich werden. Es bleibt hier aber der Ausweg, diesen Schiffen einen Klippersteven vorzuschreiben, wodurch sie viel von ihrer Gefährlichkeit einbüßen würden. Es seien einige Kollisionen mit Klipperbug-Schiffen anhand von Abbildungen besprochen.

Von besonderem Nutzen ist die Betrachtung der doppelten Kollision des eisernen Schoners „James Joicey“, der am 8. Februar 1908 nachts mit zwei Schiffen zusammenstieß, zuerst mit dem Dampfer „Syria“ und gleich darauf mit dem Dampfer „Coronilla“. Der Klippersteven der „James Joicey“ stieß in die Seite der „Syria“ nur ein Loch über Wasser, das dem Schiff nicht weiter gefährlich

Der Vorsteven der „Florida“ nach ihrem Zusammenstoß mit der „Republik“.

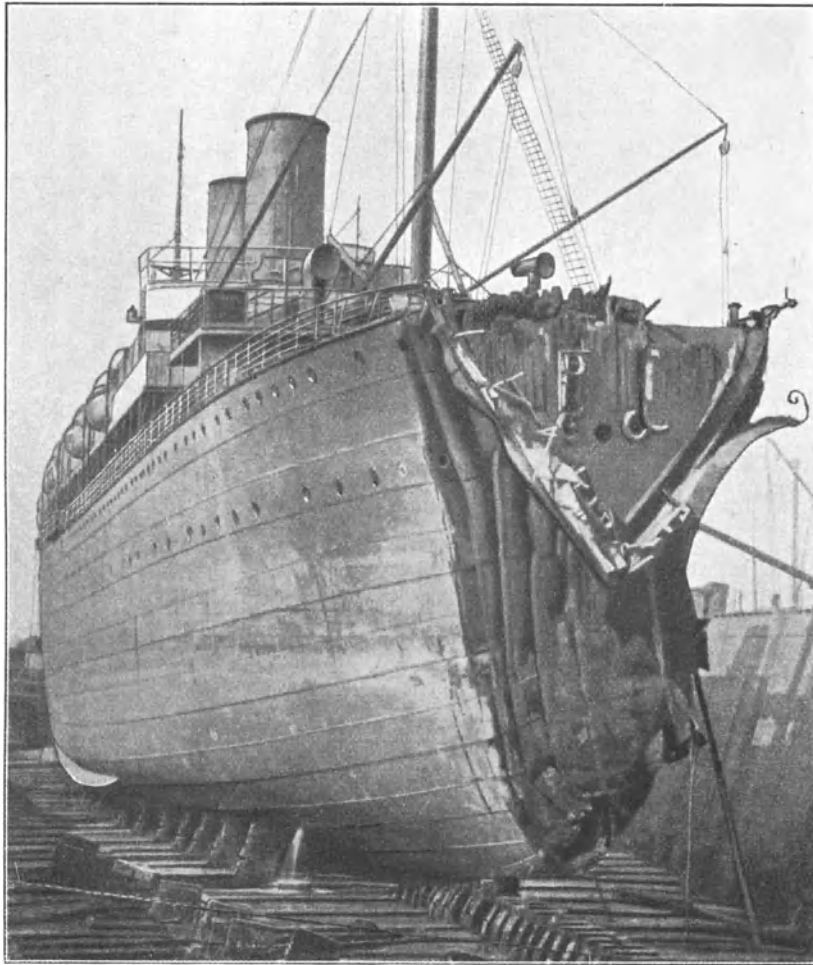


Abb. 23.

werden konnte. Sodann aber rammte der Schoner mit dem zertrümmerten Vorschiff, dem jetzt der schützende Überhang fehlte, die „Coronilla“ und stieß ihr ein bis unter Wasser reichendes Leck. In den Abbildungen 24, 25 und 26 sind die drei havarierten Schiffe dargestellt.

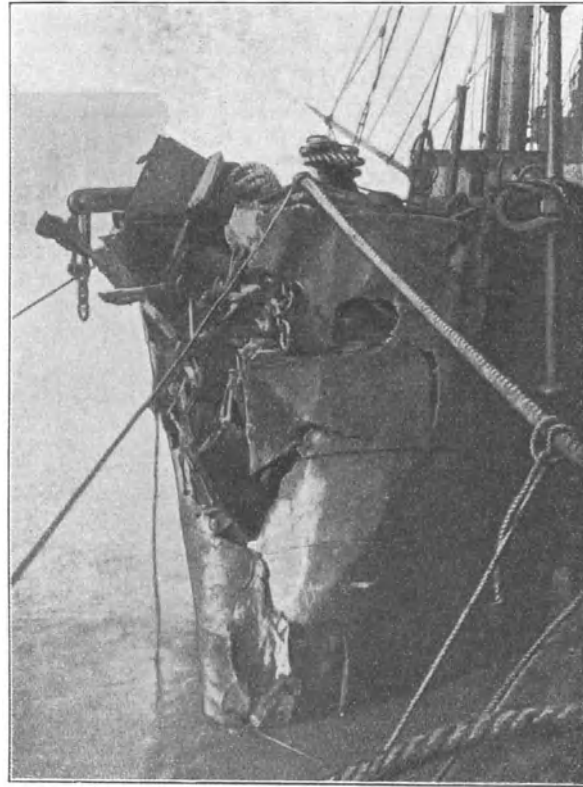


Abb. 24.

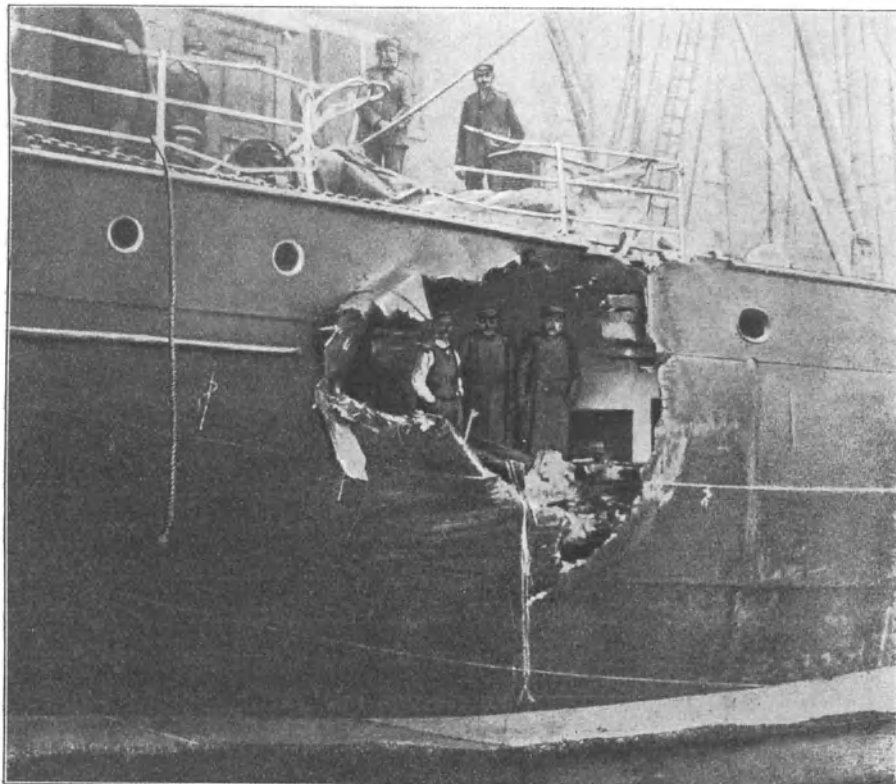


Abb. 25.

Ein weiteres lehrreiches Beispiel ist die Verletzung der Bordwand des „Matteo Bruzzo“ infolge des Zusammenstoßes mit dem französischen Dampfer „Salvador“ am 4. September 1888. Dieses Schiff besaß einen Klippersieven und stieß in die Bordwand des mit über 1000 Auswanderern gefüllten „Matteo Bruzzo“ ein aus zwei Teilen bestehendes Leck, von welchem der obere Teil erheblich größer war als der untere; zum Glück wurde die Schwimmebene nicht erreicht, und so das Schiff vor dem Untergang bewahrt. Die Zweiteilung des Lecks ist verursacht durch die auch in diesem Fall bewährte Widerstandsfähigkeit der Decks. Es ist gewiß, daß in dem vorliegenden Falle ein gerader Vorsteven den Verlust des Schiffes und vieler Menschenleben im Gefolge gehabt hätte.

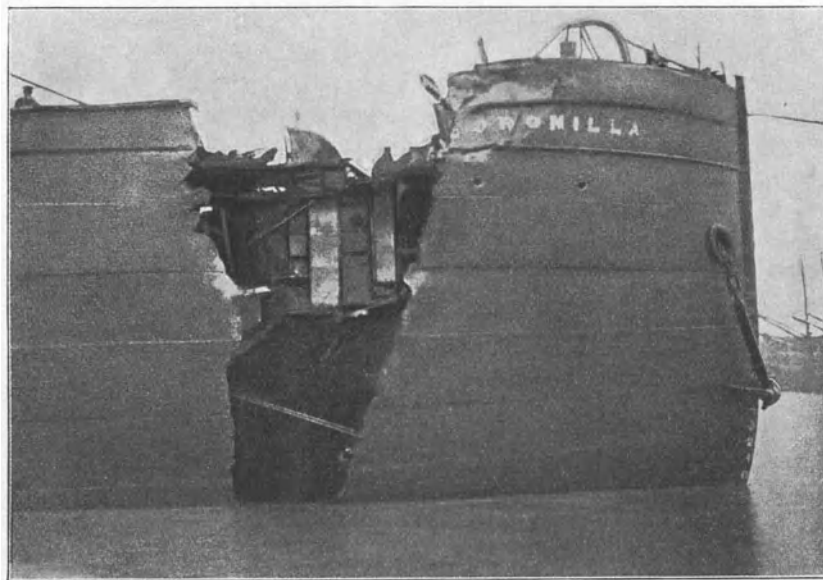


Abb. 26.

Daß der geschwungene Steven bisweilen allein nicht genügt, um einen Zusammenstoß weniger verhängnisvoll zu gestalten, beweist der Untergang der „Bourgogne“ infolge ihres Zusammenstoßes mit dem englischen Segelschiff „Cromartyshire“. Der Zusammenstoß fand bei Nebel statt; die „Bourgogne“ hatte geringe Geschwindigkeit und wurde unter rechtem Winkel mittschiffs getroffen. Die Deformation des Vorschiffs der geborgenen „Cromartyshire“ war sehr gleichmäßig, woraus hervorging, daß infolge der geringen Geschwindigkeit der „Bourgogne“ ein seitliches Wegbiegen des Vorschiffs der „Cromartyshire“ nicht in genügender Weise stattfinden konnte. Da außerdem nicht genügend Längsstringer zum Aufhalten des eindringenden Vorstevens zur Verfügung standen, so wurde

ein solches Loch in die Außenhaut gestoßen, daß das Schiff fast sofort an den Grund ging, einige Hundert Menschenleben mit sich reißend.

Zum Schluß sei die Schiffsform über Wasser zur Herabminderung der Kollisionsgefahr für das gerammte Schiff besprochen, und ich möchte da zunächst an die 1895 erfolgte Kollision der englischen Bark „Ladore“ mit einem Dampfer im Hamburger Hafen erinnern. Die Bark wurde am Heck getroffen und erheblich beschädigt; da jedoch das Heck aller dieser Handelsschiffe, wie ein schützender

Die Bordwand des „Matteo Bruzzo“ nach seiner Rammung durch den „Salvador“ (Klipperstevan).

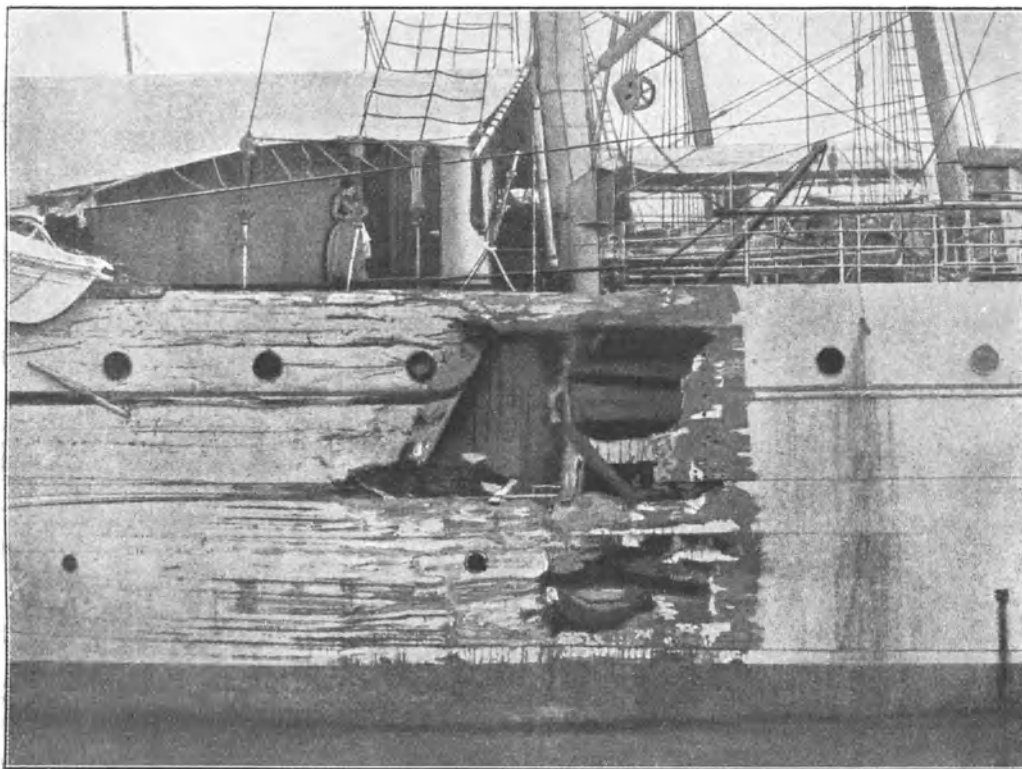


Abb. 27.

Fender über das lebende Werk hervorsteht, so blieb die Kollision ohne ernste Folgen. Dieser Fall, der besonders bei Schleppern immer wieder beobachtet werden kann, gibt einen Hinweis, wie die Gefahr des Zusammenstoßes für hochwertige Passagierschiffe sowohl als auch für gewöhnliche Frachtdampfer verkleinert werden könnte, indem nämlich das tote Werk in der ganzen Schiffslänge mit einem derartigen vorspringenden Außenbord versehen würde. Ein derartig gebautes Schiff würde in seinem Aussehen etwa einer Eisenbahnfähre gleichen, die bekanntlich aus Stabilitätsrücksichten unter Wasser schmaler gebaut sind als über Wasser. Das

Verhalten einer solchen Eisenbahnfähre im Kollisionsfalle ist in Abb. 28 veranschaulicht. Es handelt sich um die „Michigan“, die im Jahre 1909 von dem großen Frachtdampfer „James P. Walsh“ angerammt wurde. „James P. Walsh“, ein 489 Fuß langes Schiff, war beladen; dennoch nahm der Radkasten des „Michigan“ vollständig den Stoß auf und rettete so das Schiff vor einer Verletzung der unter Wasser gelegenen Außenhaut. Das Deck, welches den Schiffskörper weit überragte, bot so erheblichen Widerstand, daß die „Michigan“ nicht einmal ins Dock zu gehen brauchte, da die Verletzung vollständig auf das tote Werk beschränkt blieb. Bei Besprechung der Stabilität werde ich auf diesen Fall nochmals zurückkommen.

Radfähre „Michigan“ nach ihrer Kollision mit einem Frachtdampfer.

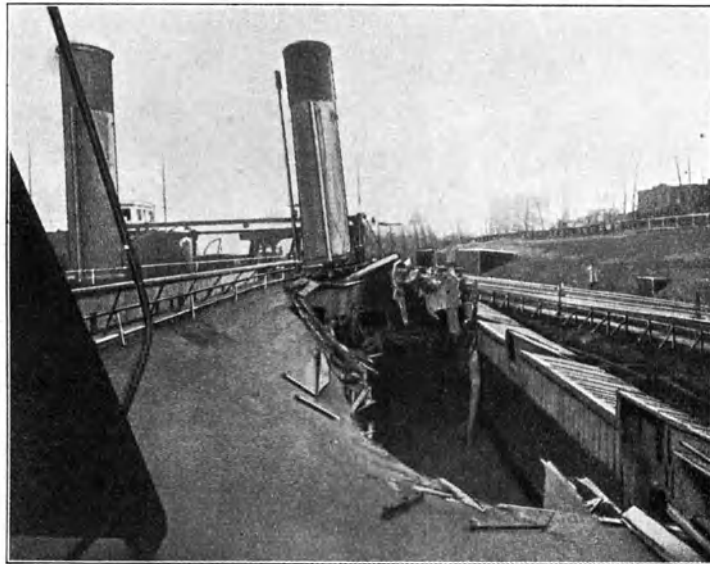


Abb. 28.

Alle angeführten Beispiele beweisen, daß durch Vereinigung einer Reihe konstruktiver Maßnahmen ein ziemliches Maß von Sicherheit gegen Kollisionsgefahr erreicht werden kann, und daß diese Maßnahmen sich zu der Unterteilung des Schiffsraums in wasserdichte Räume hinzugesellen müssen, um schließlich zu einem vollen Erfolg zu gelangen.

6. Altern der Schiffe.

Nicht zu allen Seereisen sind neue Schiffe notwendig. Wenn auf einigen Linien, die im Brennpunkt des Weltverkehrs liegen, das neueste und komfortabelste Schiffsmaterial zur Verwendung kommt, weil der internationale Wettstreit es

erfordert, so wird auf anderen Fahrten älteres Material mit Vorteil den Betrieb versehen. Dies wird durch die Praxis aller Reedereien bewiesen. Sieht man die internationalen Schiffslisten durch, so findet man Frachtdampfer von einem Alter von 40 bis 50 Jahren, die noch anstandslos ihren Dienst verrichten. Der Schiffskörper überdauert die Schiffskessel und wird nicht in gleicher Weise durch den modernen Fortschritt berührt wie die Maschinenanlage. Zur Zeit der Blüte der Segelschiffahrt sollen Schiffe von über 100 Jahre Dienst keine Seltenheit gewesen sein.

Der stetige Betrieb übt einen günstigen Einfluß auf die Lebensdauer der Schiffe aus, aber auch bei bester Wartung mindern sich im Lauf der Jahre die Materialstärken ab, frißt der Rost an wenig zugänglichen Stellen Stemmungen und Nietköpfe weg, und mindert sich die Widerstandsfähigkeit gegen die Gefahren der Seefahrt durch Ermüdung der wechselseitig beanspruchten Außenhaut und Nietung.

Bereits John wies im Jahre 1874 nach, daß die Längsspannungen der Schiffe mit den Hauptabmessungen der Schiffskörper wachsen, und seine Untersuchungen sind im Lauf der Jahre bestätigt worden. Wenn nun auch den Beanspruchungszahlen, welche mittels der gewöhnlichen Rechnungsmethode erhalten werden, eine absolute Bedeutung nicht zugesprochen werden kann, so weist das stetige Ansteigen der Spannungen der äußersten Fasern doch auf die unbefriedigende Sachlage hin, die größeren Schiffskörper schwächer zu bauen als solche kleinerer Abmessungen und ihnen einen geringeren Sicherheitsfaktor zuzuteilen. Hierzu kommt noch, daß die größeren Schiffe entsprechend ihrem höheren Geschwindigkeitsgrad mit einer stärkeren Maschinenanlage ausgestattet sind, die selbst bei Anwendung von Dampfturbinen durch Einwirkung der Schrauben Vibrationserscheinungen am Schiffskörper hervorruft. Alles dies muß bei dem hochwertigen Schnelldampfer zu einem kürzeren Dienstalter führen, und in der Tat ist bereits manches schöne Schiff, dessen erste Fahrten vor knapp anderthalb Jahrzehnt ein Ereignis bedeuteten, einer weniger anstrengenden Aufgabe zugeführt, als sie der transatlantische Linienverkehr darstellt.

Wenn nach den Erfahrungen mit einem bewährten Schiff ein neues, etwas größeres Objekt entworfen werden soll, das in allen seinen Abmessungen und Materialstärken dem Vorbild genau ähnlich ist, so folgt hieraus, wie eine einfache Überlegung zeigt, keineswegs Gleichheit der Spannungen des Materials, sondern eine dem Ähnlichkeitsverhältnis entsprechende Vergrößerung derselben. Es seien für die Bestimmung der Längsspannung:

$$M = \frac{D \cdot L}{k}; \quad \sigma = \frac{M}{W} \text{ für das Vorbild,}$$

$$M_1 = \frac{D_1 \cdot L_1}{k}; \quad \sigma_1 = \frac{M_1}{W_1} \text{ für die Nachbildung.}$$

Ist α der Ähnlichkeitsfaktor, nämlich:

$$\alpha = \frac{L_1}{L} = \sqrt[3]{\frac{D_1}{D}},$$

so folgt: $M_1 = M \cdot \alpha^4$, und: $W_1 = W \cdot \alpha^3$; mithin:

$$\sigma_1 = \frac{M \cdot \alpha^4}{W \cdot \alpha^3} = \sigma \cdot \alpha,$$

d. h. die Spannung vergrößert sich bei verhältnismäßiger Verstärkung der Material- und Raumabmessungen proportional dem Ähnlichkeitsverhältnis.

Sollen nun die Spannungen des neuen Schiffes die nämlichen bleiben wie bei dem Vorbild, so ist es nötig, entweder die Materialdicken zu vergrößern oder die nutzbare Seitenhöhe größer zu machen. Beides bedingt eine Gewichtsvermehrung über das verhältnismäßige Schiffsgewicht hinaus, und so kommt es, daß zur Vermeidung unzulässig hoher Spannungen das Gewicht der Schiffskörper mit der Größe anwächst, oder, wenn eine Gewichtssteigerung untunlich war, ein Anwachsen der Spannung eintritt. Da nun weder die Spannung des Materials noch das prozentuale Schiffsgewicht über ein gewisses Maß hinaus gesteigert werden kann, so gibt es für jeden Schiffstyp eine obere Grenze, über welche hinauszugehen, entweder aus Gründen der Sicherheit oder der Wirtschaftlichkeit zwecklos wäre. Dr.-Ing. Clarence Schultz hat im Jahre 1903 für den Schnelldampfer von 23 Knoten Geschwindigkeit und für den transatlantischen Frachtdampfer von 15 Knoten diese Grenzwerte ermittelt und zwar für den ersten Typ zu ca. 49 000 t bei 7520 t Tragfähigkeit, für den zweiten Typ zu 72 500 t bei 25 600 t Tragkraft. Da er seiner Berechnung Kolbenmaschinen mit Zylinderkesseln zugrunde legte, so dürfte mit Rücksicht auf die bei den Schnelldampfern zur Einführung gelangten Verbesserungen — Dampfturbinen in Verbindung mit Wasserrohrkesseln — die bereits verwirklichte Überschreitung des Grenzwertes hierdurch zu erklären sein; andererseits ist jedoch anzunehmen, daß eine wesentliche Steigerung in der Größe der Schnelldampfer kaum noch zu erwarten ist.

Nach den Versuchen von Wöhler hängt die Ermüdung des Materials bei wechselnder Belastung, wie sie bei Seegang auch in den Verbänden der Schiffe auftritt, von der absoluten Größe der Spannungen und dem Unterschied zwischen größter und kleinster Spannung ab: Je näher die größte Spannung an der Elastizitätsgrenze liegt und je größer der Unterschied der wechselnden Spannungen ist,

um so früher ist der Bruch des belasteten Stabes zu erwarten. Die Wöhlerschen Versuche und Gesetze sind jedoch nicht ohne weiteres auf den Schiffskörper übertragbar, da sie nur für homogene Körper gelten und ihre Richtigkeit für zusammengesetzte Träger noch nachgewiesen werden müßte. Der Schiffskörper setzt sich aus ausgedehnten versteiften Plattenflächen zusammen, die an der wechselnden Anstrengung des ganzen Systems ungleichmäßig beteiligt sind. Eine Anzahl der Verbandsteile wird in den ersten Lebensmonaten des Schiffes überanstrengt und gereckt und erhält dadurch eine größere Festigkeit als die weniger gespannten Teile; diese aber werden — wenigstens teilweise — durch die Reckung der überanstrengten Teile zur Teilnahme an den Spannungen des Systems herangezogen und dadurch wiederum wird die Festigkeit des Ganzen erhöht, so daß nach einiger Zeit ein Ausgleich in der Verteilung der Spannungen stattgefunden hat. Hierdurch erklärt es sich, daß trotz der verhältnismäßig hohen Spannungen der äußeren Fasern der Schiffskörper keine größeren Schäden eintreten. Immerhin sind in geringerem Umfange solche Ermüdungserscheinungen zu konstatieren, und bereits Vivet weist darauf hin, daß sie besonders zu erwarten sind, wenn die errechneten Spannungen den Wert von 1200 kg/qcm übersteigen. Sie kennzeichnen sich durch Knickung oder Zerreißen von Deckstringern oder Winkelflanchen, die auf ihnen befestigt sind und in dem Herausfallen von Nieten an den gefährdeten Stellen, wobei besonders die neutrale Zone im Bereich der maximalen Scherkräfte in Frage kommt.

Im allgemeinen wird bei Handelsschiffen der Schiffsboden durch das Längsbiegemoment weniger beansprucht als das oberste Deck. Infolge des Wasserdrucks treten jedoch in der Bodenbeplattung Spannungen auf, welche den aus dem Biegemoment errechneten nahekommen, ja sie in manchen Fällen (um ein vielfaches übersteigen und so Erscheinungen von Schwäche hervorrufen können, die im Laufe der Zeit erhebliche Kosten und vorzeitiges Altern des Schiffskörpers zur Folge haben. Es ist charakteristisch, daß in keinem der schiffbaulichen Handbücher dieses wichtige Problem erschöpfend behandelt ist.

Ohne auf die Theorie der durch den Wasserdruck beanspruchten Schiffsbodenplatten hier näher einzugehen, sei nur angeführt, daß sich die in der Mitte der langen Rechteckseite auftretende größte Spannung mit großer Annäherung nach der Formel berechnen läßt:

$$\sigma_{\max} = 0,0466 H \cdot \left(\frac{s}{\delta} \right)^2 ;$$

hierin bedeutet:

σ_{\max} die Spannung der Platte in kg/qcm,

Jahrbuch 1916.

H die Druckhöhe der Wassersäule in m,
 s den Spantabstand (kurze Seite des Rechtecks) } in gleichen Maßeinheiten.
 δ die Plattendicke

Die obige Formel gilt, so lange das Verhältnis der Länge des Plattenfeldes zu der Breite (Spantabstand) größer als 2 ist, und das Verhältnis $\frac{s}{\delta}$ weniger als 180 beträgt. Die Formel faßt nicht alle Erscheinungen der Biegebeanspruchung einer dünnen Platte, gibt dafür aber eine einfache und genügend genaue Lösung für alle in der Praxis des Schiffbaus vorkommenden Fragen, wie Beurteilung der Spannung der Platten der Außenhaut, des Innenbodens, der Schotten und sonstiger durch den Wasserdruck beanspruchten Beplattungen. In dem Diagramm Abb. 29 sind die Maximalspannungen in Abhängigkeit von dem Verhältnis $\frac{s}{\delta}$ für die Druckhöhen 2, 4, 6, 8 und 10 m dargestellt; es kann hieraus entnommen werden, innerhalb welcher Grenzen man sich bei Bestimmung der Plattenstärke zu halten hat, um eine Überanstrengung des Materials infolge des Wasserdrucks zu vermeiden.

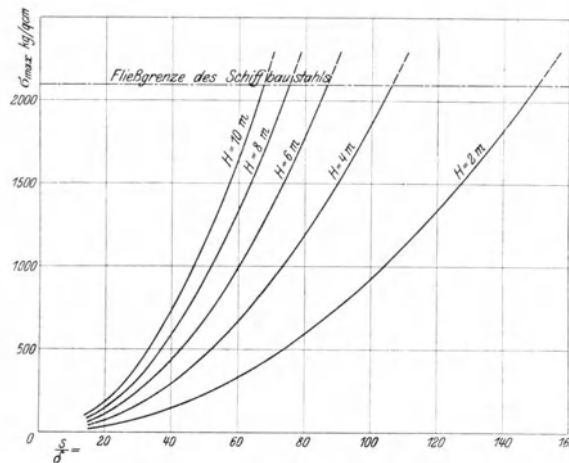


Abb. 29.

Die wirtschaftliche Seite ist auch bei der Bestimmung der Materialstärken von nicht zu unterschätzender Bedeutung: die meisten Bestrebungen in der Bauart eiserner und stählerner Schiffskörper im Verlauf eines halben Jahrhunderts haben zum Ziel die Verringerung der Materialstärken, insbesondere der Außenhaut. Nirgends aber ist größere Vorsicht am Platze als gerade bei Bemessung der Dicken der Außenhautplatten. Sie wirken nicht nur als Längsverbandsteil, nehmen nicht nur den Wasserdruck auf, sondern haben bei fahrendem Schiff und infolge des Seeschlages Stoßdrücken standzuhalten, die direkt eine Zerreißung der Platten und eine Lockerung der Nietung herbeiführen können. Gelegentlich der Über-

führung der Yacht „Livadia“, die einen besonders breiten und platten Schiffsboden hatte, traten derartige Mißstände zutage: die Beplattung war im Vorschiff eingedrückt und stellenweise gebrochen, und die Risse verliefen, wie zu erwarten war, besonders durch die Nietungen der Spanten. Wie ich im allgemeinen Teil bereits darlegte, wirkt der umschlossene Kern einer in schneller Bewegung befindlichen Wassermasse wie ein fester Körper gegen das Schiff und kann sehr wohl ein Leckspringen des Schiffes hervorrufen.

Solch unvermutetes Leckspringen dürfte in vielen Fällen als Ursache für die unter „Verschollen“ registrierten Schiffsverluste angeführt werden können. Es sei daher diesem Begriff einige Aufmerksamkeit gewidmet. Unter Leckspringen versteht man das plötzliche Aufreißen einer unter Wasser gelegenen Nietung der Außenhaut. Die Ursachen hierfür sind mannigfach; als allen gemeinsam darf vorausgesetzt werden, daß die durch die gefährdeten Nietreihen verbundenen Platten unter einer gewissen Anfangsspannung stehen, die entweder in dem kritischen Augenblick durch zusätzliche Kräfte über das zulässige Maß gesteigert wird, oder aber die Nietung infolge Alters und Abrostung — oft im Zusammenhang mit schlechter Arbeitsausführung — dermaßen geschwächt ist, daß sie der inneren Spannung nicht mehr gewachsen ist. Wer mit Schiffsreparaturen zu tun hat, weiß, wie leicht Nietköpfe der Außenhaut abspringen, wenn diese bei einer Havarie nur ganz wenig Druck bekommen hat. Besonders zeigt sich dies an den Nieten des Vorstevens und des Vorschiffs.

Die schädlichen Anfangsspannungen in den Platten der Außenhaut und deren Nietungen erklären sich außer aus dem bereits Gesagten noch aus folgenden Ursachen.

Das Oberschiff war beim Stapellauf noch nicht genügend genietet; infolgedessen erfährt die Beplattung des Unterwasserschiffs eine wesentlich andere Spannungsverteilung als rechnermäßig dem undeformierten Schiffe entspricht. Gegenwärtig sucht man diesem Umstand bereits Rechnung zu tragen, indem man die Kessel und sperrigen Maschinenteile vor dem Stapellauf einbaut, um die wichtigsten Verbandsteile des Oberschiffs endgültig vor dem Ablauf nieten zu können.

Sind gebogene Außenhautplatten vor dem Anbringen nicht mit genügender Sorgfalt auf die genau passende Krümmung gebracht, und werden sie statt dessen mit Schrauben gewaltsam angepreßt, so treten in den Nähten Kräfte auf, die schon bei unerheblichen Zusatzspannungen ein Aufreißen der Naht bewirken können. Die Kimmplatten unterliegen ohnedies in schwerer See hohen Beanspruchungen, die besonders auf die Vernietung wirken. Das sorgfältige Auswalzen der Kimmplatten und das genaue Zurichten der Feuerplatten ist bei jeder gewissen-

haft arbeitenden Werft daher heutzutage selbstverständlich. Auch dem reinlichen Aufräumen der Nietlochungen wird heute die erforderliche Sorgfalt zuteil. Mit der Einführung des Preßluftbetriebes ist das achsenrechte Zurichten der Lochleibungen erheblich erleichtert und verbessert. Durch das Treiben mit dem Dorn entstehen nicht nur äußerst schädliche Spannungen in der Nietreihe, die Nieten nehmen in den gewundenen Gängen der nachlässig hergestellten Lochung auch Formen an, die niemals einen dauernden Kraftschluß gewährleisten können.

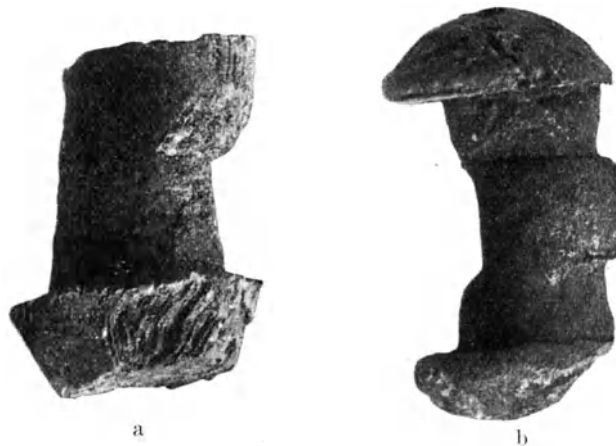


Abb. 30.



Abb. 31.

Abb. 32.

In den Abb. 30, 31 und 32 sind einige Niete minderwertiger Schiffsnietungen dargestellt. Abb. 30, a und b sind Niete eines englischen Segelschiffs; das erste ist ein einzölliger Niet mit schräg verlaufender Achse und einseitig ausgebildetem Schließkopf; das andere hat in einem schlecht aufgeräumten Loch gesessen; Setzkopf und Schließkopf sind höchst mangelhaft ausgebildet. Abb. 31, a und b sind Niete, wie sie gelegentlich eines Umbaues zu vielen Dutzenden zum Vorschein kommen; unversenkt und ohne Schellkopf ist die Schließung dieser Nieten nur

vorgetäuscht. Abb. 32, a und b sind Niete an schwer zugänglichen Stellen. Schließköpfe sind auch hier fast nicht vorhanden; nachdem im Laufe der Zeit die Dichtung weggerostet war, fingen beide Niete gleichzeitig an stark zu lecken, was zur Folge hatte, daß das Schiff bis zum hinteren Kollisionsschott voll Wasser lief und so trotz der Bedeutungslosigkeit der Havarie an sich in Gefahr kam.

Dieser letzte Fall lenkt die Aufmerksamkeit auf das Abrosten der Schiffe als Ursache von Schiffsverlusten und Havarien. Die allgemeinen Charakteristika der Rostbildung sind wiederholt klargelegt worden und seien hier nur der Vollständigkeit halber und unter Bezug auf die im Schiffbau vorliegenden Verhältnisse kurz wiedergegeben. Auf der reinen Oberfläche einer Eisenplatte bildet sich die erste Rostschicht als rein chemischer Vorgang, indem der Sauerstoff der Luft unter Mitwirkung ihres Feuchtigkeitsgehalts Eisenhydroxyd bildet. Hiermit wäre der Angriff auf das Eisen abgeschlossen, wenn das Eisenhydroxyd dem Eisen galvanisch indifferent gegenüberstände. Dies ist nicht der Fall; vielmehr bildet das Eisen mit seinem Hydroxyd ein galvanisches Element, bei dem das Eisen elektropositiv, das Hydroxyd elektronegativ ist: der galvanische Strom fließt vom Eisen zum Eisenhydroxyd. Gleichzeitig zersetzt sich unter Einwirkung des galvanischen Stromes die erregende Feuchtigkeit in Wasserstoff und Sauerstoff, wobei der Wasserstoff zum Eisenhydroxyd wandert, während der Sauerstoff von neuem oxydierend auf das Eisen einwirkt. Dieser doppelte chemisch-physikalische Prozeß ist die Ursache, daß die einmal eingeleitete Rostbildung nicht mehr zum Stillstand kommen kann, solange der Zutritt von Luft und Feuchtigkeit anhält. Aus dieser Betrachtung drängen sich einige Maßregeln zur Verhütung der Rostbildung von selbst auf:

1. Um tiefgreifende Korrosion der Schiffskörper zu verhüten, muß die anfängliche Rostbildung des Eisens mit allen Mitteln verhindert werden.

2. Bei bereits vorhandener Rostbildung muß die galvanische Aktion durch peinliche Entfernung des Rostes unterbunden werden und, da dies in den wenigsten Fällen vollkommen zu erreichen ist, muß

3. ein Anstrich aufgebracht werden, der den Zutritt von Sauerstoff unmöglich macht.

Je rostfreier die eisernen Verbandsteile und Platten von vornherein eingebaut werden, um so weniger entwickelt sich starke Rostbildung, und um so leichter ist das Schiff zu konservieren. Im Interesse einer langen Lebensdauer des Schiffes ist deshalb darauf zu dringen, daß die Konservierung schon bei dem noch unver-

arbeiteten Platten- und Winkelmaterial einsetzt und bei hochwertigen Bauten nur verzinktes oder durch Anstrich konserviertes Material zur Verwendung gelangt. Bei den Überholungsarbeiten ist es unmöglich, alle eingefressenen Vertiefungen wieder ganz vom Rost zu befreien, weil hierzu die Zeit im Dock fehlt, und die angewendeten Werkzeuge nur ungenügend den Unebenheiten folgen können. Es ist deshalb auf den allerersten Anstrich des Schiffes die größte Sorgfalt zu verwenden. Manche Farben haften nicht gut an dem feinen Korn der neuen unverrosteten Stahlplatte. Es wird deshalb vielfach vorgeschrieben, die Platten vorher abzupicken, um der Farbe eine bessere Haftbarkeit zu geben. Diese Maßregel ist ebenso nachteilig, wie die Gepflogenheit mancher Reeder, das neue Schiff zunächst einmal mit einem minderwertigen Anstrich fahren zu lassen. Die erste Maßregel zerstört unnötigerweise die gegen Rosten Schutz gewährende Walzhaut, während die zweite dem Einfressen des Rostes Vorschub leistet und so den Grund legt zu kostspieligen Überholungen.

Man kann zwei Gebiete der Verrostung unterscheiden, einmal die Verrostung der äußeren Oberfläche, sodann die Korrosion des inneren Schiffsraums. Sie unterscheiden sich nach Bedingung und Umfang der Schäden.



Abb. 33.

Die äußere Oberfläche wird besonders durch die Wirkung des Seewassers angegriffen, welches nach Wedding das Eisen ungefähr achtmal so stark angreift als Flußwasser. Im Seewasser befördert der Gehalt an Chlormagnesium die Rostbildung, und sie tritt dort am heftigsten auf, wo die Sauerstoffkonzentration des Wassers am stärksten ist, also im Bereich der Schwimmbene, der Schrauben und des Ruders. Die Schwimmbene wird ohnedies durch Leichter, Boote, Fender und Kaimauern leicht des schützenden Anstrichs beraubt, so daß sie im Lauf einer Dienstzeit von 15 bis 20 Jahren bereits eine merkliche Abminderung der Plattendicke aufweist. Die Beplattung des Vorschiffs hat in ähnlicher Weise unter dem Scheuern der Ankerketten zu leiden, während im Hinterschiff durch das Einsaugen von Luft beim Arbeiten der Schrauben die Korrosion befördert wird.

Sind Bronzpropeller vorhanden, so zeigen sich besonders ausgedehnte Anfressungen im Hinterschiff, denen man mittels Anbringung von Zinkschutzplatten etwas begegnen kann. Wie stark die galvanische Aktion ist, zeigt die in Abb. 33 dargestellte Zinkschutzplatte, welche ca. 2 Jahre lang im Betrieb war. Unmittelbar über den Kesselausblaseventilen liegt eine Stelle der Außenhaut, die starker Anfressung ausgesetzt ist. Wenn das neu konservierte Schiff das Dock verlassen hat, werden gewöhnlich die Kessel durchgeblasen, und hierbei wird der schützende Außenhautanstrich über den Ausblaseventilen restlos entfernt, so daß das blanke Eisen während der ganzen Kampagne dem Seewasser schutzlos preisgegeben ist. Abb. 34 zeigt eine solche durchgefressene Stelle der Außenhaut bei einem Kesselausblaseventil.

Durchgerostete Außenhaut bei einem Kesselausblaseventil.



Abb. 34.

Die äußere Oberfläche des Schiffes wird, sofern sie über Wasser liegt, aus Gründen des guten Aussehens und, soweit sie sich unter Wasser erstreckt, aus Gründen der Ökonomie an Brennstoff regelmäßig überholt und konserviert. Die Eisenteile des inneren Schiffsraums sind an den Stellen, wo sie nicht zutage liegen, erheblich stärker gefährdet, ja es wird nicht mit Unrecht behauptet, daß die ganze Zerstörung eines Schiffskörpers durch Korrosion von innen heraus vor sich gehe. Meist wird hier auf eine regelmäßige Erneuerung des Anstriches weniger Wert gelegt, obwohl gerade die Laderäume, Kohlenbunker, Bilgen durch mechanische und chemische Einwirkung stark mitgenommen werden. In unmittelbarer Nähe der Kesselräume, sowie in der Nähe der Kessel hat die Wärmewirkung einen sehr ungünstigen Einfluß auf die Korrosion, indem die Rostbildung schon nach wenigen

Jahren die Tankdecke zerstört, wenn sie nicht gründlich durch schlechte Wärmeleiter gegen die Hitzestrahlung geschützt ist. Dünnwandige und dazu exponierte Teile, wie Winkel­flanchen, Stützplatten, Mannloch- und Türanschlagwinkel, Sülle, werden besonders in den Bunkern bis auf Papierdicke abgenutzt, so daß oft die Festigkeit und Wasserdichtigkeit ganzer Abteilungen vollkommen illusorisch ist. Bei der Zerstörung der Struktur des Innenbodens spielt die Anwesenheit von kupfernen Rohrleitungen und Bronzeventilen eine schädliche Rolle, ein Umstand, der durch die schlechte Zugänglichkeit und Verschmutzung der Bodenzellen verschärft wird.

Besonders horizontal liegende Beplattungen, wie Decks, Deckhausbedachungen und Innenboden, ferner der unterste Plattengang von Schotten und Kohlenbunkerwänden sind, weil sie fast dauernd unter dem Einfluß von Feuchtigkeit stehen, von der Gefahr tiefgehender Anfressungen bedroht. Daß auch die horizontalen Schenkel der Stringerwinkel in den Wohndecks bei gewägerter Außenhaut starker Verrostung unterliegen, weil sie der Sicht und damit einer regelmäßigen Überholung entzogen sind, beweisen die Abb. 35 und 36, welche völlig durchgerostete Flanchen eines Deckstringerwinkels darstellen. Es ist daher geraten, in allen Kammern die Bordwägerungen bei Oberkante des Stringerwinkels aufhören zu lassen, damit die Ansammlung von Feuchtigkeit und Schmutz in der Ecke zwischen Außenhaut und Deck unmöglich ist.

Die Mittel der Konservierung eiserner Schiffe, wie Anstriche, Zementierung, Verzinkung und vor allem die regelmäßige Überholung und gute Zugänglichkeit aller Teile des Schiffskörpers sind genügend bekannt, weshalb sich eine eingehende Erörterung im Zusammenhang dieses Vortrags erübrigt. Von allen Boden­anstrichen ist der mit gewöhnlichem Kohlenteer oder Teerfirnis der billigste und nach meiner Ansicht auch der beste. Er kostet pro Kilogramm 15 bis 20 Pf. gegenüber 1,20 M. bis 1,50 M. der Bodenfarben. Die gute Wirkung eines Kohlenteeranstriches beruht auf der Freiheit von metallischen Beimischungen, der guten Haftung am Eisen und dem Verharren im koloiden Zustand weshalb er auch nach längerer Zeit dem Wasser und der Luft keinen Zutritt zur Oberfläche des Eisens gestattet und verhindert, daß die metallischen Beimengungen von Schiffsbodenfarben, die über dem Teeranstrich zum Schutz gegen Bewachsen aufgebracht werden, sich auf dem Eisen absetzen können. Die rostverhütende Wirkung des Zementes wird mit Vorteil zur Konservierung von Tanks ausgenützt. Besonders den Angriffen des Seewassers gegenüber hat sich das einbetonierte Eisen sehr gut gehalten, wie ich schon erwähnte, so daß vom Standpunkt der Konservierung gegen den Bau seegehender Eisenbetonschiffe kaum etwas einzuwenden ist.

Bei der Einführung des Siemens-Martin-Flußeisens an Stelle des Puddeleisens hat man sich viel Gedanken darüber gemacht, ob das neue Material nicht weniger rostbeständig sei, als das alte. Die Erfahrung hat gelehrt, daß der feinkörnigere Schiffbaustahl widerstandsfähiger gegen Rosten ist als das weniger raffinierte und porige Schweißeisen, obwohl die Oberfläche des Flußeisens schneller anrostet. Hier liegen also keine Bedenken vor. Da aber die Festigkeit des Eisens sich zu der des Stahls verhält wie 4 : 5, so sah sich die Klassifikation veranlaßt, diesen



Abb. 35.



Abb. 36.

Festigkeitsüberschuß des neuen Materials für eine Gewichtspersparnis der Stahlschiffe auszuwerten, indem sie für die Materialstärken dieser nur $\frac{4}{5}$ der für eiserne Schiffe vorgeschriebenen verlangte. Dieser Umstand war nicht ohne Einfluß auf die von einer Korrosion drohenden Gefahren. Ruft beispielsweise der Wasserdruck bei einer eisernen Bodenplatte von 20 mm Dicke eine Spannung von 1000 kg/qcm hervor, so steigt diese Spannung bei gleichmäßiger Abminderung durch Abrosten um 2 mm auf:

$$1000 \left(\frac{20}{18} \right)^2 = 1235 \text{ kg/qcm.}$$

Die entsprechende Stahlplatte hat nur 16 mm Dicke, und die Spannung steigt bei der gleichen Abminderung von 2 mm auf:

$$1000 \left(\frac{16}{14} \right)^2 = 1305 \text{ kg/qcm},$$

d. h. um 13 % mehr als bei der dickeren Eisenplatte.

Interessant ist auch ein Vergleich des Abrostungseinflusses zwischen dem gewöhnlichen Querspannten- und dem Längsspanntensystem. Beim Querspanntensystem ist dieser Einfluß erheblich größer als beim Längsspanntensystem. Die Spannungen aus dem Wasserdruck erreichen bei ersterem System 1000—1300 kg/qcm, bei dem letzteren nur 300—400 kg/qcm. Wir sahen bei dem vorigen Beispiel, daß sich die Spannung einer Platte von 20 mm Dicke bei 2 mm Abminderung und einer Anfangsspannung von 1000 kg/qcm auf 1235 kg/qcm, also um 23,5 % erhöht. Legen wir zum Vergleich die Bodenplatte eines Längsspanntenschiffs von 14 mm Dicke und gleiche Abminderung von 2 mm zugrunde, so tritt eine Erhöhung der anfänglichen Spannung von 300 kg/qcm auf:

$$300 \left(\frac{14}{12} \right)^2 = 410 \text{ kg/qcm}.$$

ein; obwohl diese letztere Spannung um etwa 37 % höher ist als vorher, so dürfte doch kein Zweifel sein, daß sie als Zusatzspannung ohne Einfluß bleibt, während beim Querspanntensystem jede Erhöhung der ohnedies hohen Spannung unangebracht ist.

Bei Holzschiffen ist die Lebensdauer in weit höherem Maße durch Auswahl des Baumaterials bedingt als bei den Eisenschiffen. Die Kenntnis des Standortes, des Klimas, der Fällzeit usw. sind zur Beurteilung der Güte und Haltbarkeit des Holzes notwendig. Heute, wo das Holz Welthandelsartikel geworden ist, fällt es schwer, sich von vornherein ein Urteil über die Qualität der Hölzer zu bilden. Hat man jedoch Gelegenheit, ein altes Holzschiff auf seine weitere Verwendungsfähigkeit zu prüfen, so wird es oft nicht leicht sein, mit einiger Gewißheit vorauszusagen, wann der Zeitpunkt der Außerdienststellung gekommen ist, so gut sind die Hölzer selbst nach jahrzehntelanger Indiensthaltung konserviert. Aber ebenso wie beim Eisenschiff das Verrosten, kann beim Holzschiff keinerlei menschliche Vorsicht den allmählichen Zerfall des Holzes verhindern. Einige Holzarten, wie Kiefer und Tanne, leiden mehr, andere, z. B. Eiche, weniger. Die Gerbsäure des Eichenholzes verhindert offenbar die Entwicklung der Fäulnis erregenden Bakterien. Wenn die Trockenfäule erst ein Schiff befallen hat, so büßt es bald seine Seefähigkeit ein, da die Festigkeit und Zuverlässigkeit auch der vitalsten Teile geschwächt und vernichtet wird; irgendein ungewöhnlicher oder zufälliger Stoß

kann die Zerstörung vollenden. Unzeitige Fällung und ungenügende Lüftung sind meist die Ursache des Verrottens. Ein fauliges Stück Bauholz kann die anliegenden gesunden Hölzer anstecken, weshalb sorgfältige Prüfung eines jeden Stückes auf Farbe, Geruch und Struktur nötig ist. Holz trocknet um so schneller, je länger es unter Wasser gelegen hat, da die Säfte hierdurch ausgelaugt, und damit die gährenden Bestandteile entfernt werden. Teakholz wird oft von einem Insekt



Abb. 37.

Abb. 38.

Abb. 39.

angebohrt, das nicht geradewegs durchs Holz geht, sondern in Windungen, und auch Höhlungen erzeugt. Solche Planken geben zu Leckagen Anlaß, ohne daß es leicht wäre, die Ursache zu entdecken. Die Dicke der Beplankung vergrößert nicht proportional die Dauerhaftigkeit, vielmehr sind dicke Hölzer schwerer auszutrocknen und daher leichter der Verrottung ausgesetzt als dünne, so daß das kleinere Schiff meist dauerhafter ist, als ein größeres.

Die Wirkung von eisernen Verbandsteilen auf das Holz ist bei manchen Holzarten ebenso ungünstig wie die des Holzes auf das Eisen, eine Wechselseitig-

keit, welche den Zerfall erheblich beschleunigt. Die Gerbsäure des Eichenholzes frißt eiserne Verbindungsbolzen stark an, wie aus den Abb. 37, 38 u. 39 zu entnehmen ist. Besonders im Vor- und Hinterschiff, wo die Planken infolge ihrer scharfen Krümmung mit einer gewissen Spannung befestigt sind, die sich nicht immer durch Bearbeiten und Dämpfen der Planken herausbringen läßt, kann durch das Abrosten der Bolzen und Nägel die Gefahr des Leckspringens unbemerkt entstehen. Schrauben, ob aus Eisen oder Messing, verlieren in Eichenholz mit der Zeit ihr Gewinde und damit ihren Halt; die Abb. 40, 41 und 42 sind einige Illustrationen hierzu, wobei die drei letzten Messingschrauben darstellen.



Abb. 40.

Abb. 41.

Abb. 42.

Bei komposit- und kupferfestgebauten Schiffen tritt der Einfluß einer galvanischen Aktion zwischen den Eisen- und Kupferteilen hinzu als schädlicher Faktor. Die Abb. 43 und 44 stellen Eisenbolzen eines amerikanischen Feuerschiffes dar, bei denen die Korrosion zweifellos auf galvanische Aktion zurückzuführen ist, indem das Seewasser seinen Weg durch die Eichenholzbeplankung gefunden hatte, und so eine leitende Verbindung zwischen der Kupferhaut und den eisernen Bolzen zustande kam. Die Anfressungen sind nach der Wasserseite hin am stärksten. Während den Anfressungen der Bolzen Abb. 37—39 eine Wirkungsdauer von

ungefähr 40 Jahren zugrunde liegt, sind die Zerstörungen der Teile Abb. 43 und 44 infolge der galvanischen Beeinflussung schon nach etwa 8jähriger Indiensthaltung zutage getreten. Der amerikanische Marine-Ingenieur Ferguson teilt im Anschluß an diesen Fall in den „Transactions of the Society of naval arch. and mar. eng.“ von 1907 eine Methode mit, um die Korrosion der Bolzen von außen zu erkennen, indem er die zu untersuchenden Bolzen in einen elektrischen Stromkreis einschaltet, dessen Widerstand gemessen wird. Der Widerstand der verrosteten Bolzen ist erheblich größer als derjenigen mit unvermin-

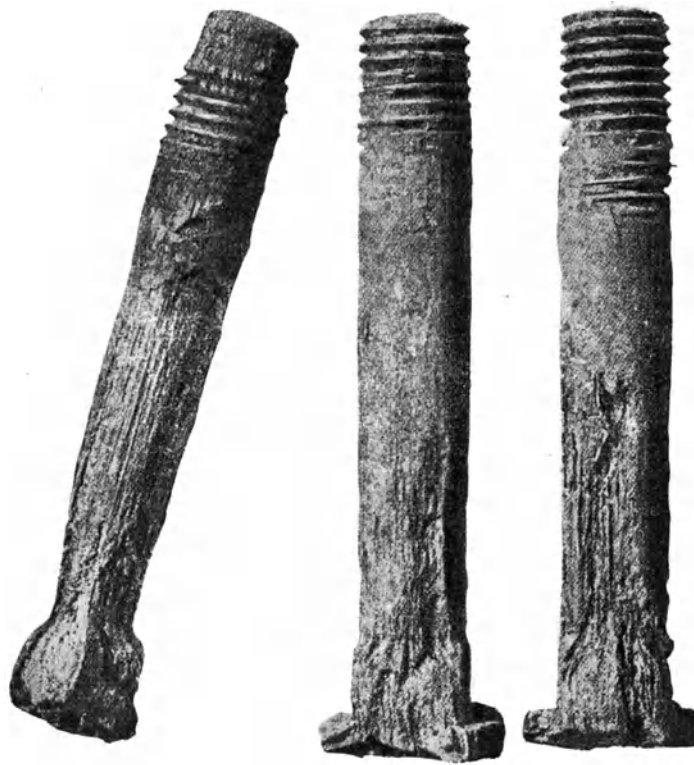


Abb. 43.

dertem Eisenquerschnitt, so daß hiernach die schadhafte Bolzen leicht herausgefunden und ersetzt werden können.

Nicht nur Holz und Eisen unterliegen der Korrosion, auch andere Metalle und Stoffe, die an Bord der Schiffe verwendet werden, haben ihre Krankheiten. Es sei nur an die Auflösung von elektrolytischem Kupfer erinnert, an die Krankheiten von Zinn und Aluminium, an das Sprödwerden der Gummidichtungen und vieles andere. Als Beispiel der Oxydation von Kupferteilen ist in Abb. 45 das Schloß eines Ruderschaftes eines Holzschiffes wiedergegeben, während Abb. 46

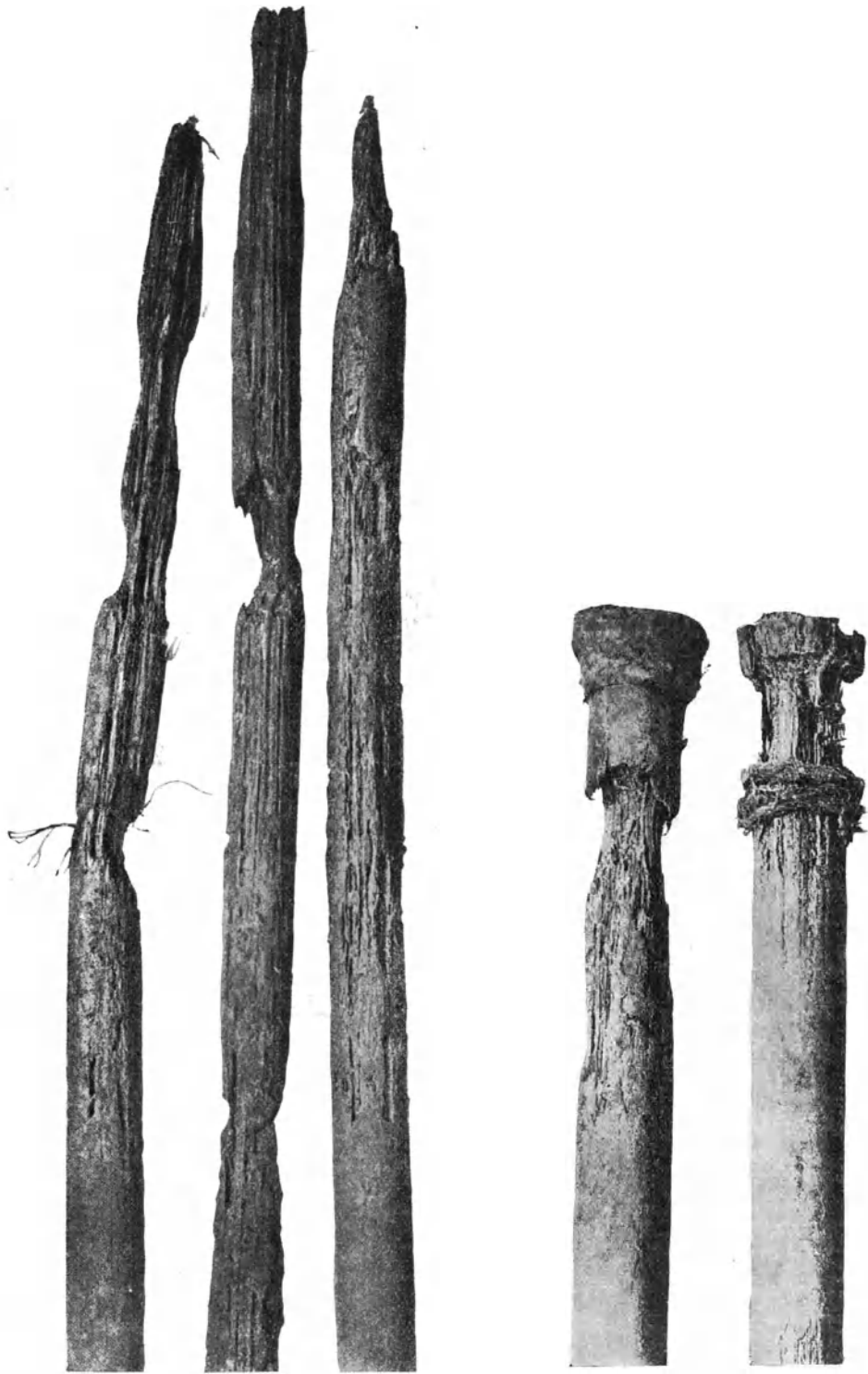


Abb. 44.

ein Beispiel dafür ist, wie oft an den wichtigsten Betriebseinrichtungen — es handelt sich um einen Bolzen der Ruderleitung eines Schleppers — infolge Unaufmerksamkeit die Abnutzung ihre Blüten treibt.



Abb. 45.



Abb. 46.

7. Feuerschaden.

Ein Schiff ist der Gefahr, einer Feuersbrunst zum Opfer zu fallen, im Hafen nicht minder ausgesetzt als auf See. Ja, Feuerschäden im Hafen und in Docks sind häufiger als solche in Fahrt. Wir sahen in Kapitel 2, daß die Schiffsbeschädigungen durch Feuer 4,37 % aller Havarien ausmachen, und daß ca. 10 % dieser Schäden den Verlust des Schiffes zur Folge haben. Es bleibt noch zu untersuchen, welche Rolle die Ladung nach den statistischen Angaben bei Feuer an Bord spielt und zwar ist festzustellen, bei welchen Ladungen Feuerschaden am häufigsten ist, und welche Ladungen hierbei die meisten Totalverluste im Gefolge haben. Für die Häufigkeit der Brände sowohl, als auch für die Gefährlichkeit der Ladung kann die absolute Zahl nicht allein entscheidend sein, vielmehr muß auch hierbei die sich in der Gesamtzahl der Seeunfälle widerspiegelnde Frequenz des Verkehrs berücksichtigt werden, um ein einigermaßen richtiges Bild des Anteils der Ladung an den Ursachen der Brände zu erhalten. Als Maßstab des Anteils können die An-

Tabelle Nr. 11.
Verteilung auf die Ladungen der Feuerschäden auf Schiffen.
1900—1910.

Art der Ladung	Beschädi- gungen durch Feuer 1900—1910	Total- verluste 1900—1910	Zusammen	%	Auf 100 Brände entfallende Totalverluste	Summe aller Seeunfälle	Auf 100 Seeunfälle entfallende Brände
Holz	93	22	115	3,11	19,13	8 815	1,31
Steinkohle	298	33	331	3,95	9,97	9 521	3,47
Stückgut	1 133	44	1 177	31,81	3,74	16 036	7,35
Schwere Ladung	84	19	103	2,78	18,45	5 963	1,73
Getreide	173	3	176	4,76	1,70	4 975	3,54
Schmelzende Ladung	54	12	66	1,78	18,20	2 134	3,09
Frische u. getr. Früchte	9	2	11	0,30	18,18	509	2,16
Leichte Ladung	41	7	48	1,30	14,57	480	10,00
Ölkuchen	4	—	4	0,11	—	447	0,89
Fische	5	17	22	0,59	77,30	1 486	1,48
Baumwolle, Jute, Wolle	192	4	196	5,30	2,04	468	41,88
Petroleum	32	28	60	1,62	46,67	735	8,17
Diverse Flüssigkeiten	12	11	23	0,62	47,85	236	9,75
Unbekannt	1 145	151	1 296	35,02	11,65	24 444	5,31
Ballast	64	8	72	1,95	11,11	7 841	0,92
	3 339	361	3 700	100,00			

Tabelle Nr. 12.
Schiffsladungen bei Feuerschäden, geordnet nach
Häufigkeit und Gefährlichkeit.

Stufen- folge	Häufigkeit relativ zur Zahl der Seeunfälle überhaupt	Gefährlichkeit bezogen auf die auf 100 Brände entfallenden Totalverluste
1	Baumwolle, Jute, Wolle	Fische
2	Leichte Ladung	Diverse Flüssigkeiten
3	Diverse Flüssigkeiten	Petroleum
4	Petroleum	Holz
5	Stückgut	Schmelzende Ladung
6	Unbekannt	Schwere Ladung
7	Getreide	Frische und getrocknete Früchte
8	Steinkohle	Leichte Ladung
9	Schmelzende Ladung	Unbekannt
10	Frische und getrocknete Früchte	B a l l a s t
11	Schwere Ladung	Steinkohlen
12	Fische	Stückgut
13	Holz	Baumwolle, Jute, Wolle
14	B a l l a s t	Getreide
15	Ölkuchen	Ölkuchen

gaben über beballastete — also ohne Ladung — fahrende Schiffe dienen: Je näher die relativen Vergleichszahlen den Angaben für die unter Ballast fahrenden Schiffe liegen, um so geringer ist der Anteil der betreffenden Ladungsart an der Brandursache oder um so harmloser verläuft der Brand gewöhnlich.

In Tabelle Nr. 11 sind die Beschädigungen und Totalverluste für die einzelnen Ladungen nach den Listen des Germanischen Lloyd des Zeitraums 1900 bis 1910 zusammengestellt und hiernach die absoluten Werte der Häufigkeit und Gefahr ohne weiteres zu bestimmen.

In Tabelle Nr. 11 ist außerdem die Summe aller bei der betreffenden Ladungsart beobachteten Seeunfälle angegebene und hiernach die auf 100 Seeunfälle kommende Zahl der Brände berechnet, während die Zahl der Totalverluste als Maßstab der Gefährlichkeit der brennenden Ladung auf 100 registrierte Brände bezogen wurde.

Nach den sich so ergebenden Vergleichszahlen sind die Schiffsladungen in Tabelle Nr. 12 geordnet. Diese Gruppierung ergibt die charakteristische Bewertung der Ladungen bei Feuerschaden. Es zeigt sich, daß die Ladungen von Baumwolle, Jute und Wolle am meisten bei Schiffsbränden beteiligt sind, jedoch in bezug auf ihre Gefährlichkeit erst an dreizehnter Stelle rangieren, während

Leichte Ladungen, Diverse Flüssigkeiten und Petroleum sowohl die meisten Totalverluste bei Feuer nach sich ziehen, als auch relativ häufig heimgesucht werden. Von den übrigen Ladungen interessiert die von Steinkohle, welche auffälligerweise nach dieser Betrachtungsart weder nach Häufigkeit noch nach der Gefährdung des Schiffes sich aus den übrigen Ladungen heraushebt. Wenig gefährlich scheint auch Getreide zu sein, und bei Ölkuchen ist in dem betrachteten Jahrzehnt überhaupt kein Totalverlust durch Feuer registriert worden.

Auch auf Schiffen, die keine Ladung fahren, kommen Brände vor, so daß als Ursache der Brandentstehung das persönliche Moment nicht übergangen werden kann. Gerade die Reeder von Passagierschiffen haben an der Verhütung von Bränden das allergrößte Interesse. Nicht nur, weil durch einen Brand ein mehr oder minder großer Schaden entsteht, allgemein wird auch aus dem öfteren Vorkommen von Bränden eines Betriebes auf mangelnde Ordnung und Kontrolle im allgemeinen geschlossen; denn mit Recht wird angenommen, daß von der Unordnung zur Fahrlässigkeit nur ein Schritt sei.

Wo in einem Schiffsbetrieb die nötige Ordnung herrscht, kommen als primäre Brandursachen chemische und physikalische Vorgänge in Frage. Da für die Löschung und Verhütung von Feuersbrünsten die Feststellung der Ursachen von ausschlaggebender Bedeutung ist, und an Bord der Schiffe die Verhältnisse der Raumanordnung, des Baumaterials, der Wärmequellen besonderer Art sind, so daß Entstehung und Ausbreitung eines Schadenfeuers hierdurch wesentlich beeinflußt werden, so müssen wir diese Verhältnisse zunächst überblicken, ehe die Mittel zur Bekämpfung und Vorbeugung besprochen werden können.

Der Schiffsraum über Wasser gleicht in bezug auf Luftzutritt und Unterteilung einem Gebäudekomplex, bei dem die Brandmauern durch die nach oben durchgeführten Schotten gebildet werden. Da die Schotten gut wärmeleitend sind, so können sie nicht in gleich zuverlässiger Weise wie eine Brandmauer wirken, welche auch durch ihre Überhöhung über das Dach hinaus abgrenzend wirkt. Der Raum des Schiffes unterhalb der Schwimmbene ist allseitig geschlossen, daher dem freien Luftzutritt nicht ausgesetzt, und so kann die dort gestaute Ladung im Falle eines Brandes auch nur an der Oberfläche Flammen entwickeln. So günstig dies in vielen Fällen ist, die allseitige Abschließung hat den großen Nachteil, daß das Feuer nur von oben bekämpft werden kann. Das Schiff bietet somit von Haus aus der Ausbreitung und Bekämpfung eines Feuers ungünstige Vorbedingungen, denn einerseits kann nur durch feuersichere Abtrennung verhindert werden, daß sich ein ausbrechender Brand über das ganze Schiff verbreitet; andererseits kann

die schnelle und erfolgreiche Bekämpfung des Brandes nur durch Zugänglichkeit zum Brandherd mit der geringsten Beschädigung des bedrohten Teiles durchgeführt werden.

Auch das Baumaterial der Schiffe, ob aus Eisen oder Holz, bietet in brandtechnischer Beziehung ungünstige Verhältnisse. Als feuerfest im Sinne der baupolizeilichen Bestimmungen sind nur solche Materialien anzusehen, welche, ohne selber zu brennen, im Feuer ihre Form nicht und ihre Haltbarkeit nur ganz unwesentlich einbüßen. Auch als „feuersicher“, dem nächst niedrigeren Begriff der Bauordnung, können die schiffbaulichen Konstruktionen nicht bezeichnet werden, da feuersichere Verkleidungen der Konstruktionsglieder im Schiffbau nicht üblich sind. Bei einem Brande sind Hitzegrade von 1000—1500° C nicht ungewöhnlich, so daß das Eisen seine Haltbarkeit vollkommen einbüßt. Nach Versuchen von Martens und Rauh, Bach, Ledebur und anderer verliert Flußeisen bei 400° ca. 15 %, bei 600° ca. 72 % und bei 900° über 80 % seiner ursprünglichen Festigkeit, so daß ein Verbandsteil die ihm normalerweise zugemutete Last im Zustand der Brand-erhitzung nicht mehr tragen kann und, je nach der Art der Belastung, sich dehnt oder ausbiegt. Hieraus folgt, daß Brandschäden auf Schiffen, sobald sie erheblichen Umfang angenommen hatten, nicht nur lokale Bedeutung haben, sondern die Haltbarkeit und Lebensdauer des ganzen Schiffskörpers beeinträchtigen. Weiter kommt bei eisernen Schiffen in Betracht, daß unverbrennliches mit brennbarem Baumaterial verbunden ist, indem die Decks, Laderaumwägerungen, Deckshäuser und -Einrichtungen vorwiegend aus Holz hergestellt sind, und sich diese Holzteile größtenteils im oberen, der Flamme am meisten ausgesetzten Teil des Schiffes befinden. Besonders harzhaltiges Holz ist in ausgetrocknetem Zustand feuergefährlich, während Harthölzer, z. B. Eiche, dem Feuer größeren Widerstand bieten. Abb. 47 stellt das Oberdeck eines Dampfers nach einem Brande dar und zeigt, welche ungünstige Löschbasis ein solches Holzdeck bietet.

Der Umstand, daß Brände bei Dampfern ungefähr doppelt so häufig sind als bei Segelschiffen, deutet darauf hin, daß die Feuerung der Schiffskessel und die übrigen an Bord vorhandenen Wärmequellen in erheblicher Weise zur Erhöhung der Feuergefahr beitragen, sei es durch direkte Übertragung von Feuer oder durch Überhitzung von Teilen der Ladung oder der Einrichtung durch Dampfleitungen. Auch die elektrischen Anlagen bilden eine Quelle der Brandgefahr. Viele größere Brände sind auf schadhafte elektrische Leitungen zurückzuführen. Die ständige Feuchtigkeit der Luft wirkt zerstörend auf die Isolation der Leitungen. Oft spielt Kurzschluß nur eine einleitende Rolle, indem zunächst leicht brennbare Stoffe entzündet werden, und hier ist dann die Gefahr besonders groß, weil sie nicht

offen zutage liegt. Den elektrischen Anlagen und Leitungen an Bord wird dabei mit Recht größte Aufmerksamkeit geschenkt.

Eine weitere nicht zu unterschätzende Gefahr bilden die Kohlenöfen der Mannschafts- und Wohnräume. Soweit Mängel baulicher Art vorliegen, machen sich diese glücklicherweise schon bald nach Ingebrauchnahme der Öfen geltend, sei es, daß in der Nähe befindliche Holzwände angesengt werden, oder gar ein kleines Schadenfeuer zum Ausbruch kommt. Die Durchführung des Schornsteinrohrs durch das Holzdeck erfordert Beachtung; ein Spielraum von 100 mm sollte



Abb. 47.

im Deck um das Rohr herum bleiben. Auch wird häufig — besonders auf kleinen Schiffen — der Fehler gemacht, die Wandstärke des Rohres nur $\frac{1}{2}$ —1 mm dick zu wählen, wie es etwa in einem Wohnhaus üblich ist. Hitze und Feuchtigkeit bedingen jedoch an Bord schnelles Verrosten der Schornsteinrohre, die in dem durchgerosteten Zustand gefährlich werden können. Unter 6 mm Dicke sollte kein Schornsteinrohr an Bord verwendet werden. Reichlich bemessene Höhe aller Schornsteinrohre, besonders auch derjenigen der Hauptkessel und der Kombüse, vermindert die Gefahr der Verwendung langflammiger Kohle.

Die an Bord befindlichen Wärmequellen des regelmäßigen Schiffsbetriebs können indirekt durch Wärmeübertragung zur Brandursache werden. Die Übertragung von Wärme ist gleichbedeutend mit der Übertragung von Energie. Eine

stetig einwirkende Energie kann, wie etwa die mechanische Energie der Reibung, eine Temperatursteigerung bis zum Entflammungspunkt eines Stoffes hervorrufen. Die Vorbedingungen hierzu seien besprochen.

Von einer Wärmequelle aus verbreitet sich die Wärme bekanntlich auf dreierlei Weise: 1. durch Strömung; 2. durch Leitung; 3. durch Strahlung.

Die Wärmeströmung wird gewöhnlich durch die die Wärmequelle umgebende Luft vermittelt, indem sich ein nach oben bewegender Luftstrom bildet. Zur Vermeidung einer Feuersgefahr muß ein erhitzter Luftstrom so nach außen geführt werden, daß er mit brennbaren Bauteilen, wie Decks, hölzernen Aufbauten, nicht in Berührung kommt. Aus diesem Grund werden auf Handelsschiffen die Kesselschächte so angeordnet, daß man vom Flurboden aus den freien Himmel sehen kann. Eine Isolation der Kesselschächte im Bereich von Laderäumen und Wohndecks ist außerdem zweckmäßig. Infolge der Strömung der erwärmten Luft ist es die Tendenz eines jeden Schadenfeuers, sich nach oben auszubreiten und nach oben Nahrung zu suchen. Diese Höhenwirkung des Feuers bedingt, daß hoch gebaute Schiffe stärker gefährdet sind, als niedrigere und breitere. Durch Schächte, Gänge, Türen wird eine Luftverbindung zwischen dem Anfangsfeuer und weiter abgelegenen Teilen hergestellt, so daß die Übertragung durch Flugfeuer, Funken oder auch durch den erhitzten Luftstrom selbst erfolgen kann. Das Flammenfeuer erzeugt besondere Luftströmungen, die bei hoher Hitze stärker sind als der gewöhnliche natürliche Luftzug.

Die Wärmeleitung wird durch Vermittelung des von der Wärme beeinflussten Materials bewirkt. Je besser die Wärmeleitfähigkeit eines Materials ist, desto stärker werden entfernt gelegene brennbare Gegenstände in die Gefahr des Entflammens gebracht. Da Eisen ein sehr guter Wärmeleiter ist, so bedarf es in bezug hierauf an Bord der Schiffe besonderer Vorsicht. Auch die schlechte Wärmeleitfähigkeit mancher Stoffe, z. B. von Holz, kann die Entstehung eines Feuers begünstigen. Je schlechter nämlich die Wärmeleitfähigkeit eines Stoffes ist, desto leichter steigert sich unter Einfluß einer Wärmezufuhr die Erwärmung des Stoffes örtlich bis auf die Temperatur der zugeführten Wärme und darüber hinaus, da die Wärme sich nicht schnell genug mit der Umgebung ausgleichen kann. Hierdurch ist die Gefahr einer Überhitzung und Entzündung von schlecht leitenden Materialien gegeben. Werden brennliche Stoffe durch die Wärmezufuhr auch nicht entzündet, so werden sie doch in einen Zustand äußerster Zündfähigkeit versetzt, wobei schon der geringste Anlaß zum Brand führen kann. Das Anbrennen von Holzdecks, oft in beträchtlicher Entfernung von der Wärmequelle, ist hierdurch zu erklären.

„Wärmestauung“ ist der für diese Art der Erwärmung schlechtleitender Stoffe oft gebrauchte Ausdruck.

Die Wärmestrahlung wirkt wie alle Energiestrahlungen gradlinig durch den Äther und nimmt mit dem Quadrat der Entfernung ab. Sie kann also nur dann als feuerverursachend auftreten, wenn die Wärmequelle in nicht zu großer Entfernung von dem entzündlichen Stoff wirkt. Eine solche Wirkung kann von einem ungenügend isolierten Kessel auf eine nahe gelegene Bunkerwand oder auf das Schott hinter dem Kessel ausgehen. Aus diesem Grund dürfte bei den Handelsschiffen gewöhnlichen Typs der vordere Laderaum besonders gefährdet sein, da das Querschott zwischen Lade- und Kesselraum durch den dicht am Schott aufgestellten Kessel stark erwärmt wird. Die strahlende Sonnenwärme durchdringt eiserne Decks ungehinderter als ein Holzdeck und kann bei Fahrten in heißen Zonen zur Entzündung unter einem freiliegenden Eisendeck befindlicher brennbarer Stoffe führen.

Wie wir gesehen haben, steigert die Wärme der Schiffsfeuerung die Brennbarkeit und Zündfähigkeit der an Bord befindlichen brennbaren Stoffe. Gewisse Ladungen können aber auch durch biologische und chemische Vorgänge so stark erwärmt werden, daß Entflammung eintritt. Diese sogenannte Selbsterwärmung der Ladung mit möglicher Selbstentzündung kann auftreten:

1. bei vegetabilischen Stoffen wie Getreide, Hülsen- und Ölfrucht, Kleie, Baumwolle, Jute usw. Notwendig ist hierzu die Anwesenheit von Feuchtigkeit, wobei gewisse den Vegetabilien anhaftende Sporen und Keime einen Gärungszustand hervorrufen, bei dem Wärme entwickelt wird. Kann diese Wärme nicht an die Außenluft abgegeben werden, so ist die Möglichkeit einer Selbstentzündung gegeben. Bedingung ist also stets eine dichte Lagerung in großen Haufen, eben das, was bei dem Schiffstransport ohne weiteres zutrifft.

2. bei animalischen Faser- und Gewebstoffen. Hierzu gehören Wolle, Seide, mit tierischem Fett und Öl getränkte Putzlappen, Taue, Twist und Fischnetze. Hierbei wird die Erwärmung bedingt durch die intensive Oxydation des Öls an der Oberfläche der betreffenden Gegenstände. Ranziges Öl beschleunigt die Selbstentzündung, und auch hierbei ist die Lagerung im engen Raum der Entzündung förderlich.

3. Brennmaterial: Die allgemeine Meinung ist die, daß frische Kohle das Bestreben hat, sich mit Sauerstoff zu sättigen, wobei eine erhebliche Erwärmung eintritt. Begünstigt wird diese durch Beimengungen von Schwefelkies, der in Gegenwart von Feuchtigkeit unter Erwärmung oxydiert. Nach meiner Meinung kann bei vollgeladenem Raum die Oxydation nur an der Oberfläche der Kohlen-

ladung in erheblichem Maße vor sich gehen; im Innern der Ladung dagegen wird die Reibung der einzelnen Kohlenstücke aneinander infolge der Vibration und Bewegung des Schiffes das wichtigere Moment sein, das zusammen mit der einwirkenden Schiffswärme zuerst eine Gasausscheidung, schließlich eine Entzündung hervorruft.

Mit der Kenntnis der Brandursachen sind Mittel und Wege einer Feuer-
verhütung und Feuerbekämpfung an Bord der Schiffe bestimmbar. Hier seien nur die prinzipiellen Gesichtspunkte hervorgehoben. Die Schutzmaßnahmen lassen sich einteilen in:

1. Maßnahmen konstruktiver Art, welche sich auf den Schiffskörper, die Einrichtung und die speziellen Löschvorrichtungen erstrecken;
2. Maßnahmen des Bordbetriebes, die durch Vorschriften administrativer Art und die Handhabung im laufenden Dienst gegeben sind.

Wir wollen uns nur mit der ersten Gruppe befassen.

Zur Beschränkung eines Schadenfeuers wird das System der wasserdichten Querschotten als Grundlage benutzt, indem ein Teil der Schotten nach oben durchgeführt wird.

Auf Passagierschiffen begegnet die Unterteilung des Raumes keinen wesentlichen Schwierigkeiten. Es wäre jedoch zu erwägen, die feuersichere Unterteilung besonders auf großen Passagierschiffen weiter zu entwickeln, indem das Zwischendeck und einige der wichtigsten Querschotten oberhalb desselben aus Eisenbeton hergestellt würden. Die Eisenbetonkonstruktionen sind als feuerfest zu bezeichnen, leiten die Wärme schlecht und verbinden die Vorteile eines Holzdecks mit denen eines Eisendecks. Ich würde keine Bedenken hegen, das vorderste Kesselraum-schott vollständig aus Eisenbeton herzustellen, damit eine Wärmeübertragung nach dem vorderen Laderaum ausgeschlossen ist. Festigkeit und Wasserdichtigkeit einer solchen Bauart können gewährleistet werden, zumal das Zwischendeck ziemlich nahe der neutralen Zone des auf Biegung beanspruchten Schiffskörpers liegt.

Die Beschränkung brennbaren Materials ist eine weitere wichtige Maßnahme, welche nach Möglichkeit auch auf die Einrichtung zu erstrecken wäre. Imprägnierte Hölzer, Asbest, Korkstein, imprägnierte Gewebe kommen hierbei in Frage. Einfache Bretterwände, mit Eisenblech beschlagen, besitzen nicht genügend Widerstand im Feuer, da das Holz um die Befestigungsnägel herum verkohlt und infolgedessen die Blechverkleidung, wie oft beobachtet wurde, herabfällt.

Die gute Isolierung aller Wärmequellen ist schon im Interesse der Ökonomie an Brennstoff erforderlich. Die Kessel, die Rohrleitungen, Maschinen usw. sind nicht nur sorgfältig mit Wärmeschutzmasse zu bekleiden, es ist auch Sorge zu tragen,

daß dieser Wärmeschutz durch Stöße, Feuchtigkeit, Hantierung mit der Ladung nicht zerstört und bei Abnutzung rechtzeitig ersetzt werde. Daß die Wärmeschutzmasse unverbrennlich sein muß, ist eigentlich selbstverständlich, und dennoch sind Brände auf das Entflammen von Wärmeschutzmasse zurückzuführen.

Mit Feuerlöscheinrichtungen für Schiffe ist im letzten Jahrzehnt viel experimentiert worden; es war für Erfinder ein dankbares Feld. Vom Wasser ist man zum Dampf, vom Dampf zum Gas übergegangen, und auf den neuesten Schnelldampfern hat man Berieselungsanlagen, die automatisch in Tätigkeit treten, vorgesehen. Gerade bei der Feuergefahr, die unerwartet und meist zur ungelegenen Zeit zum Ausbruch kommt, ist die stete Aufmerksamkeit der Schiffsbesatzung nicht zu ersetzen und schließlich wird jede gut durchdachte Löscheinrichtung gut funktionieren, wenn die Mannschaft durch regelmäßige Übung und gelegentlichen Alarm mit der Situation und der Handhabung aller Teile vertraut ist.

8. Untergang.

Bei den bisher betrachteten Schiffshavarien war das Gefahrmoment an eine Verletzung des Schiffskörpers gebunden, und der Untergang des Schiffes stellte nur eine Folge — den ungünstigsten Ausgang — der Havarie dar. Zweifellos wird dieser letzte Abschluß einer Katastrophe auf See geringeres praktisches Interesse besitzen als die unmittelbare Veranlassung dazu. Jedoch begegnen wir bei Betrachtung des Kenterns Gefahrverhältnissen, die oftmals ohne irgendeine äußere Beschädigung des Schiffes ausgelöst werden, teilweise schon von Haus aus ruhend vorhanden sind, stets aber in Verbindung mit einer der besprochenen Havarien die vollkommene Vernichtung des Schiffes in bedenklichste Nähe rücken.

Aus diesem Grunde erweisen sich die Berechnungen der Displacements- und Trimmverhältnisse, der Längs- und Querstabilität von besonderem Nutzen, wenn sie auf das lecke Schiff angewendet werden. Der Konstrukteur hat es jedoch von vornherein keineswegs in der Hand, die Schwimm- und Stabilitätsverhältnisse seines Projektes wesentlich zu beeinflussen. Beim Frachtdampfer sind diese ohnehin fast ausschließlich von der Stauung der Ladung abhängig, und der Konstrukteur kann höchstens Grenzfälle berechnen, die der Praxis des Schiffsbetriebs ziemlich weiten Spielraum lassen. Der eine Grenzfall behandelt gewöhnlich das unbeladene Schiff, während bei dem anderen Extrem homogene Ladung bei Eintauchung bis zur Tiefadellinie und vollen Räumen vorausgesetzt wird. Beim großen Passagierdampfer sind die Stabilitätsverhältnisse durch die Anforderungen des Reeders an Geschwindigkeit und Höhengausnutzung sowie durch Rechnen mit den Ansprüchen

des reisenden Publikums an die Annehmlichkeit der Schiffsbewegung in bewegter See so gut wie eindeutig festgelegt, und zwar im Sinne eines noch eben zulässigen Minimalbetrags. Bessergestellt in dieser Beziehung ist der Konstrukteur von Kriegsschiffen; er hat von vornherein mit einem gewissen Überschuß an Standfestigkeit zu rechnen, damit das noch schwimm- und kampffähige Schiff nicht infolge einer geringfügigen Verletzung in der Schwimmebene vorzeitig durch Kentern an den Grund geht. Auch bei dem Passagierschiff muß das erstrebenswerte Ziel sein, daß die Stabilität sich nicht früher als die Schwimmfähigkeit erschöpfe.

Es bestehen dreierlei Möglichkeiten des Schiffsuntergangs:

1. Das Schiff kann, sich gleichmäßig mit Wasser füllend, parallel wegsinken.
2. Es kann sich vorn oder hinten eher füllen und demgemäß um die Querachse kentern.
3. Es kann infolge seitlicher Einflüsse beim Vollaufen die Querstabilität einbüßen und um die Längsachse kentern.

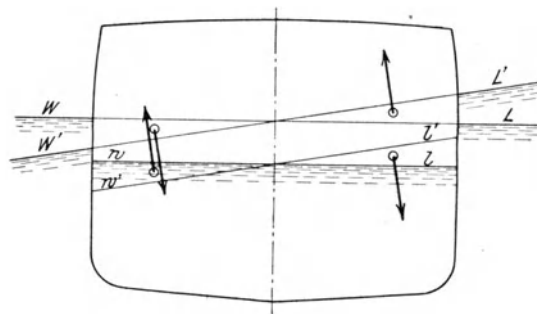


Abb. 48.

Der erste Fall hat zur Voraussetzung, nicht nur daß alle Längs- und Querräume gleichmäßig vollaufen, sondern, daß das Eindringen des Wassers auch möglichst in der Symmetrieebene des Schiffes stattfindet; denn schon das Einströmen durch ein seitliches Leck bedingt ein Neigungsmoment, das bei der sich stetig vermindernden Stabilität schließlich ein Kentern anstatt eines parallelen Wegrückens herbeiführen wird.

In Abb. 48 stellt die Linie \overline{wl} den Horizont des eingedrungenen Wassers dar, während die Linie \overline{WL} eine Schwimmebene des sinkenden Schiffes veranschaulicht. Sobald sich die beiden Ebenen \overline{wl} und \overline{WL} genügend genähert haben, sind bei eingetretener Neigung des Schiffes die ein- und austauchenden Keilstücke des eingedrungenen und des umgebenden Wassers einander gleich, jedoch in ihrem Drehsinn entgegengesetzt gerichtet, so daß sich die aufrichtende Wirkung der Keilstücke der Schwimmebenen $\overline{WL} - \overline{W'L'}$ gegen die kenternde Wirkung der Keilstücke $\overline{wl} - \overline{w'l'}$ aufhebt und mithin die Formstabilität gleich Null ist. Beim normalen

Seeschiff liegt der System- \odot stets über dem Auftriebs- \odot des intakten Displacements; füllt sich ein solches Schiff mit Wasser, so kann nur unter außergewöhnlichen Umständen — Fehlen von Seegang und Wind — die soeben erörterte instabile Gleichgewichtslage überwunden werden, und das Schiff sinkt dann im Zustand der absoluten Gewichtsstabilität an den Grund. Zuweilen kann auch bei bereits eingetretener erheblicher Schlagseite der Zustand absoluter Gewichtsstabilität erreicht werden: das Schiff richtet sich dann plötzlich auf, um gleich danach in aufrechter Lage zu versinken.

Die zweite Art des Untergangs — das Kentern über den Vor- oder Achtersteven — tritt ein, wenn das Wasser durch ein nahe der Symmetrieebene gelegenes Leck im Vor- oder Hinterschiff eindringt und sich hierdurch die Längsstabilität erschöpft. Das Schiff nimmt dann eine so große Trimmlage an, daß schließlich das

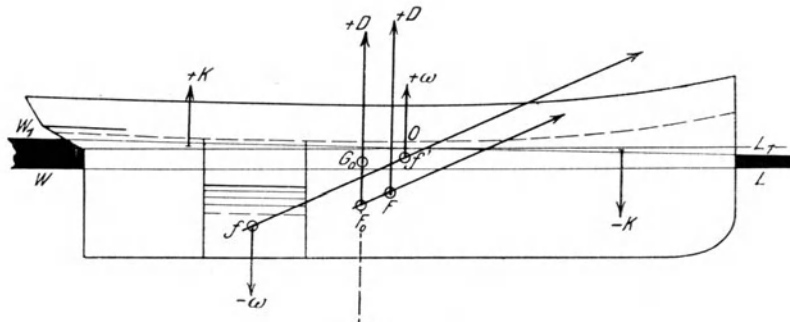


Abb. 49.

Wasser über die Backe oder das Heck in die unteren Räume fließt. In Abb. 49 ist die Entstehung des Trimmmomentes veranschaulicht: das wegfallende Displacement — w des vollaufenden Raumes verschiebt sich nach der Schwimmbene, im Schwerpunkt f' derselben nach oben wirkend. Parallel der Geraden ff' verschiebt sich der Auftriebs- \odot F_0 nach F um die Strecke

$$F_0 F = ff' \cdot \frac{w}{D}$$

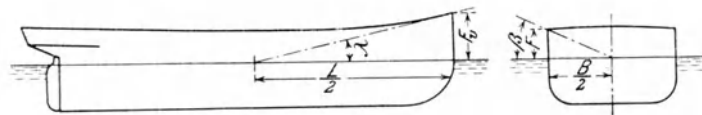
Unter dem Einfluß des Kräftepaars $\pm w$ trimmt das Schiff um einen solchen Winkel ψ , daß die Kräfte $\pm K$ der ein- und austauchenden Keilstücke ein dem trimmenden Moment $\pm D$ entgegengesetzt gleiches Paar bilden. Die Beflutung verursacht eine Verkleinerung der metazentrischen Höhe MG_L und eine Verschiebung des Schwerpunkts der Schwimmbene in entgegengesetztem Sinne der Lage des lecken Raumes. Der erste Umstand bedingt eine Vergrößerung des Trimmwinkels ψ , während der zweite Punkt eine Verteilung des Gesamtauchungsänderung zu Ungunsten der von der Havarie betroffenen Schiffshälfte der Länge nach

zur Folge hat. Somit kann die Trimmänderung bei leckem Schiff nicht verglichen werden mit einer einfachen Gewichtsverschiebung an Bord; diese letztere würde ein viel zu günstiges Bild ergeben.

Im allgemeinen wird der Bereich der Längsstabilität überschätzt. Dies ist darauf zurückzuführen, daß die metazentrische Höhe für die Querachse ($\overline{MG_L}$) außerordentlich viel größer ist, als diejenige für die Längsachse ($\overline{MG_B}$), was zu dem Trugschluß verleitet, als ob die Längsstabilität bedeutend besser gesichert sei als die Querstabilität. Hierbei wird meist übersehen, daß der Trimmwinkel bis zum Eintauchen von Back oder Poop erheblich kleiner ist als der Krängungswinkel bis zum Zuwasserkommen der Decksseite. In Tabelle Nr. 13 sind die Trimm- und Krängungswinkel, bei denen das oberste Deck zu Wasser kommt, für einige Schiffe zusammengestellt.

Tabelle Nr. 13.

	Trimmwinkel λ				Krängungswinkel β				$\frac{\beta}{\lambda}$
	bei dem das Deck zu Wasser kommt								
	$L/2$ m	F_v m	$\text{tg } \lambda$	λ	$B/2$ m	F m	$\text{tg } \beta$	β	
Großer Schnell- dampfer . . .	115,82	10,70	0,0925	5° 17'	13,41	7,65	0,571	29° 43'	6,18
Passagier- u. Fracht- dampfer	90	10,0	0,111	6° 20'	10,60	3,94	0,372	20° 23'	3,35
Frachtdampfer	70,5	6,0	0,085	4° 41'	8,75	3,36	0,384	21° 0'	4,52
Fischdampfer	20	2,2	0,110	6° 17'	3,40	0,75	0,221	12° 30'	2,01



Die häufigste Art des Schiffsuntergangs ist das Kentern um die Längsachse (querschiffs). Die Fälle gehören glücklicherweise zu den Seltenheiten, daß heutzutage ein Schiff bei unverletzter Bordwand kenterte. In den siebziger Jahren waren die schmalen Dreidecker dem Untergang durch Kentern in großer Zahl zum Opfer gefallen. Nicht weniger als 16,6 % wurden als vermißt oder untergegangen registriert. Die Ursache dieser Erscheinung lag in der irrtümlichen Ansicht begründet, daß die Breite des Schiffes zur Verwirklichung einer erstrebten Geschwindigkeit aufs äußerste zu beschränken sei, so daß solche Schiffe unstabil wurden, wenn sie mit homogener Ladung in vollen Räumen fuhren.

Daß schon hartes Ruderlegen bei Schiffen geringer Stabilität zum Kentern führen kann, haben die im Jahre 1877 in Frankreich mit dem Küstenpanzer „Tonnère“ angestellten Versuche ergeben. Desgleichen wiesen die Linienschiffe „Hoche“, „Neptune“, „Magenta“ und „Morceau“ bei Hartruderlage eine Schlagseite bis zu 15° auf und zwangen zu umfangreichen Umbauten. Nach seinem Zusammenstoß mit „Camperdown“ kenterte das englische Panzerschiff „Victoria“ in dem Augenblick, als der Kommandant den Befehl gegeben hatte, den Kurs auf das Ufer zu nehmen. Eine große Zahl von Kriegs- und Handelsschiffen aller Länder befindet sich nach geringfügiger Verletzung der Außenhaut unter Wasser oder im Bereich der Schwimmebene in dem gleichen gefährlichen Zustand, so daß, wenn ein solches Schiff nach einer Havarie auch noch schwimmend bleibt, doch seine Bewegungsfähigkeit aus Gründen der Stabilität aufs äußerste beschränkt ist.

Daß Schiffe aus mangelnder Stabilität zugrunde gegangen seien, wird, wie bereits früher erwähnt, in den Statistiken nur in besonderen Fällen angegeben. Solange ein Schiff unversehrt ist, und es genügend Freibord besitzt, ist in der Tat die Gefahr des Kenterns außerordentlich gering. Die metazentrische Höhe kann in diesem Falle sogar Null oder negativ sein, ohne daß eine Gefahr besteht. Ganz anders bei havariertem Schiff. Sobald durch ein Leck Wasser in das Schiff einströmt, vermindert sich die Stabilität in erheblichem Maße, und das Schiff nimmt infolge Wegfalls des Auftriebsdruckes an der Leckstelle und unter Einwirkung des einseitig einströmenden Wassers eine Schlagseite an. Es ist vielfach die Ansicht verbreitet, als ob durch das einströmende Wasser die Lage des System- \odot des Schiffes beeinflußt würde in dem Sinne, daß er sänke, weil ja unten in das Schiff Wasser hinein gekommen sei. Diese Ansicht scheint mir insofern nicht unbedenklich, als ein Sinken des System- \odot leicht die Vorstellung von einer Vergrößerung der Stabilität erweckt. Ich vertrete daher den Standpunkt, daß durch das Leck und das damit verbundene Wassereinströmen die Lage des System- \odot in keiner Weise beeinflußt wird, ebensowenig wie sich das Gewicht des Schiffes infolge der Havarie ändert; das Wasser ist mit dem Schiff nicht fest verbunden, hat vollkommene Bewegungsfreiheit und kann daher die Lage des System- \odot nicht beeinflussen. Dagegen wird der Auftriebs- \odot und die Lage des damit verbundenen Metazentrums in Mitleidenschaft gezogen: der Auftriebs- \odot steigt, weil sich das wegfallende Displacement des lecken Raumes nach der Schwimmebene zu verschiebt und der metazentrische Radius \overline{MF} verkürzt sich durch den Wegfall eines Teiles der Schwimmebene.

Bedeutet:

1. $\overline{M_0G_0}$ die anfängliche metazentrische Höhe,

2. $h = \frac{\omega}{D} \left(\frac{\mathcal{A}T}{2} + T - \eta \right)$ das Steigen des Auftrieb- \odot , worin bedeutet:
 ω = Inhalt des lecken Raumes, $\mathcal{A}T$ die Tiefertauchung, T den Tiefgang,
 η \odot -Abstand über Kiel des lecken Raumes,
3. $r_0 - r = \frac{i}{D_0}$ die Verminderung des metazentrischen Radius (bei symmetrisch liegendem leckem Raum),

so berechnet sich die neue metazentrische Höhe aus der Gleichung:

$$\overline{MG}_0 = \overline{M}_0 \overline{G}_0 + h - (r_0 - r)$$

Besonders bei Beginn des Einströmens von Wasser durch ein Leck ist die Verminderung der anfänglichen metazentrischen Höhe erheblich, da die Größe $(r_0 - r)$ im Anfangszustand gewöhnlich wesentlich größer ist als das Steigen h

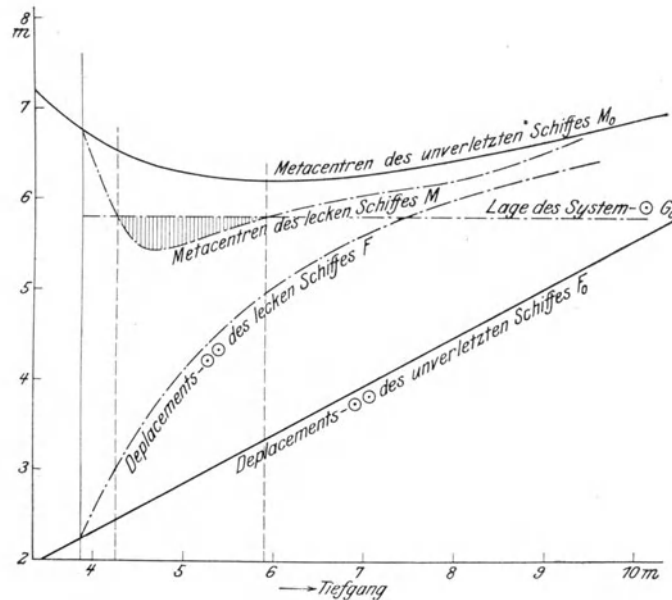


Abb. 50.

des Displacement- \odot . Zeitweilige Unstabilität kann hierbei eintreten. In Abb. 50 sind die Verhältnisse eines lecken Schiffes im Vergleich zum intakten Schiff dargestellt; aus dem Diagramm ist ersichtlich, daß die metazentrische Höhe von ca. 4,2 m bis 5,9 m Tiefgang negativ wird, um alsdann wieder langsam anzusteigen: das starke Ansteigen der Displacement- \odot -Kurve des lecken Schiffes gegenüber der des unverletzten Schiffes ist nicht hinreichend, um ein Unterschneiden der Kurven der Metacentren unter die die unveränderte Lage des System- \odot darstellende Parallele zu verhindern. Unter dem Einfluß mangelnder Anfangsstabilität sind erhebliche seitliche Neigungen des Schiffes zu erwarten, so daß ein Übergehen der Ladung,

Zuwasserkommen von Seitenfenstern und Decksöffnungen sowie schließlich Überfluten des Schottendecks die Folge sein können, und das Schiff die Zone der wieder anwachsenden metazentrischen Höhe gar nicht mehr erreicht, sondern vorher kentert. Selbst nach Eintritt einer positiven metazentrischen Höhe kann sich die Krängung noch vergrößern, da der Auftriebs- \odot des übergeneigten Schiffes seitlich der Symmetrieebene liegt und für die Herstellung des Gleichgewichtes nur notwendig ist, daß er in eine Vertikale mit dem System- \odot fällt. Es nützt also wenig, wenn ein Schiff rechnungsmäßig die Aussicht hat, nach einer Periode der Unstabilität wieder stabil zu werden; es muß vielmehr zur Sicherung genügender Leckstabilität die metazentrische Höhe von vornherein so groß gewählt werden, daß im Überflutzustand eine Zone der Unstabilität des lecken Schiffes unmöglich ist, damit das aufrichtende Moment des Auftriebs dem neigenden Moment des einfließenden Wassers die Wage halten kann. Es ergibt sich somit für jedes Schottensystem eine minimale metazentrische Höhe, und ein Schottensystem ohne Angabe derselben hat nur bedingten Wert, denn gerade für den Havariefall, für den die Schottenteilung vorhanden ist, fehlt das wichtigste Kennzeichen der genügenden Standfestigkeit bei hinreichend gesicherter Schwimmfähigkeit.

Woran liegt es nun, daß zuweilen einem Schiff schon vonhaus aus eine offenbar zu geringe Stabilität zugeteilt wird? Weder der Reeder noch der Schiffbauer, am wenigsten die Passagiere haben ein Interesse daran, bei dem gegenseitigen Abwägen aller Konstruktionsbedingungen gerade eine der fundamentalsten Anforderungen — genügende Standfestigkeit — hintangesetzt zu sehen. Es liegt meines Erachtens daran, daß es bei der Zumessung und Bewertung der Anfangsstabilität an einem zuverlässigen Vergleichsmaßstab fehlt und daß, zweitens, der Stabilitätsbereich bei großen Neigungen zu günstig bewertet wird.

Die Bewertung der Anfangsstabilität erfolgt auf Grund des Maßes der metazentrischen Höhe. Diese läßt willkürlicher Auslegung einen weiten Raum, ist doch die metazentrische Höhe eines Ruderbootes größer als die eines Schnelldampfers! Da es sich bei der Bewertung der Anfangsstabilität stets um das Maß der Überneigung unter der Wirkung irgendeines krängenden Einflusses handelt, so liegt es nahe, das Schiff mit einer Wage zu vergleichen und die Empfindlichkeit ε , wie es in der Wägetechnik üblich ist, als Wertmaß für die Anfangsstabilität in Vorschlag zu bringen.

Die Empfindlichkeit einer Wage definiert sich als das Verhältnis des kleinen Ausschlagwinkels des Wagebalkens zu dem kleinen Gewicht, das den Ausschlag hervorgebracht hat, also:

$$\varepsilon = \frac{d\varphi}{dp}$$

ε des Schiffes bestimmt sich aus der Differentiation von:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{p \cdot l}{M \bar{G} (D + p)};$$

es folgt:

$$\varepsilon = \frac{d\varphi}{dp} = \frac{l \cdot \cos^2 \varphi}{M \bar{G} \cdot D \left(1 + \frac{p}{D}\right)}$$

Für sehr kleine Werte von p und φ , die für die Anwendung der metazentrischen Höhe Voraussetzung sind, ist:

$$1) \cos \varphi = 1; \quad 2) \frac{p}{D} = 0.$$

Daher:

$$\varepsilon = \frac{l}{M \bar{G} \cdot D}$$

Hierin noch für den Hebelsarm l seinen größtmöglichen Wert $B/2$ eingesetzt, ergibt schließlich:

$$\varepsilon_B = \frac{B}{2 M \bar{G}_B \cdot D}$$

In gleicher Weise läßt sich die Empfindlichkeit der Längsstabilität bestimmen, nämlich:

$$\varepsilon_L = \frac{L}{2 M \bar{G}_L \cdot D}$$

Um ganze Zahlen zu haben und um an Stelle des reziproken Verhältnisses den Vorteil des direkten Vergleiches zu setzen, ist es besser, die Werte $1/\varepsilon_B$ und $1/\varepsilon_L$ — die Unempfindlichkeit — als Vergleichswerte zu wählen. In Tabelle Nr. 14 sind diese Werte für eine Reihe von Schiffe ausgerechnet, um einen Überblick über die Wirkung der Formeln zu geben. Die dort gemachten Angaben über D , L , B und $M \bar{G}$ sind größtenteils der Literatur entnommen, so daß ihnen nur eine bedingte Zuverlässigkeit beizumessen ist. Insbesondere sind die Werte von $M \bar{G}_L$, soweit sie nicht bekannt waren, durch angenäherte Berechnung bestimmt. Ein Blick auf die Tabelle lehrt, wie scharf sich die einzelnen Schiffsklassen nach dem Grad ihrer Unempfindlichkeit gegen Neigung einordnen lassen.

Über die Bewertung des Stabilitätsbereiches nach der Hebelsarmkurve habe ich mich bereits früher (s. Jahrbuch 1915 S. 398) geäußert. Der Stabilitätsbereich eines Schiffes hängt ab von der Anfangsstabilität und der Größe des Freibords. Der wohltätige Einfluß einer Vergrößerung des Freibords auf den Bereich der Stabilitätskurve kann nicht genug hervorgehoben werden. Die verhältnismäßig geringeren Verluste an Spardeckschiffen gegenüber den Dreideckschiffen sind auf

Tabelle Nr. 14.

Unempfindlichkeit der Schiffe gegen Neigung

Lfd. Nr.	Name des Schiffes	längsschiffs $1/\epsilon_L = \frac{2MGL \cdot D}{L}$			querschiffs $1/\epsilon_B = \frac{2MGB \cdot D}{B}$			
		Deplace- ment in Tonnen	MGL m	L m	$1/\epsilon_L$	MGB m	B m	$1/\epsilon_B$
Handelsschiffe								
1	Imperator	55 000	430	268,22	176 200	0,900	29,26	3370
2	Titanic	55 000	410	259,08	174 000	0,600	28,04	2355
3	Aquitania	49 430	450	263,65	168 800	1,219	29,565	4070
4	Lusitania	41 440	330	231,65	117 800	1,067	26,82	5940
5	George Washington	46 000	245	212,60	106 000	0,650	23,78	2510
6	Berlin	25 500	235	179,2	66 900	0,75	21,20	1800
7	Great Eastern . . .	25 000	400	207,25	96 600	2,652	25,14	5275
8	Campania	21 628	250	182,88	59 200	0,533	19,812	1165
9	Kaiser Wilhelm der Große	21 000	260	191,7	56 900	0,18	20,11	376
10	Kap Finisterre . . .	20 000	235	170,08	55 300	0,50	19,81	1010 ¹⁾
		17 000	280		56 000	0,35		601 ²⁾
11	Rhein	18 000	193	152,4	45 600	0,811	17,68	1650
12	Kronprinz	10 000	154	124,97	24 650	0,67	14,63	916
13	Therapia	7 170	123	107,23	16 430	0,48	13,47	511
14	Nuen Tung	2 360	105	76,20	6 510	0,85	10,36	387
15	Kl. Passagier- dampfer	650	58	50,0	1 508	0,65	8,45	100
16	Tonnenlager	390	42	40,0	819	0,355	7,00	40
17	Feuerschiff	328	34	35,5	628	0,425	6,80	41
18	Hecht	252	175	54,86	1 610	1,140	6,20	94
19	Peilbarkasse	49	15	17,00	86,5	0,390	4,00	10
20	Dampfbeiboot	23	14	15,00	42,9	0,424	3,30	6
Kriegsschiffe								
1	Linienschiff	30 000	225	188	71 800	2,50	31	4840
2	„	20 000	170	150	45 300	2,30	27	3410
3	„	10 000	120	110	21 850	1,10	20	1100
4	Kreuzer	10 000	145	124	23 400	0,85	20,4	834
5	„	5 000	230	140	16 420	1,00	14	714
6	Kanonenboot	1 000	105	66	3 180	0,70	9,5	147
7	Torpedoboot	570	140	69,0	2 315	0,75	8,2	104

1) Ausreise. — 2) Ankunft.

den größeren Freibord der Spardeckschiffe zurückzuführen. Mag nun unter dem Einfluß einer reichlich bemessenen Anfangs stabilität und genügend großen Freibords die Stabilitätskurve noch so günstig verlaufen, es darf nicht außer acht gelassen werden, daß die Stabilitätskurve nur über die aufrichtenden Momente des Schiffes selbst etwas aussagt. Die umstürzenden Momente der äußeren Kräfte sind in dem Stabilitätsdiagramm nicht zum Ausdruck gebracht. Hierüber a priori eine Annahme zu machen, wird in den meisten Fällen nicht möglich sein. Es darf jedoch ohne weiteres angenommen werden, daß, wenn auf ein Schiff von außen her — etwa durch Windstoß, Seegang, übergehende Ladung, Ruderlegen usw. — solche kenternenden Einflüsse einwirken, diese einige Zeit konstant andauern werden. Diese Annahme, welche sich mit der alltäglichen Beobachtung deckt, und die vom Standpunkt der Vorsicht geboten ist, bedingt, daß der Kulminationspunkt C (1. Abb. 51) der Stabilitätskurve als Kenterpunkt zu bewerten ist: Sobald sich ein Schiff

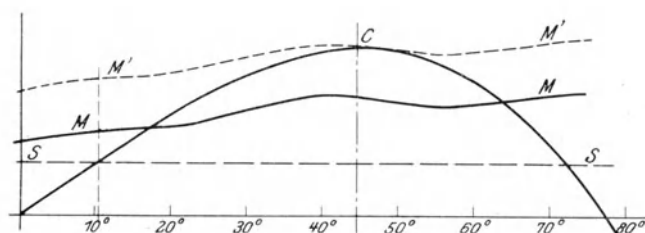


Abb. 51.

unter dem Einfluß eines kenternenden Momentes, das einige Zeit konstant andauert, bis über den dem Kulminationspunkt der Stabilitätskurve entsprechenden Neigungswinkel überlegt, ist das Kentern unausbleiblich. Unter Berücksichtigung dieser Tatsache ist das Kentern vieler Schiffe, bei denen die Stabilitätskurve einen Bereich von 70 bis 90°, ja noch mehr, hatte, erklärlich. An und für sich ist es ein Unding, von einem Stabilitätsbereich von über 45° zu sprechen, weil ein solcher praktisch unmöglich ist; durch obige Begrenzung wird den tatsächlichen Verhältnissen Rechnung getragen.

Hat ein Schiff von vornherein eine Schlagseite, so ist seine Stabilität im ungünstigen Sinne beeinflusst. Zwar bedeutet eine kleine Schlagseite noch keine unmittelbare Gefahr für ein sonst stabiles Schiff; die Gefahr ist aber eingeleitet, das Gleichgewicht, für welches das Schiff normalerweise gebaut ist, — gestört. In Abb. 51 entspricht dem Zustand der Schlagseite die punktierte Gerade S — S'; ein beliebiges kenternendes Moment, das bei aufrechter Lage des Schiffes den Verlauf M — M' hatte, verschiebt sich im Zustand der Schlagseite etwa in die Lage M' — M' und

kann hier ein Kentern herbeiführen, während es im Zustand der unveränderten Gleichgewichtslage anstandslos von dem Schiff ertragen wurde.

Um die Schwimmfähigkeit eines Schiffes auch im lecken Zustand in bestimmten Grenzen zu sichern, ist erforderlich, den verloren gegangenen Auftrieb des lecken Raumes aus dem Reserveauftrieb des über Wasser befindlichen Schiffskörpers zu ersetzen. Der hierdurch bedingte Freibord übt, wie wir gesehen haben, auch auf die Stabilitätsverhältnisse einen günstigen Einfluß aus. Während jedoch der Auftrieb durch die Tiefertauchung ohne weiteres die ursprüngliche Größe wieder erreicht, erfährt die Stabilität durch die Tiefertauchung des Schiffes unter allen Umständen eine Verminderung: die Stabilitätskurve des lecken Schiffes verläuft flacher und schneidet die Abszissenachse früher als die Stabilitätskurve

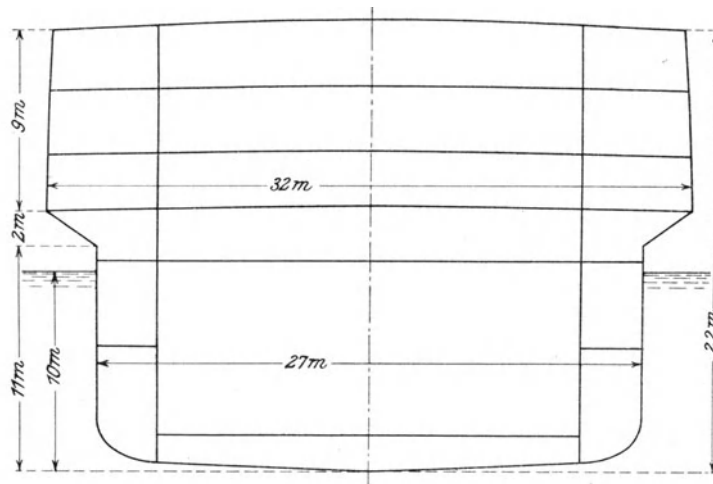


Abb. 52.

des intakten Schiffes. Die einzige Möglichkeit, die Stabilität auch bei leckem Schiff unversehrt zu erhalten, bestände in der konstruktiven Maßnahme, das Schiff über Wasser breiter zu machen als unter Wasser, etwa in der Art wie jetzt die Hafen- und Eisenbahnfähren gebaut werden. Hierdurch wäre es möglich, dem lecken Schiff einen solchen Stabilitätsbereich zu sichern, der sich nur unwesentlich von dem des unversehrten Schiffes unterscheidet und praktisch diesem gleichgesetzt werden könnte. In Abb. 52 ist der Hauptspantriß dieser Idee skizziert. Ein derartig gebautes Schiff würde außerdem, nach Art der auf Abb. 28 dargestellten Kollisionshavarie, eine wesentliche Sicherheit gegen Verletzung der Bordwände bei einem Zusammenstoß bieten, wenn der über das lebende Werk hervorstehende Teil nicht unter 2,5 m beträgt. Es versteht sich von selbst, daß ein derartiger Vor-

schlag nur in Frage kommen kann für Schiffe, deren Gesamtbreite sich in den Grenzen der Dockmöglichkeit hält, und dessen Schwingungsverhältnisse so reguliert werden können, daß sie zum mindesten nicht ungünstiger werden als für das Schiff gleichbleibender Breite. Es darf jedoch ausgesprochen werden, daß bei Synchronismus zwischen dem Impuls der Wellen und der Schwingungsperiode des Schiffes, ein Fahrzeug mit ausfallenden Bordwänden das Anwachsen der Schwingungsausschläge durch den (intermittierenden Einfluß des eintauchenden Ausbaus zum Abklingen bringt; die Divergenz der Periode des Schiffes und der Wellen wird immer beträchtlicher, bis das Schiff ruhig wird, um alsdann durch die

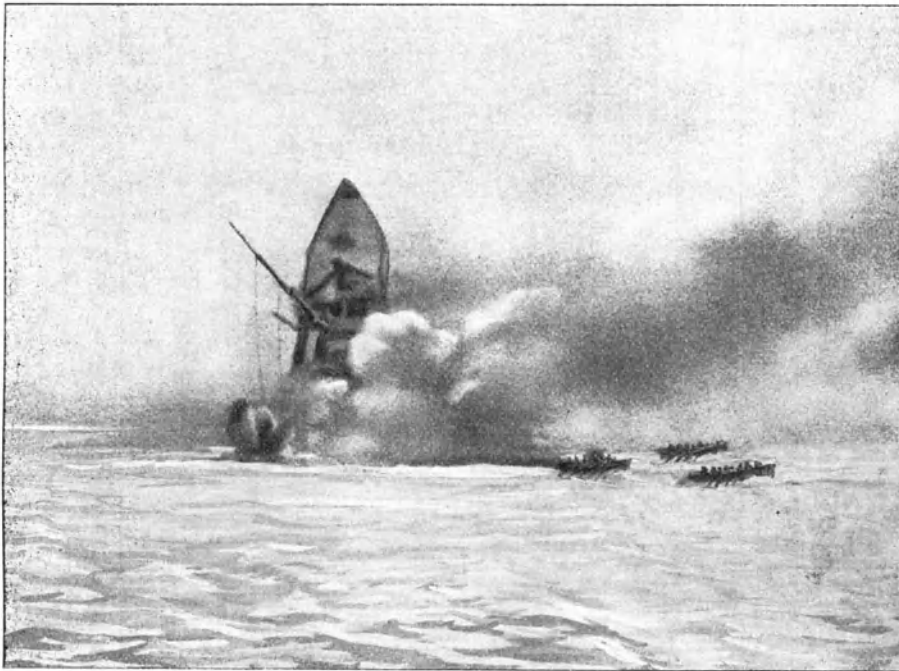


Abb. 53.

aufeinander folgenden Wellenimpulse von neuem in Schwingungen von zunehmender Amplitude versetzt zu werden. Bei graden Bordwänden ist dieser beruhigende Einfluß nicht vorhanden, oder er tritt erst in die Erscheinung, wenn das Deck zu Wasser kommt, also dann, wenn bereits unerwünscht große Ausschläge eingetreten sind.

Zur Illustration des Kenterns solcher Schiffe ist in Abb. 53 ein über den Achtersteven kenternder Transportdampfer dargestellt, während Abb. 54 als Beispiel für ein querkenterndes Schiff dienen kann. Ein Kriegsschiff mit seinen zahlreichen Längsschotten und unsymmetrisch liegenden Räumen wird eher die Tendenz des

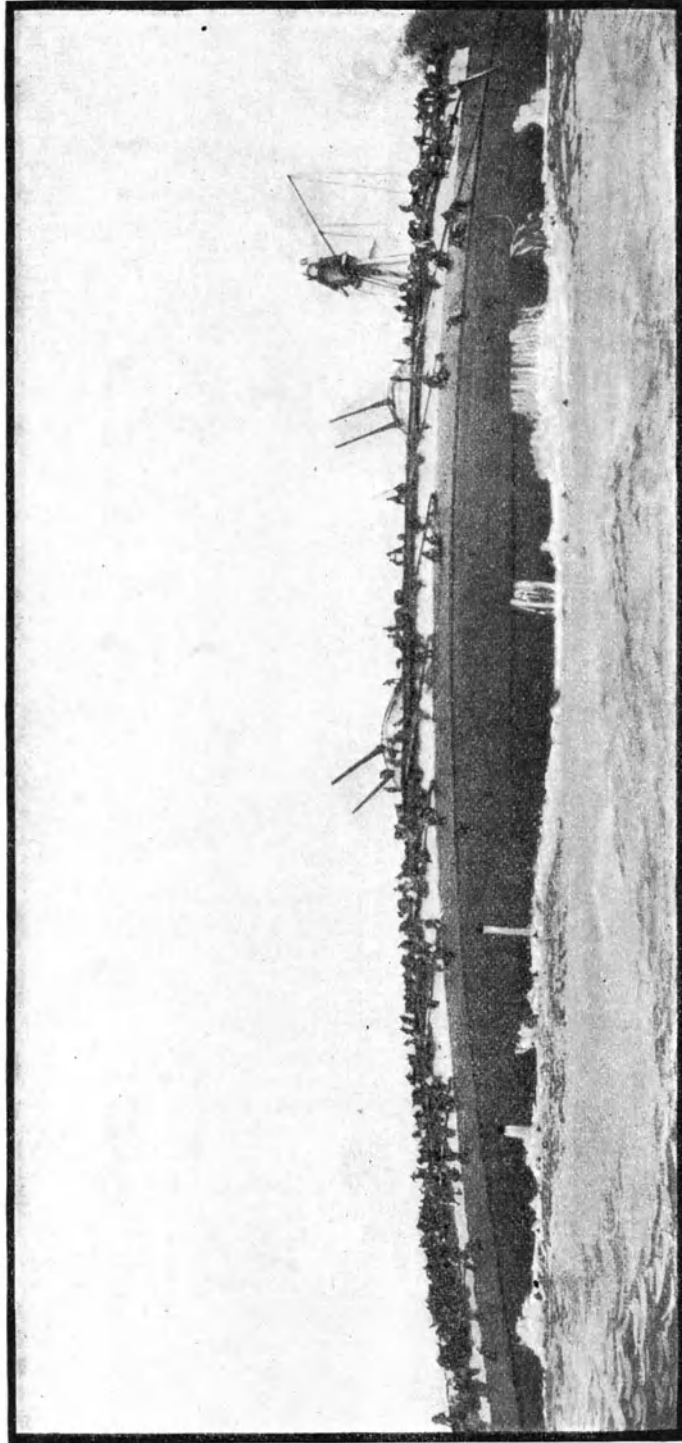


Abb. 54.

Querkenterns haben als ein Handelsschiff, bei dem sich die Beflutung von Bord zu Bord erstreckt. Das aus der lecken Außenhaut des sinkenden Schiffes strömende Wasser deutet darauf hin, daß die Verminderung der Stabilität infolge Überflutung sehr beträchtlich war.

Schluß.

Der vorstehende Überblick über Ursache und Wirkung der wesentlichsten Schiffsunfälle sollte dazu beitragen, die Erörterung dieses wichtigen Teils der Schiffbautechnik im Fluß zu erhalten. Ebenso wie in der Heilkunde die Pathologie eine der Grundlagen der Therapie ist, so könnte auch die Lehre von den Gebrechen und Havarien der Schiffe einer der systematisch zu behandelnde Ausgangspunkt für die Verbesserung und Veredelung der schiffbaulichen Konstruktionen werden. An der Tatsache ist selbstverständlich nicht zu rütteln, daß die schwersten Heimsuchungen stets den stärksten und fruchtbarsten Antrieb zu Verbesserungen auf schiffbautechnischem Gebiete gegeben haben und daß auch minder folgenschwere Mißerfolge, wie auf allen anderen Gebieten, so auch im Schiffbau eine ständige Korrektur und Verbesserung aller Einzelheiten nach sich ziehen. Es fragt sich aber, ob es nicht praktischen Wert hätte, den Erfahrungen des Schiffsbetriebs eine breitere und damit sicherere Basis zu geben. Je mehr Köpfe sich an der Vervollkommnung einer Sache beteiligen, desto schneller und erfolgreicher wird sie gefördert. Heute liegen im Schiffbau die Verhältnisse so, daß die Erfahrungen des Handelsschiffbaus in den Bauvorschriften der Klassifikationsgesellschaften ihren Niederschlag finden. Der Konstrukteur hat in den seltensten Fällen Gelegenheit, sich von dem Erfolg oder Mißlingen seines Bauwerks oder von Teilen desselben zu überzeugen, und doch schreitet die technische Entwicklung schneller vorwärts, als jene Vorschriften folgen können. Es ist m. E. nötig, daß die praktischen Betriebserfahrungen mehr wie bisher der Gesamtheit der Schiffbauingenieure zugänglich gemacht werden, um von ihnen aus auch auf direktem Wege dem Schiffbau und der Schifffahrt zugute zu kommen. Dies kann geschehen:

1. indem Erfahrungen und Mißerfolge auf den einzelnen Gebieten systematisch gesammelt, beschrieben und mit Abbildungen versehen werden;
2. indem ein Museum oder eine Sammlung für das Gebiet der praktischen Betriebserfahrungen auf schiffbautechnischem Gebiete eingerichtet wird;
3. indem für die Studierenden des Schiff- und Schiffmaschinenbaufaches eine mehrwöchentliche Seefahrtszeit obligatorisch in das praktische Jahr einbegriffen

und auch ausübenden Ingenieuren die Möglichkeit einer gelegentlichen Studienreise auf See gegeben wird.

Es würde mir eine Genugtuung sein, wenn die heutigen Ausführungen des Vortrags zur Verwirklichung dieser Gedanken beitragen könnten.

Nach Friedensschluß treten wieder große Aufgaben an den deutschen Schiffbau heran, so umfangreich, daß man von einem Wendepunkt wird sprechen können. Bei solcher Gelegenheit ist es geboten, zu prüfen und zu sichten.

Diskussion.

Herr Schiffbau-Ingenieur B u c h s b a u m - Berlin:

Meine sehr geehrten Herren! Herr Achenbach hat in seinem mündlichen Vortrage an seiner Statistik eine Änderung vorgenommen, indem er darauf aufmerksam gemacht hat, daß doch wohl die Fische nicht der Grund für den Verlust der Fischdampfer sind. Ich hätte gewünscht, daß er diese Änderung auch auf seine Angaben über feuergefährliche Ladungen ausgedehnt hätte. Es ist ja wahrscheinlich auch nicht die Fischladung schuld daran, daß auf den Fischdampfern so häufig Brände ausbrechen. Auch für diese Erscheinung liegen andere Gründe vor.

Ich gehe nun auf seine Ausführungen, soweit sie die Festigkeit betreffen, ein. Aus der Fülle der Punkte, zu denen ich etwas zu sagen hätte, kann ich nur einige herausgreifen.

Herr Achenbach spricht von der Stoßwirkung bei Trägern. Ich setze es als bekannt voraus — deshalb will ich auch seine Entwicklung nicht kritisieren —, daß ein elastischer Träger mehr geeignet ist, dem Stoß ohne Schädigung zu widerstehen, als ein starrer; d. h. also: je größer das Trägheitsmoment eines Trägers ist, um so ungeeigneter ist er an sich, Stöße aufzunehmen. Das ist jedoch, so allgemein gesprochen, nur richtig, solange es sich um Träger handelt, die für sich allein dastehen. Im Schiffbau liegt die Sache wesentlich anders. Ich hätte gewünscht, Herr Achenbach wäre etwas weiter in die Tiefe gegangen und nicht so sehr an der Oberfläche geblieben. Der Träger im Schiffbau, z. B. ein Spant, soll doch noch etwas anderes leisten als nur selbst vor Zerstörung bewahrt bleiben, wenn ihn ein Stoß trifft. Das Spant soll die Außenhaut, der Balken das Deck stützen. Das Problem liegt ähnlich wie das Problem eines Deckbalkens, der durch einen Unterzug gestützt wird. Wenn der Unterzug nicht ein gewisses Maß von Steifigkeit hat, ist er für die Unterstützung des Deckbalkens wertlos. Hier handelt es sich zunächst nur um statische Probleme. Genau so liegt die Sache, wenn Träger angeordnet werden, um eine Beplattung zu unterstützen. Der Träger stellt hier den Unterzug dar, die Beplattung die Deckbalken, wenn ich so sagen darf.

Nun ist damit die Frage noch nicht erschöpft. Es treten bei den Trägern, die im Schiff vorkommen, noch Reaktionen auf, die wir bei anderen Bauwerken gewöhnlich nicht finden, und zwar sind es horizontale Reaktionen, die daraus sich ergeben, daß die Träger an den Enden nicht nur eingespannt sind oder frei aufliegen, sondern auch festgehalten werden durch die Nietverbindung mit benachbarten Bauteilen oder in ähnlicher Weise. Diese Reaktionen wachsen — das ist vielleicht nicht ganz allgemein bekannt, weil selten mit ihnen gerechnet wird — mit dem Quadrat der Durchbiegung des beanspruchten Trägers.

Ist nun z. B. das Spant einem Wasserschlag ausgesetzt und biegt es sich stark durch, so ist die Folge, daß auch die Außenhaut sich ganz erheblich mit durchbiegt, und da nun die Außenhaut an der Grenze des beschränkten Bereiches, in der der Schlag stattfindet, durch benachbarte Teile der Außenhaut, durch andere Spantprofile, durch Deckstringerwinkel usw. festgehalten wird, so ergeben sich überall horizontale Reaktionen. Diese haben zur Folge, wie die Praxis beweist, daß die Außenhaut oder, allgemein gesprochen, die Beplattung durch den Stoß überanstrengt, und — vor allen Dingen — daß die Nietung in mehr oder minder großem Maße zerstört wird. Daher die dauernde Leckage in den Nieten bei den Teilen des Schiffes, die häufig Wasserschlägen oder Stößen ausgesetzt sind. Weil die Erfahrung zeigt, daß zunächst immer die Nietung zerstört wird und nicht etwa die Träger infolge zu großer Biegungsbeanspruchung beschädigt werden, ist die natürliche Folge, daß man mit der Vergrößerung des Trägheitsmomentes des Trägers, d. h. mit der Verminderung der Durchbiegung immer weitergeht; und das ist berechtigt. Die Entwicklung im Schiffbau ist daher nach meiner Ansicht mit Recht gerade die gegenteilige von der, die Herr Achenbach als zweckmäßig anführt. Die Träger werden nicht möglichst nachgiebig, sondern möglichst starr gemacht, wenn sie Schlägen ausgesetzt sind. Wie gesagt, ich kann mich nicht erinnern, daß in einem Fall ein derartiger Träger, ein Rahmenspant z. B., zerstört worden ist, weil er zu steif war, bei einem Stoß, bei einem Schlag durch eine Welle. Dagegen ist es ja hinlänglich bekannt, daß sich dauernd lose Nieten finden an Stellen, die häufig Wasserschlägen ausgesetzt sind.

Ist es aber einmal nicht mehr möglich, den Träger weiter im Trägheitsmoment zu verstärken, ohne ihn zu gefährden, dann muß man eben zu anderen Mitteln greifen, um seine Durchbiegung klein zu halten, dann muß man die freien Längen der Spanten z. B. dadurch verkürzen, daß man Deckbalken einbaut. Es ist natürlich die stillschweigende Voraussetzung, daß dem Anwachsen der Scheerspannungen in der Vernietung der Spanten infolge der Stoßbeanspruchung Rechnung getragen wird durch Anordnung doppelter Winkel an der Außenhaut usw. Das geschieht ja auch bekanntlich überall.

Wie gesagt, ich konnte die Hauptpunkte hier nur kurz andeuten. Das Problem liegt jedenfalls wesentlich tiefer, als es nach dem Achenbachschen Vortrage auf den ersten Blick erscheint.

Ich gehe nun zu einem zweiten Punkte über. Das ist die Frage nach der Stärke der Bodenwrangen. Herr Achenbach stellt die Behauptung auf — ich muß sie als etwas kühn bezeichnen —, daß man die Bodenwrangen möglichst nachgiebig macht durch große Erleichterungslöcher, um die Verbindung zwischen Innen- und Außenboden möglichst schwach zu halten. Ich glaube, Herr Achenbach verwechselt da leider die Ursache mit der Wirkung. Ich brauche ja hier nicht darauf einzugehen, daß die großen Erleichterungslöcher in den Bodenwrangen leider aus anderen Gründen notwendig sind.

Im ganzen scheint es mir, daß das System, wie es jetzt ist, eine ganz glückliche Lösung eines ziemlich komplizierten Problems bildet. Mir ist kein Fall in der Erinnerung, daß ein Schiff im Innenboden leek geworden ist. Dagegen sind mir sehr viele Fälle bekannt, bei denen auch der Außenboden dicht geblieben ist. Allerdings glaube ich sagen zu dürfen, daß, wenn wir die Größe der Löcher in den Bodenwrangen beschränken könnten, wir an diesem Ergebnis nichts ändern würden. Man darf — das möchte ich noch nebenbei bemerken — nicht vergessen, daß der aus der Bodenwrange als Steg und aus den beiden Gurtungen bestehende Träger noch andere Aufgaben zu erfüllen hat, die er nicht zu erfüllen imstande wäre, wenn man den Steg übermäßig schwächte. Wegen der Kürze der Zeit kann ich nicht näher hierauf eingehen.

Herr Achenbach spricht dann von dem Altern der Schiffe. Er behauptet mit Bedauern feststellen zu müssen, daß nach der üblichen Bauart mit der Größe der Schiffe

die Spannung wächst. Diese Behauptung ist an und für sich richtig, es läßt sich dagegen nichts einwenden. Er hätte nur auf den Grund dieser Tatsache näher eingehen müssen. Er selbst erwähnt, daß die Berechnung, die zu diesen Beanspruchungen führt, eine Vergleichsrechnung ist. Sie basiert bekanntlich auf der Annahme, daß das Schiff eine Welle von der Schiffslänge trifft und von einer Höhe, die in einem bestimmten festen Verhältnis zu der Länge steht. Wenn er das voraussetzt, dann müßte sich für ihn die Erklärung der bemängelten Erscheinung von selbst ergeben. Es ist klar, daß ein Schiff von geringer oder mittlerer Größe verhältnismäßig häufig eine Welle trifft, die seine eigene Länge hat. Bei großen Schiffen kommt das sehr selten vor. Ebenso verhält es sich mit der Höhe. Es ist daher vollkommen berechtigt, daß man, wenn man diese Vergleichsrechnung anwendet, auch die Beanspruchung mit der Größe der Schiffe steigen läßt. Wie liegt es aber überhaupt mit der Festigkeit großer Dampfer? Da möchte ich noch auf einen anderen Ausspruch von Herrn Achenbach zurückgreifen, nämlich den, daß in den letzten Jahren — oder seit 50 bis 100 Jahren — dauernd das Bestreben besteht, die Beplattungen, besonders die Außenhaut schwächer zu machen. Auch hier scheint es mir so, als wenn Herr Achenbach wieder Ursache und Wirkung verwechselt. Es ist allerdings ein Bestreben gewesen, das noch zum Ausdruck kommt, und das besonders im Anfang dieses Jahrhunderts zu Erfolgen geführt hat, eine Änderung in der Bauart der Schiffe eintreten zu lassen, nämlich die Verteilung des Materials zweckmäßiger vorzunehmen. Früher hörte bekanntlich der Schiffskörper als Träger gewissermaßen mit dem Oberdeck auf. Die oberste Gurtung lag unter dem großen Aufbau auch bei den großen Dampfern. Eine Folge davon war, daß häufiger in den Aufbauten Reparaturen erforderlich waren, also Havarien entstanden, die mit einer Gefährdung des Schiffskörpers zwar durchaus nichts zu tun hatten, die aber unangenehm waren, vor allen Dingen für den Reeder. Ich möchte darauf hinweisen daß diese Schäden nur lokale Natur gewesen sind, wie überhaupt die Schäden, die sich im allgemeinen beim Schiffskörper finden, selten, ja, man kann sagen, nie darauf zurückzuführen sind, daß der Schiffskörper an sich zu schwach ausgeführt ist. Das Auftreten solcher Schäden ist darauf zurückzuführen, daß Fehlstellen nicht genügend berücksichtigt sind. Ich kann wohl versichern, daß von Jahr zu Jahr mit großem Eifer daran gearbeitet wird, diese Fehlstellen herauszufinden und, wo sie sich zeigen, sie zweckmäßig fortzuschaffen an der Hand praktischer Erfahrungen, die gegebenenfalls durch theoretische Erwägungen ausgewertet werden.

Wenn also eine Verringerung der Außenhaustärke in geringerem Maße stattgefunden hat, dann ist sie die berechtigte Folge der besseren Anordnung des Materials. Man kann nicht sagen, daß die Schiffe dadurch schwächer geworden sind.

Im Zusammenhang mit dieser Frage möchte ich noch auf die Frage der Beanspruchung der Außenhautplatten durch Wasserdruck kommen. Herr Achenbach stellt die Behauptung auf, bei Längsspannten erreiche der Wasserdruck in der Bodenbeplattung 300 bis 400, dagegen 1000 bis 1300 kg/cm² bei Querspannt-Schiffen. Das stimmt nicht. Die größte Wasserdruckbeanspruchung in den Bodenplatten ist bei Längsspannt-Schiffen meistens größer, wenigstens bei den bisher ausgeführten Handelsschiffen, als bei Querspannten-Schiffen. Die Längsspanntentfernung ist größer als die übliche Entfernung der Querspannten, ferner ist die Außenhaut gemeinhin um ein geringes Maß dünner bei Längsspannten-Schiffen als bei gleich großen Querspannten-Schiffen. Daß trotzdem die beiden Schiffstypen dieselbe oder Längsspannten-Schiffe eine bessere Längsfestigkeit haben, liegt eben nicht an der geringeren Wasserdruckbeanspruchung der Längsspannten-Schiffe, sondern an der vorteilhafteren Anordnung der Plattenfelder. Die Spannungen laufen bekanntlich bei beiden Spantsystemen in verschiedener Richtung.

Die ganze Frage ist nur im Zusammenhange mit der gesamten Längsfestigkeit des Schiffskörpers zu behandeln. Ich lege deshalb auch keinen Wert auf das Diagramm, das

Herr Achenbach bringt, in dem er die zulässige Wasserdruckbeanspruchung der Beplattung abgesetzt hat mit einem zulässigen Maximum, das bis zur Fließgrenze reicht. Dieses Diagramm ist nicht zu gebrauchen.

Im Zusammenhang damit möchte ich noch vom Abrosten der Bodenplatten sprechen. Es ist unmöglich, eine solche Frage beliebig herauszuschneiden, und nur den Bodendruck sich vorzunehmen und danach sich einen Prozentsatz auszurechnen. Das geht nicht. Es stimmt aber auch sonst diese Darstellung meiner Ansicht nach nicht. Es kommt niemals vor, daß der Schiffsboden durchweg oder die Außenhaut um 1 oder 2 mm oder in irgendeinem bestimmten Maße abrostet. *Nicht eine ganze Platte, nicht einmal ein Plattenfeld* rostet regelmäßig ab, sondern es entstehen an einzelnen Stellen Gruben, die mehr oder weniger tief sind. Die Aufgabe des Reeders und der Klassifikationsgesellschaft ist es, darauf zu achten, daß diese Rostgruben nicht überhandnehmen. Der Schaden in der Festigkeit, der durch erhebliche Fehlstellen vor der endgültigen Reparatur angerichtet wird, ist — darüber kann ich Herrn Achenbach beruhigen — bei der Bemessung der Längsfestigkeit in den Vorschriften der Klassifikationsgesellschaften berücksichtigt, und diese sind es ja in erster Linie, die für den Handelsschiffbau bei der Bestimmung der Materialstärken in Frage kommen.

Wegen der Kürze der Zeit — ich glaube, ich habe schon viel länger als 10 Minuten gesprochen — möchte ich zum Schluß kommen. Ich will von der Stabilitätsfrage ganz absehen. Nur auf einen Stoßseufzer von Herrn Achenbach möchte ich noch eingehen. Er sagt: „Es fragt sich aber, ob es nicht praktischen Wert hätte, den Erfahrungen des Schiffsbetriebes eine breitere und damit sicherere Basis zu geben.“ Ja, meine Herren, eine breitere Basis, wie der Handelsschiffbau sie heute hat, wo die sämtlichen praktischen Schiffbauingenieure, die auf Werften, bei Reedereien, in den Klassifikationsgesellschaften und in der Assekuranz beschäftigt sind, die Träger des Fortschritts sind, kann ich mir schwer vorstellen. Ich meine, es wird auf der denkbar breitesten Basis gearbeitet, und ich glaube, die vielen Konstrukteure, die unter uns sind, werden sich nicht damit einverstanden erklären, wenn Herr Achenbach behauptet: „der Konstrukteur hat in den seltensten Fällen Gelegenheit, von dem Erfolg oder Mißlingen seines Bauwerkes oder von Teilen desselben sich zu überzeugen.“ Die Erfahrungen mit ihren eigenen Schiffen bringen die Reeder von Werft zu Werft. Außerdem werden die Erfahrungen durch die Klassifikationsgesellschaften weiter getragen und durch die Schiffingenieure selbst, wenn sie ihre Stellung wechseln. Ich kann darnach nicht zugeben, daß die Behauptung zutreffend ist, unser Handelsschiffbau, besonders die Fragen, die hier behandelt sind, hätten nicht die genügend breite Basis. (Lebhafter Beifall.)

Herr Kapitänleutnant Dr.-Ing. F o e r s t e r - Kiel:

Meine Herren, zu dem sehr anregungsreichen und dankenswerten Vortrage des Herrn Achenbach möchte ich mir nur wenige Bemerkungen tatsächlicher Natur vom Standpunkte des Schiffsbetriebes aus gestatten.

Was zunächst die Anregung betreffs besseren Feuerschutzes an Bord unserer Schiffe betrifft, so hat Herr Achenbach, als er diese Anregung niederschrieb, wohl selbst nicht gewußt, daß der Großschiffsbau in dieser Hinsicht bereits auf guten Wegen ist. Es ist durchaus keine Utopie, wenn Herr Achenbach davon spricht, daß man ganze Querschotten im Schiff aus Eisenbeton machen sollte. Ich folge ihm sogar darin, daß man wohl auch ein Zwischendeck aus Eisenbeton bauen könnte, in der Gegend des Schiffes, wo weder erhebliche Druck- noch Zugspannungen auftreten. Ich möchte darauf hinweisen, daß in jedem Dampfer unserer „Imperator“-Klasse rund 150 Tonnen betonartiger Stoffe zum Feuerschutz eingebaut sind. Dort sind im ganzen Bereich der Passagiereinrichtungen Feuerschutzschotten angeordnet, deren Bauart in monatelangen Versuchen in der Branddirektion Kiel erprobt worden ist.

Ferner möchte ich auf eine sehr wichtige Neuerung hinweisen, welche die Hamburg-Amerika-Linie in den letzten anderthalb Jahren erprobt hat, nämlich den Ersatz der gefährlichen Blätterholzkohle und der Holzverschalung innerhalb der Provianträume. In solchen Räumen haben wir gefährliche Brände gehabt, die häufig auf Kurzschluß zurückgeführt worden sind. Allerdings hat die Elektrotechnik diese Herkunft jedesmal energisch bestritten und die Ursache ist dann ein Geheimnis geblieben. Aber man ist mehr und mehr darin bestärkt worden, daß der Ersatz dieser feuergefährlichen Blätterholzkohle und der Holzverschalung in Kühlräumen unbedingt anzustreben ist. Es ist dies mit einem Material versucht worden, das den Namen Diatomol führt und als gebrannte Infusorienerde bezeichnet werden kann. Die erste größere Ausführung ist auf dem Kühlleichter „Ems“ der Hamburg-Amerika-Linie gemacht worden. Die Kältehaltung zeigte sich der früheren Isolierung praktisch ebenbürtig. Es wurde Raumgewinn erzielt, und eine absolute Feuersicherheit. Daraufhin ist beschlossen worden, auf neun großen im Bau befindlichen Frachtdampfern der Gesellschaft die Eisräume in Diatomol auszuführen. Das ganze Frontschott des Speisesaales der ersten Klasse auf Dampfer „Vaterland“ ist ebenfalls in dieser Weise ausgeführt mit Säulen aus Bimsdiele. Überall in diesem Schiff, wo derartige Schotten ausgeführt sind, werden ihre Durchbrechungen durch Türen von anerkannt feuersicherem System geschlossen. Der Glasteil dieser Türen ist mit Elektrolyse-Glas versehen, welches Temperaturen von 1600° C widersteht.

Am wenigsten darf man wohl mit den Ausführungen des Vortragenden über die Leckstabilität einverstanden sein. Da aber heute morgen bereits Überzeugendes und Abschließendes hierüber gesagt worden ist, kann ich wohl ganz kurz darüber hinweggehen. Ich möchte nur eins sagen:

Man hat bei den Worten des Herrn Achenbach das Gefühl einer gewissen Zurechtweisung einer Gruppe von Interessenten, welche sich dagegen sperren, der Stabilität genügend Beachtung zu schenken. Das ist nicht der Fall. Die Herren der Londoner Konferenz, welche die von Herrn Prof. Pagel heute erwähnten Beschlüsse gefaßt haben, waren durchweg Fachleute ersten Ranges. Sie kannten genau alles, was mit Stabilität zusammenhängt und sind sich der Notwendigkeit einer genügenden Stabilität ebenso bewußt gewesen, wie wir alle, die wir gegen eine allzu akademisch-theoretische Behandlung dieser Fragen eingenommen sind. Es läßt sich, meiner Ansicht nach, der Standpunkt, den Herr Prof. Pagel heute morgen vertreten hat, ganz kurz praktisch dahin zusammenfassen: Schiffe, die nach den jetzt vorliegenden Schottvorschriften erbaut werden, also eine im beabsichtigten Rahmen wirksame Schottenteilung gegen Absinken haben, sind auch im Leckfalle genügend stabil, wenn sie im unverletzten Zustande stabil genug waren. Mit anderen Worten also: Im Betriebe hinreichend stabile Schiffe werden bei Verletzungen, die im Rahmen der Sicherung des Schottgesetzes liegen, im Leckfalle auch nicht zu Katastrophen infolge mangelnder Stabilität neigen.

Auf die von Herrn Achenbach vorgeschlagene Form eines über der Wasserlinie verbreiterten Schiffes möchte ich nur mit einem Wort zurückkommen. Dieser Gedanke ist nicht neu. Er ist schon vor zwei Jahrzehnten vom Chefkonstrukteur der Firma Blohm & Voß Herrn Nordhausen, gemacht worden, und zwar für ein Schnelldampferprojekt einer unserer großen Reedereien. Vor wenigen Jahren ist der gleiche Vorschlag auch der Woermann-Linie gemacht worden. Die Gründe waren einrichtungstechnischer Natur. Ich kann Herrn Achenbach nicht darin folgen, daß die Rollbewegungen der Schiffe durch eine derartige Form verbessert werden sollen. Ich glaube, daß die Rollschwingungen dadurch, daß die Stabilitätskurve einen sprunghaften Anstieg zeigt, in schleuderartige Bewegungen ausarten, und daß dadurch unmögliche Seeschiffe entstehen werden. Ich glaube darum, so unzweifelhaft auch

dieser Vorschlag der Leckstabilität dienen würde, so wird er aus dem erwähnten Grunde nicht zur Ausführung kommen.

Nur noch ein Wort über das Diagramm, Abb. 50, welches die metazentrische Höhe im intakten Zustande mit der metazentrischen Höhe im verletzten Zustande vergleicht. Dieses Diagramm ist unwirklich. Es betrifft ein kleines Schiff, das nicht im Sinne der Vorschriften schottengeteilt ist, kann also unter keinen Umständen verallgemeinert werden — darf nicht die Bedeutung eines Beweises beanspruchen, daß auch bei schottengeteilten großen Schiffen nach Verletzungen negative Stabilität in verhängnisvollem Umfange auftreten könne. Auch für die größten deutschen Dampfer sind derartige Berechnungen gemacht worden und haben nicht ergeben, daß derartige vergleichsweise Einbußen an Stabilität, wie das erwähnte Diagramm sie vorführt, eintreten.

Im übrigen möchte ich aber die Verdienste des Vortrages des Herrn Achenbach in keiner Weise schmälern. Ich bin im Gegenteil der Ansicht, daß der Vortrag voller Anregungen ist und besonders in bezug auf die statistische Darstellungsweise der Schiffshavarien Wertvolles enthält. (Lebhafter Beifall.)

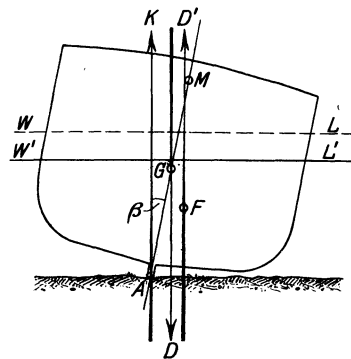
Herr Ingenieur B_e n'j' a m i n - Hamburg :

Meine sehr geehrten Herren! Auch ich kann nicht umhin, meine Freude darüber auszudrücken, daß Herr Achenbach dieses Thema hier vorgebracht hat. Ich kann aber auch nicht umhin, zu sagen, daß ich in sehr vielen Punkten mit ihm nicht übereinstimme. Ich will mich aber nur auf einen einzigen Punkt beschränken, nämlich die Stabilität. Herr Dr. Foerster hat den Punkt ja schon gestreift; er hat sich aber auf Leckstabilität beschränkt. Ich glaube, noch auf einige andere Punkte aufmerksam machen zu müssen.

Der Vortragende hat die Stabilität an zwei Stellen berührt, erstens bei dem Kapitel „Strandung“ und zweitens bei dem Kapitel, das er mit „Untergang“ bezeichnet. Bei der Strandung spricht er von der Standfestigkeit des Schiffes und bringt eine Formel:

$$K = D \cdot \frac{MG}{T},$$

worin K die Größe des Kieldrucks bedeutet. Meine Herren, da muß dem Herrn Vortragenden ein Irrtum unterlaufen sein. Die Formel kann nicht richtig sein in dieser Form. Sie würde vielleicht für gewisse Fälle annähernd richtig sein können, wenn T die Entfernung des Metazentrums von der Unterkante Kiel bedeuten würde. Dies läßt sich wie folgt beweisen. In nebenstehender Abbildung bedeutet \overline{WL} die Wasserlinie, welche der Verdrängung D gleich dem Gewicht des Schiffes entspricht, während $\overline{W'L'}$ den Wasserspiegel des gestrandeten Schiffes angibt, welches mit der Unterkante Kiel, A, aufsitzt. Entspricht die Verdrängung D' diesem Wasserspiegel, so ist der Kieldruck:



$$K = D - D'.$$

Hat das Schiff, wie die Figur zeigt, eine geringe Neigung mit dem Winkel β angenommen, so wirkt die Kraft D lotrecht abwärts durch den Gewichtsschwerpunkt G, die Kraft K lotrecht aufwärts durch A und die Kraft D' lotrecht aufwärts durch den Verdrängungsschwerpunkt F, wobei sie die Symmetrieebene des Schiffes in der Nähe des Metazentrums M schneidet. Die Gefahr des Kenterns tritt ein, wenn die Resultante von K und D'

in den Raum zwischen K und D fällt. Nun ist die Entfernung der Resultante von der Richtungslinie D' bestimmt durch

$$\frac{K \cdot \overline{MA} \cdot \sin \beta}{D}$$

und die Gefahr tritt ein, wenn

$$\frac{K \cdot \overline{MA} \cdot \sin \beta}{D} > \overline{MG} \cdot \sin \beta,$$

also wenn $K \geq \frac{\overline{MG}}{\overline{MA}} \cdot D$ ist.

Die Achenbachsche Formel unterscheidet sich von dieser dadurch, daß der Tiefgang T an die Stelle von \overline{MA} gesetzt ist, und sie kann unmöglich richtige Resultate ergeben. Ich halte es überhaupt für unrichtig, derartige allgemeine Formeln zu geben. Man kann die Standfestigkeit eines Schiffes nicht mit einer so einfachen Formel erledigen.

Schlimmer noch erscheint mir dieses Ausdrücken allgemeiner Grundsätze durch kurze Angaben in Tabelle 9; in dieser werden typische metazentrische Höhen für verschiedene Dampfergruppen gegeben. Ja, derartige Tabellen hat man vor 30, 40 Jahren in Büchern gefunden. Man findet sich auch heute noch. Ich glaube aber, daß die Erörterungen, die in den letzten Jahren stattgefunden haben, und die Kenntnis, die sich in den letzten Jahren über den Punkt verbreitet hat, doch gezeigt haben, daß man sehr vorsichtig sein sollte, ehe man solche allgemeine typische metazentrische Höhen gibt. Warum soll denn ein Schnelldampfer 0,2 m metazentrische Höhe haben und warum ein Frachtdampfer eine solche von 0,5–0,6 m? Es ist kein Grund dafür da. Auch besagt es ja gar nichts, wenn man erklärt, der Dampfer hat 0,2 m metazentrische Höhe — ja, in welcher Verfassung hat er sie? Es ändern sich doch fortwährend Ladung, Tiefgang, Kohlenvorräte und vieles andere. Damit ändert sich aber auch die metazentrische Höhe gewaltig. Da kann man doch nicht schlechtweg sagen, der Dampfer habe 0,2 m metazentrische Höhe. Dazu kommt, daß, wenn es wirklich der Fall wäre, daß man für gewisse Dampfer eine typische metazentrische Höhe angeben könnte, damit noch nichts über das Maß der Stabilität gesagt ist. Denn bei einer großen metazentrischen Höhe und einer schlechten Stabilitätskurve kann ein Dampfer ein geringeres Maß von Stabilität besitzen, wie bei einer sehr geringen metazentrischen Höhe und einer guten Stabilitätskurve. Es bedeutet also überhaupt nichts, wenn man nur die metazentrische Höhe eines Schiffes als Kennzeichen der Stabilität angibt. Darauf wollte ich aufmerksam gemacht haben.

Ich wende mich nun zu denjenigen Äußerungen über Stabilität, die der Herr Vortragende in dem Kapitel „Untergang“ gebracht hat. Die Tabelle 14 bringt die Formeln

$$1/\varepsilon_L = \frac{2 \overline{MG}_L \cdot D}{L} \quad \text{und} \quad 1/\varepsilon_B = \frac{2 \overline{MG}_B \cdot D}{B}$$

In Worten bedeuten diese Formeln folgendes. Als Unempfindlichkeitsgrad eines Schiffes bezeichnet der Vortragende das Zweifache des Produkts aus der metazentrischen Höhe und der Verdrängung, dividiert durch die Länge oder Breite des Schiffes, je nachdem es sich um Längen- oder Breitenstabilität handelt. Nun, meine Herren, dividiert man die Verdrängung durch die Länge, so erhält man den mittleren Querschnitt des Schiffes, dividiert man sie durch die Breite, so erhält man den mittleren Längsschnitt, wenn ich den Ausdruck gebrauchen darf. Diese Formeln bedeuten also, daß die Unempfindlichkeit das zweifache Produkt aus der metazentrischen Höhe und dem mittleren Querschnitt bzw. dem mittleren Längsschnitt sei. Nun, dagegen läßt sich an und für sich nichts sagen. Roh gesprochen, ist das wohl richtig, wenn die Kraft am äußersten Ende der Länge bzw. der Breite angreift. Nun

aber, meine Herren, ein Schiff auf See oder ein Schiff überhaupt, wird nicht wie die Wage, die hier als Vorbild herangezogen ist, durch Kräfte beansprucht, die an den Enden wirken, sondern durch solche, die sich je nach der Form und nach den Umständen über den ganzen Körper verteilen, und indem man diese einführt, wird die Tabelle der Unempfindlichkeit unrichtig. Wenn die Tabelle nichts weiter sein soll, als was der Herr Vortragende mündlich gesagt hat, was aber nicht in der Drucklegung enthalten ist, wenn sie nämlich nur zeigen soll, daß ein kleines Boot nicht dieselbe Stabilität besitzt, wie ein großes Schiff, obgleich die metazentrische Höhe größer sein kann, dann allerdings mag sie hingehen; dazu brauchte man aber diese Tabelle nicht. Die Tabelle wird aber dazu führen, daß, wenn man sie überhaupt anwendet, man dies dort tut, wo sie nicht angewandt werden darf, weil sie unrichtige Resultate gibt. Ich halte es nicht für richtig, eine Tabelle zu geben, die das nicht ausdrückt, was darin ausgedrückt werden soll.

Etwa 6 Seiten vor dieser Tabelle versucht der Herr Vortragende nachzuweisen, daß die Längsstabilität der Schiffe im allgemeinen besser gesichert sein soll als ihre Querstabilität. Wenn man die Figur ansieht, die er unter Tabelle 13 gegeben hat, so möchte das auf den ersten Blick auch so scheinen. Wenn man aber auf einen der Fälle näher eingeht und zwar, wie der Vortragende, die Sache ganz roh behandelt — anders kann man es nicht, da er nur die Hauptdimensionen der Schiffe gegeben hat —, so kommt das folgende heraus. Betrachten wir das erste Beispiel, den großen Schnelldampfer: Dieser hat das Verhältnis von Länge zu Breite wie 9:1. Wenn man ganz normale Verhältnisse zugrundelegt, so ergibt sich daraus, daß bei ein und demselben Neigungswinkel die statische Stabilität der Länge nach ungefähr 60 mal so groß sein wird, wie die der Breite nach. Nun ist angenommen, daß der Neigungswinkel, bei dem das Deck eintaucht — auf das will ja der Vortragende hinaus — der Breite nach nur ungefähr 6 mal so groß sei wie der der Länge nach. Berücksichtigt man den gewöhnlichen Verlauf der Stabilitätskurve, so ergibt sich, auch wieder als ganz roher Überschlag, daß die dynamische Längsstabilität bei der Neigung, bei der das Deck der Länge nach zu Wasser kommt, etwa 15 mal so groß sein wird wie die dynamische Querstabilität bei der Neigung, wo das Deck der Breite nach zu Wasser kommt. Es kommt ja aber nur auf die dynamische Stabilität an, denn es handelt sich um die mechanische Arbeit, die nötig ist, um das Schiff über den Steven oder über die Seite zum Deckeintauchen zu bringen. Bei diesem Beispiel des Vortragenden zeigt sich also, daß die Längsstabilität bei dem Deckeintauchungspunkte etwa 15 mal so groß ist wie die analoge Querstabilität. Bei den andern Beispielen liegt die Sache ähnlich. Damit ist also das Gegenteil von dem bewiesen, was der Vortragende mit der Tabelle beweisen wollte.

Meine Herren, ich halte es für wichtig und bin deshalb auf diesen Punkt zurückgekommen, weil diejenigen, die sich nicht speziell mit Stabilität beschäftigt haben, immer der Ansicht sind, Stabilität ließe sich schätzungsweise behandeln. Und wenn man solche Schriften liest wie die vorliegende, so setzt sich bei Leuten, die nicht sehr tief in die Sache eingedrungen sind, besonders bei dem breiten Publikum, für das der Vortrag doch auch mehr oder weniger bestimmt zu sein scheint, der Gedanke fest, man könne die Stabilität von Schiffen durch einfache Schätzungsmethoden erledigen. Meine Herren, das geht nicht, Stabilität läßt sich nicht durch typische Beispiele erledigen. Sie läßt sich nur dadurch erledigen, daß man jeden einzelnen Fall durchrechnet. Die Endresultate der Stabilitätsrechnungen sind so kleine Maße im Verhältnis zu den Größen, die besonders bei großen Schiffen in Betracht kommen, daß auch die kleinsten Abweichungen schon von Bedeutung sein können. Wenn man Stabilität roh abschätzt, so wird man immer unrichtige Resultate bekommen. Ich muß daher sagen, es erscheint mir gefährlich, irgend etwas in die Welt zu setzen, das dazu beiträgt, den Glauben zu erwecken, daß man Stabilität in dieser dilatorischen Weise behandeln könne. Es scheint mir in diesem Falle umso bedeutungsvoller und umso

gefährlicher, als der Vortragende im Anfang des Kapitels „Untergang“ einen Satz bringt, der darauf hinausläuft, daß bei großen Passagierdampfern die Stabilitätsverhältnisse im Sinne eines noch eben zulässigen Minimalbetrages geregelt zu werden pflegen. Meine Herren, ich schließe mich dieser Ansicht nicht an, wenn ich auch die Ansicht vertrete, daß Fälle vorkommen, in denen Schiffe so beladen werden, daß sie nicht mehr genügende Stabilität besitzen. Wenn jener Satz aber wahr wäre — und es muß doch die Ansicht des Herrn Vortragenden sein, daß es so ist —, dann soll man sich erst recht hüten, die Stabilität dilatorisch behandeln zu wollen. Vielmehr soll man dann mit aller Kraft darauf bestehen, daß die Stabilität berechnet, und nicht roh geschätzt wird. (Lebhafter Beifall.).

Herr Dipl.-Ing. A c h e n b a c h - Berlin (Schlußwort):

Meine Herren, soweit es mir möglich war, Notizen zu machen, möchte ich das Folgende zu den Ausführungen des Herrn Buchsbaum bemerken:

Er meinte, ich hätte bei der Ausarbeitung meines Vortrages mehr in die Tiefe gehen können. Der ganze Vortrag sollte doch nur eine Anregung sein. Ich konnte Ihnen nur einen kleinen Teil aus dem Manuskript vortragen, ein Beweis dafür, daß die Abhandlung weit über den Rahmen eines Vortrages hinausgeht.

Dann hat er von den Reaktionen gesprochen, die außer von dem Strandungsdruck auf die Beplattung und auf die Träger des Schiffes ausgeübt werden. Alle diese Reaktionen können nur sekundärer Art sein. Die Hauptdrücke, die maßgebend sind, sind eben die vertikalen Drücke, die in der Achse des Trägerquerschnittes wirken, und nicht solche, die in anderer Richtung wirken. Man kann jede Kraft, die in einer beliebigen Richtung auf einen Träger wirkt, in zwei Komponenten zerlegen, die in die Richtung der Hauptachsen des Trägers fallen.

Dann meint er, mit der Verminderung der Durchbiegung geht man immer weiter; die Bodenwrangen der Schiffe beweisen gerade das Gegenteil. Ich bin ja gerade gegen diese Erleichterungslöcher. Ich will diese Erleichterungslöcher in den Bodenwrangen nicht haben, sondern ich will, daß ein regelrechter Träger an der Außenhaut sitzt, also gerade das Gegenteil von dem, was Herr Buchsbaum gesagt hat.

Daß die Festigkeitsrechnung nur eine Vergleichsrechnung sei, ist mir natürlich bekannt. Das habe ich ja auch in meinem Vortrage ausdrücklich bemerkt.

Dann soll ich bei der Schwächung der Außenhaut Ursache und Wirkung miteinander verwechselt haben. Ich glaube nicht, daß das der Fall ist. Wer jemals ein Stahlschiff neben einem Eisenschiff in Docks nebeneinander gesehen hat, wird wissen, daß das Stahlschiff $\frac{1}{2}$ Dutzend Platten herausgenommen bekommt, während das kräftigere und dickere Eisenschiff nur eine kleine Reparatur hat. Die Verringerung der Materialstärke hat da eine viel größere Bedeutung, als Herr Buchsbaum zugeben möchte.

Daß die Beanspruchung in dem Boden der Längsspanten-Schiffe größer sei als die Beanspruchung des Querspanten-Schiffes — diese Ansicht kann ich nicht teilen. Ich verweise Herrn Buchsbaum auf den Vortrag von Herrn Professor Lienau vor zwei Jahren. Dieser hat damals ausführlich die Sache dargelegt und die Beanspruchungen berechnet. Man kommt zu Beanspruchungen von 300 bis 400 kg pro qcm, eine Beanspruchungszahl, die auch ich gefunden habe und die auch anderweitig nachgewiesen ist. Und es sollte mich doch wundern, wenn Herr Buchsbaum zu anderen Resultaten gekommen wäre. Es ist eben gerade der Vorteil des Längsspanten-Schiffes, daß die lokalen Beanspruchungen durch den Wasserdruck erheblich geringer sind als bei dem Querspanten-Schiff.

Dann hat er dagegen Front gemacht, daß ich wünschte, daß die Konstruktionsbedingungen auf eine breitere praktische Basis gestellt würden. Es ist mir angenehm zu hören, daß bei dem Germanischen Lloyd eine so große und breite Basis vorhanden ist. Nur nach dem, was ich bis jetzt kennen gelernt habe, bemerkt man in der Praxis davon nichts anderes,

als die Vorschriften, die von dem Germanischen Lloyd herausgegeben werden. Wie das nun zustandekommt, wie das gemacht und zusammengekocht wird, das weiß ich nicht, danach kann ich natürlich nicht urteilen. Ich möchte es aber gern wissen. Und das, was mir Herr Buchsbaum heute gesagt hat, hat mich absolut nicht aufgeklärt über diese Vorgänge. Und vor allen Dingen: in der Art und Weise, wie Herr Buchsbaum die Sache darstellt, daß ein Ingenieur von einer Werft zur anderen lufe, — darin liegt doch kein System, daß auf diese Weise die praktischen Erfahrungen des Schiffbaues verbreitet werden. Ich möchte doch gerade haben, daß System in diese Sache hineinkommt. Erst wenn System darin ist, können die Früchte voll ausgekostet werden.

Es war mir sehr interessant zu hören, daß man bereits in der Praxis den Weg für gangbar hält, feuerfeste Schotten aus Eisenbeton herzustellen, ein Weg, der mir absolut gangbar erscheint —, und es war mir äußerst angenehm, von Herrn Direktor Foerster zu erfahren, daß man bereits auf den Schiffen der Imperator-Klasse diesem Gedanken praktisch nähergetreten ist.

Was die Schwingungsverhältnisse eines über der Schwimmebene ausgebauten Schiffes betrifft, so möchte ich die Ansicht von Herrn Dr. Foerster nicht teilen, daß durch die ausladende Bordwand eine Verschlechterung der Schwingungsverhältnisse eintritt. Die Schwingungsverhältnisse sind Vorgänge dynamischer Art, und da kommt es auf die dynamische Stabilitätskurve an. Selbst wenn ich annehme, daß die statische Stabilitätskurve einen scharfen Sprung hätte, dann würde doch die Integralkurve davon, die dynamische Kurve, wieder vollständig gleichmäßig verlaufen, und es könnte niemals dadurch eine stoßweise Bewegung des ganzen Schiffes entstehen. Es könnte vielleicht eine stoßweise Wirkung lokaler Natur eintreten —, wenn die in der Abb. 52 etwas zu schräg gezeichnete Übergangsplatte auf das Wasser aufschlägt. Man wird da eben sehen müssen, wie man einen Ausweg findet. Der Vorschlag scheint mir jedoch nicht so ohne weiteres von der Hand zu weisen zu sein und mich erfreut es, zu hören, daß Herr Nordhausen, der hochverdiente Betriebsingenieur von Blohm & Voß, bereits einen ähnlichen Vorschlag gemacht hatte, der nahe vor der Verwirklichung stand.

Es handelt sich in Abb. 50 tatsächlich nur um einen kleinen Küstenfahrer, für den ich das Leckdiagramm gebracht habe, nicht um einen Dampfer, der regelrecht nach den Schottvorschriften geteilt ist. Es kam mir darauf an, das Charakteristische zu zeigen, nämlich daß trotz der starken Hebung des Deplacementschwerpunktes die metazentrische Kurve doch noch die Parallele durch den Systemschwerpunkt unterschneidet.

Was die Ausführungen des Herrn Benjamin betrifft, so muß ich ihm sagen, daß die Formel

$$K = D \cdot \frac{MG}{T}$$

richtig ist. Ich wäre ihm sehr dankbar, wenn er den Gegenbeweis erbringen könnte*). Die Kraft K wirkt am Kiel und wird weggenommen von der Wasserlinie, also die Höhe T ist der Hebelsarm, an dem sie wirkt. Das kommt hier klar zum Ausdruck.

Übrigens werde ich mich gern zu allen Fragen, die hier auftauchen sollten, um mich des Vorwurfs zu entheben, als hätte ich die Sache oberflächlich behandelt, noch schriftlich äußern, so daß im Jahrbuch alles aufgeklärt sein wird, was noch der Klärung bedarf.

Was die metazentrische Höhe für den Zustand der Strandung betrifft, so kann es ja dem Schiff ganz gleichgültig sein, wie die metazentrische Höhe sonst irgendwie gewesen ist. Es kommt im vorliegenden Falle darauf an, wie die metazentrische Höhe in dem

*) Dem in der Drucklegung seiner Diskussionsrede gebrachten Beweis kann ich nicht folgen.

Zustande der Strandung ist. Da hat sie einen ganz bestimmten Wert. Ich wollte zeigen, daß selbst große Schiffe, wenn sie eine zu kleine metazentrische Höhe haben, eher in die Gefahr kommen, umzufallen. Man kann nicht von vornherein annehmen, daß das Schiff so günstig aufläuft, daß es beinahe besser als im Dock steht; das kommt ja auch vor, aber es ist verhältnismäßig selten. Es wird so sein, daß die Neigung besteht, daß das Schiff bei abfallendem Wasserspiegel in die Gefahr des Umfallens kommt.

Was die Ausdrücke der Empfindlichkeit angeht, so habe ich mir auch den Kopf zerbrochen, welche Hebelsarme man einführen sollte, d. h. welche Wagebalkenlänge. Es kann natürlich nur ein konstanter Wert sein; und da liegt es doch nahe, für den Breitenhebel $\frac{B}{2}$, die halbe Breite des Schiffes, einzuführen, denn alle Verletzungen, Havarien, treten eben von außen, von der größten Breite, an das Schiff heran.

Was die Längsempfindlichkeit betrifft, so war ich der Ansicht, daß man $\frac{L}{2}$ für die Wagebalkenlänge einführen müsse, weil alle Hebelsarme dieser Länge $\frac{L}{2}$ beim Vergleich proportional sind, und es handelt sich doch darum, einen Vergleichswert zwischen mehreren Schiffen zu finden, der da sagt, dieses Schiff ist von Haus aus so und soviel günstiger als das andere. Das tut das Metazentrum nicht, das tut auch die Hebelsarmkurve nicht, das tut aber dieser Empfindlichkeitswert.

Dann hat Herr Benjamin die Tabelle Nr. 13 bemängelt. Da möchte ich ihm zu bedenken geben, daß es sich doch hier um Betrachtungen des lecken Schiffes handelt und daß bei den lecken Schiffen voraussichtlich die Sicherung der Längsstabilität von Haus aus nicht so günstig liegt wie bei der Querstabilität, weil der Winkel β in dem einen Falle größer ist als λ in dem anderen, und zwar um einen erheblichen Betrag.

Wenn Herr Benjamin meint, ich wollte Schätzungsmethoden einführen, so muß ich ihm sagen, daß es sich hier in meinen Tabellen nur um Beispiele handelt, nicht um festliegende Zahlenwerte, an die sich ein Konstrukteur halten sollte, sondern es sollten Erläuterungen, quasi Abbildungen, sein, die das Thema verdeutlichen. Ich bin gerade kein Freund von Schätzungsmethoden, am allerwenigsten Freund einer rohen Schätzungsmethode. In der Praxis kann man Schätzungsmethoden jedoch nicht entbehren. Aber auch das Schätzen muß geübt und gelernt sein. Man muß nach bestimmten Prinzipien schätzen, nicht so einfach über den Daumen peilen.

Zu Seite 280 und 281 meint Herr Benjamin, daß die Stabilität nicht nach Grenzwerten bemessen sei. Ich glaube doch, daß im allgemeinen, weil eben die Höhe voll ausgenutzt werden muß, man zu Grenzwerten kommt. Man sagt sich, eine metazentrische Höhe von so und soviel will man noch erreichen oder die hält man noch für günstig; wenn sie etwas geringer ist, dann sagt man, na, das schadet auch nichts. Jedenfalls größer wird sie nie, sie wird eher etwas kleiner. Die „Eastland“ hat doch klar wieder bewiesen, daß Schiffe kentern und untergehen infolge allzu geringer Stabilität. (Beifall.)

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

Meine Herren! Herr Achenbach hat sich der höchst verdienstvollen Aufgabe unterzogen, die Havarien der Schiffe systematisch zu bearbeiten und ihre Ursachen sachkundig zu erläutern. Er hat auch Vorschläge gemacht, wie diese Havarien teilweise eingeschränkt werden können. Wir hatten die Freude, über seine Anregungen eine sehr lebhaft Diskussion zu hören, und ich hoffe, daß ich allseitige Zustimmung finde, wenn ich Herrn Achenbach unseren verbindlichsten Dank für seine Arbeit ausspreche. (Lebhafte Beifall.)

XII. Über die Aufstiegsverhältnisse von Wasserflugzeugen und Flugbooten.

Vorgetragen von K. Schaffran-Berlin.

Die Ereignisse des Krieges haben die großen Erwartungen, welche man beim Heere schon seit längerer Zeit auf die Verwendung von Flugzeugen für militärische Zwecke gesetzt hatte, voll bestätigt und damit den Beweis für die Daseinsberechtigung dieser Apparate als sogenannte fünfte Waffe erbracht. Die schnelle Vervollkommnung der Landflugzeuge in den letzten Jahren hatte aber auch den Gedanken aufkommen lassen, ähnliche Apparate im Dienste der Kriegsmarine als Angriffs- und Verteidigungsmittel, wie besonders für Aufklärungszwecke heranzuziehen. Während nun der Aufstieg von Landflugzeugen bei Wahl geeigneter Plätze verhältnismäßig einfach auszuführen war, stellten sich demselben bei Marineflugzeugen nicht unerhebliche Schwierigkeiten entgegen. Man versuchte anfangs das Problem des Aufstieges in der Weise zu lösen, daß man gewöhnliche, mit Fahrgestellen versehene Landflugzeugapparate an Bord mitnahm und sie von einer, auf der Back der Schiffe besonders zu diesem Zweck angeordneten, genügend langen und breiten Plattform abfahren ließ. Die Nachteile, welche diesem Verfahren anhafteten bestanden vor allem in der Abhängigkeit der Flugzeuge von ihren sogenannten Mutterschiffen und in der Schwierigkeit, nach ausgeführtem Fluge in ähnlicher Weise wieder auf diese Fahrzeuge niederzugehen. Befand sich das Flugzeug gar in großer Entfernung von seinem Schiffe oder der Küste, so gab es im Falle des Versagens des Motors überhaupt keine Möglichkeit, den Apparat in Sicherheit zu bringen. Um dies dennoch zu erreichen, ordnete man im nächsten Stadium der Entwicklung, außer dem mit den Ablaufrädern versehenen Fahrgestell, bootsähnliche Schwimmer an, durch welche sich der Apparat nach einem freiwilligen oder unfreiwilligen Niedergehen auf dem Meere nicht nur längere Zeit schwimmend erhalten, sondern auch mit Hilfe des Propellers in diesem Zustande noch auf der Wasseroberfläche mit ziemlich großer Geschwindigkeit vorwärts bewegen konnte. Dabei fand

die Abfahrt nach wie vor immer noch allein von Bord der Schiffe aus statt, zu denen die Apparate nach dem Niedergang auf dem Wasser erst wieder zurückkehren mußten. Bei dieser Bauausführung der Wasserflugzeuge, nämlich gleichzeitiger Ausrüstung mit Fahrgestell und Schwimmern, auf welche einige Marinen längere Zeit großen Wert zu legen schienen, wurden die Apparate recht schwer und verloren, besonders infolge des großen Gewichts, viel von den wertvollen Eigenschaften, die für sie zum eigentlichen Fliegen erforderlich waren. Eine gewisse Vervollkommnung erzielte man bei diesen Typen dadurch, daß man den Schwimmern eine dem Gleitboot ähnliche Form gab, um beim Anfahren durch Hinausgleiten der Schwimmer aus dem Wasser bei günstigen Wind- und Seegangsverhältnissen auch einen Aufstieg des Flugzeuges direkt vom Wasser aus zu ermöglichen. Dabei zeigte sich allerdings, daß dies in den meisten Fällen so gut wie ausgeschlossen war, wenn die Laufräder, die wegen des Abfahrens von Bord aus und wegen des Niedergehens an Land unterhalb der Schwimmkufen angebracht werden mußten, in der Periode vor dem eigentlichen Aufstieg in das Wasser eintauchten. Der zusätzliche Widerstand der Räder war nämlich so bedeutend, daß das Flugzeug bei der Fahrt auf dem Wasser gar nicht diejenige Geschwindigkeit erreichen konnte, welche für die Tragdeckflächen erforderlich war, um die für das Abheben des Apparates vom Wasser nötige Auftriebskraft zu erlangen. Man suchte diesem Übelstande nun durch wegklappbare Fahrräder abzuhelpen, die bei der Anfahrt auf dem Wasser nicht mehr eintauchten, sondern nur in dem Falle des Abfahrens von Bord oder des Niedergehens an Land unter die Schwimmer gestellt zu werden brauchten. Diese Art der Ausführung brachte, abgesehen von der großen Kompliziertheit und der damit verbundenen Betriebsunsicherheit, den Nachteil einer weiteren Gewichtsvermehrung mit sich, so daß hierdurch das Problem des Auf- und Abstieges noch nicht in einwandfreier Weise gelöst erschien. Erst nach richtiger Durchbildung und Formgebung der Schwimmer, besonders auf gute Gleiteigenschaften hin, erhielt man ein geeignetes Flugzeug, welches imstande war, selbst unter schwierigen Wetterverhältnissen sowohl vom Wasser aufzusteigen, als auch mit Sicherheit auf dasselbe niederzugesen. Hierdurch war für die Wasserflugzeuge die eigentliche Basis ihrer Verwendungsmöglichkeit gegeben.

A. Schwimmeranordnungen.

Bevor nun auf den eigentlichen Gegenstand dieses Vortrages, d. h. die Untersuchung über die zweckmäßigste Form von Schwimmern für Wasserflugzeuge und Flugboote zur Erzielung günstigster Aufstiegsverhältnisse vom Wasser näher

eingegangen werden soll, mögen in Folgendem zunächst die Schwimmeranordnungen, welche im Laufe der Entwicklung bei Wasserflugzeugen gewählt worden sind,

Schematische Darstellung der Schwimmeranordnungen bei Wasserflugzeugen.

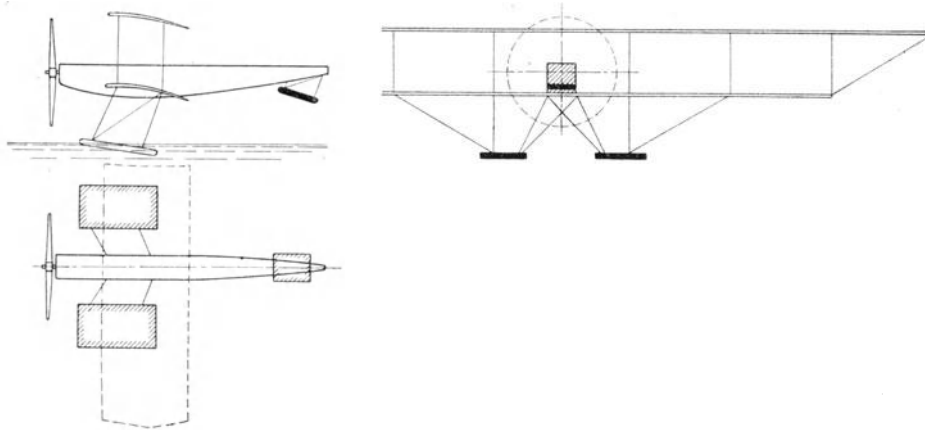


Abb. 1.

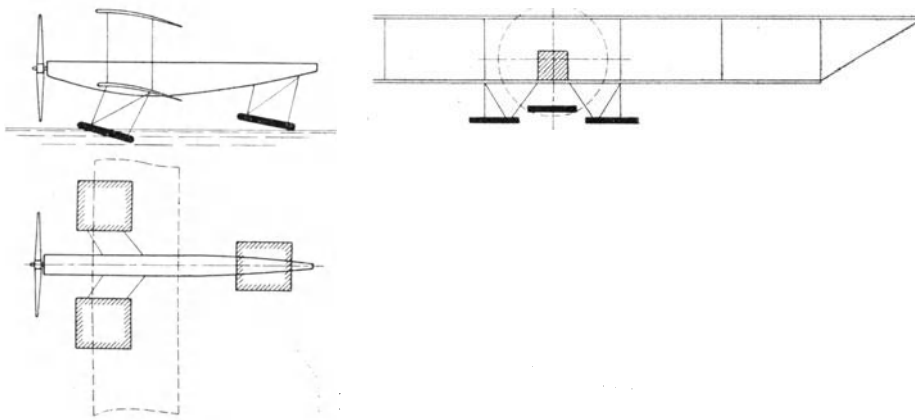


Abb. 2.

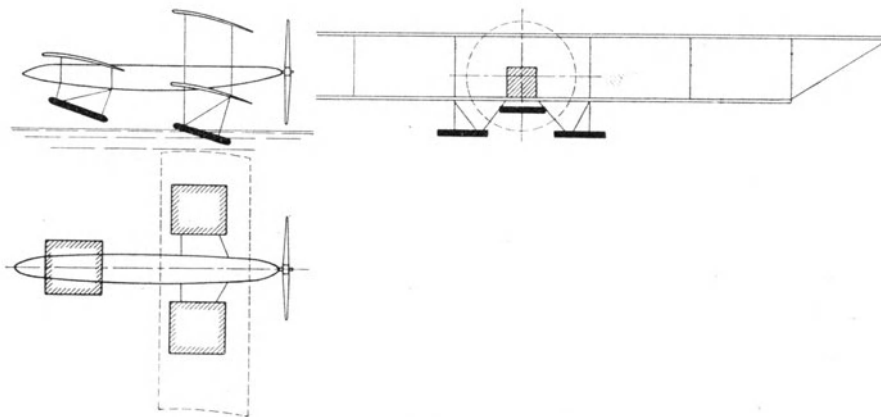


Abb. 3.

einer kurzen Betrachtung unterworfen werden. Wie bereits erwähnt, haben die Schwimmer in erster Linie den Zweck, das Flugzeug in seiner Ruhelage auf dem Wasser schwimmfähig zu erhalten. Hierfür ist, abgesehen von dem erforderlichen Displacement und Reservedisplacement, vor allem ein genügendes Maß an Quer-

Schematische Darstellung der Schwimmeranordnungen bei Wasserflugzeugen.

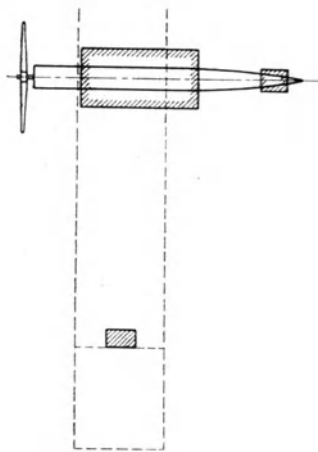
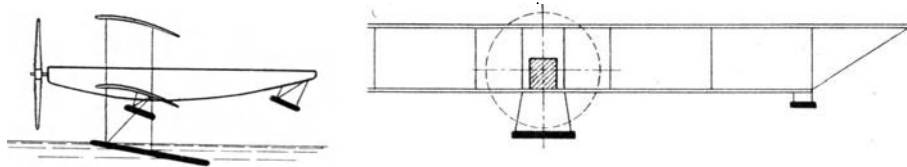


Abb. 4.

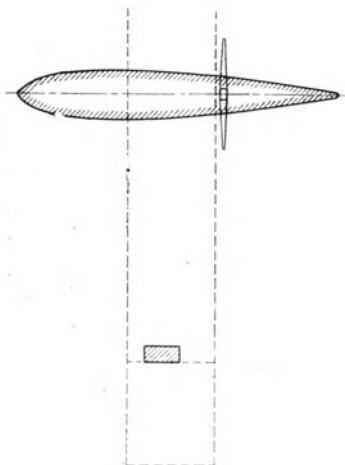
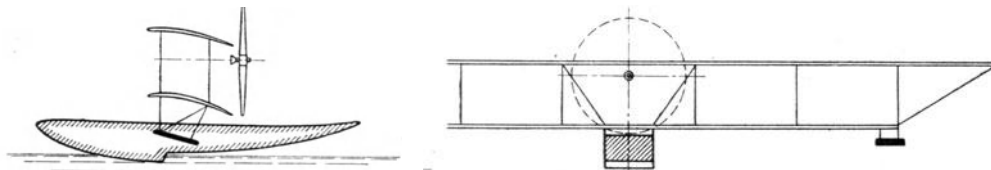


Abb. 5.
Flugboot.

und Längsstabilität erforderlich. Die nötige Querstabilität läßt sich auf drei verschiedene Arten erreichen:

1. durch ein symmetrisch zu der Längsachse des Flugzeuges angeordnetes Schwimmerpaar,
2. durch einen zentralen Einzelschwimmer mit seitlichen kleinen Stützwimmern unter den Tragdecks,
3. durch einen Einzelschwimmer von genügender Breite, das sogenannte Flugboot.

Vertreter dieser verschiedenen Typen sind in den Abbildungen 1—5 zunächst rein schematisch zur Darstellung gebracht. Abb. 1 zeigt die Anordnung mit zwei seitlich angebrachten Hauptschwimmern und hinterem unter dem Schwanz des Rumpfes angeordnetem kleinen Hilfs- oder Stützwimmer. Die dargestellte Lage des Flugzeuges zur Wasseroberfläche ist hierbei diejenige, welche in der Periode der Anfahrt vor dem Aufstiege in Frage kommt. Die Ausführung Abb. 2 unterscheidet sich von der ersteren nur dadurch, daß das Hauptschwimmerpaar von kleineren Dimensionen ist und der hinten angeordnete Stützwimmer die gleichen Abmessungen aufweist, wie die vorderen beiden. Das Flugzeug Abb. 3 stellt dieselbe Anordnung, aber im umgekehrten Sinne zur Fahrtrichtung mit vorne angebrachtem, gleichgroßem Stützwimmer dar. Hierbei befindet sich der Motor und die Propelleranlage im Gegensatz zu fast allen übrigen dargestellten Flugzeugen am hinteren Ende. Bei der Ausführung Abb. 4 wird die erforderliche Querstabilität schon der Hauptsache nach durch den zentral angeordneten Mittelschwimmer erreicht. Die unter den Tragdecks seitlich angebrachten kleinen Stützwimmer dienen nur zur Erzielung einer genügenden Reservequerstabilität, während der ebenfalls in kleinen Dimensionen gehaltene Schwanzschwimmer zur Erreichung der nötigen Längsstabilität erforderlich ist. Die Anordnung Abb. 5 zeigt schon den Übergang zum eigentlichen Flugboot. Der Schwanzschwimmer ist hierbei in Fortfall gekommen, weil der Mittelschwimmer an sich genügende Längsstabilität aufweist. Dagegen sind zur Erzielung ausreichender Querstabilität noch seitlich unter den Tragdecks angeordnete Stützwimmer beibehalten worden. Hat der Mittelschwimmer außer genügender Länge auch genügende Breite, um für sich allein ausreichend querstabil zu sein, so können die seitlichen Stützwimmer ebenfalls entbehrt werden.

Die Abbildungen 6—14 zeigen eine Reihe von ausgeführten Wasserflugzeugen, die zum größten Teil nur noch historischen Wert haben, aber gerade aus diesem Grunde zur Kennzeichnung der Entwicklung angeführt werden mögen. Die Darstellung ist ebenfalls eine rein schematische, unter besonderer Berücksichtigung

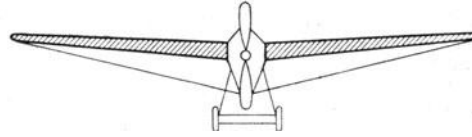
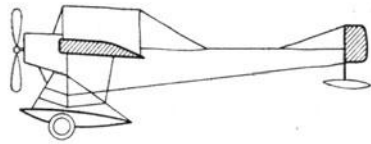


Abb. 6.

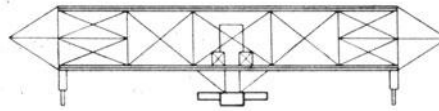
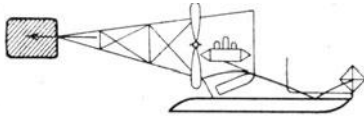


Abb. 7.

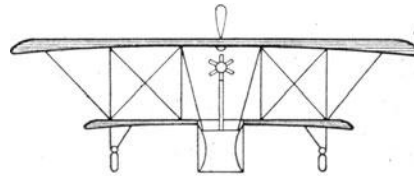
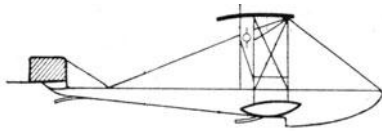


Abb. 8.

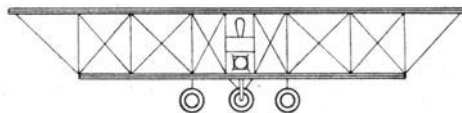
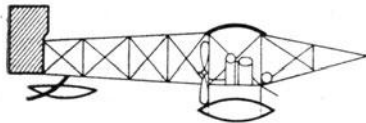


Abb. 9.

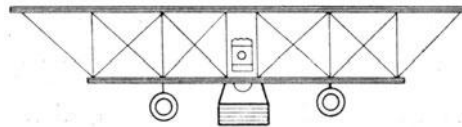
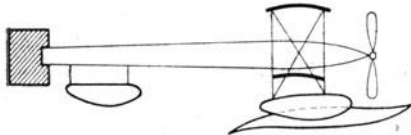


Abb. 10.

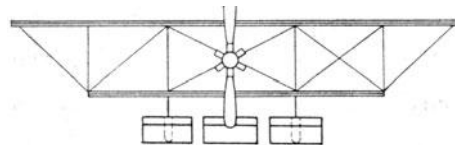
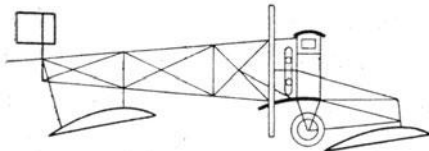


Abb. 11.

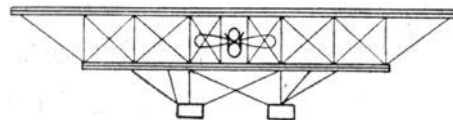
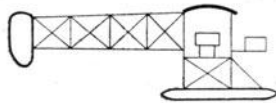


Abb. 12.

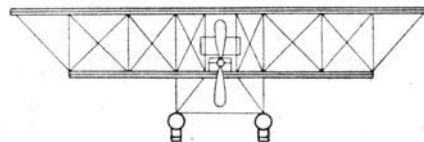
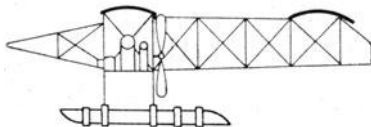


Abb. 13.

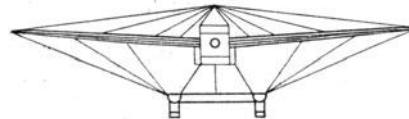
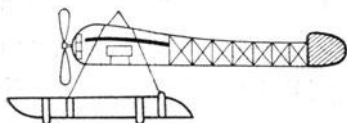


Abb. 14.

der Schwimmeranordnungen und Schwimmerformen. Bei dem Flugboot „Rep“, Abb. 6, hat der zentrale Mittelschwimmer wie auch der hintere kleinere Stützwimmer linsenförmigen Querschnitt. Unter dem ersteren ist das oben bereits erwähnte Fahrgestell angebracht, welches dazu dient, auch einen Aufstieg von Bord der Schiffe oder von Land aus zu ermöglichen. Der „Curti“-Apparat, Abb. 7, hat einen prahmförmigen, zentralen Mittelschwimmer von genügender Länge, um die nötige Längsstabilität zu erzielen, und ferner zur Erreichung genügender Querstabilität unter den Tragdecks noch kleine Stützwimmer. Das Flugzeug „Donnet-Levêque“ Abb. 8 weist einen langen bootsähnlichen Mittelschwimmer mit Stufe auf. Da derselbe aber ebenfalls nicht breit genug ist, um für sich allein querstabil zu sein, so sind auch in diesem Falle unter den Tragdecks noch seitliche Stützwimmer erforderlich. Die in Abb. 9 und 10 dargestellten Flugzeuge von „Short“ zeigen ähnliche Anordnungen aber mit anderen Schwimmerformen. Der „Caudron“-Apparat Abb. 11 weist vorne ein Schwimmerpaar von kreissegmentförmigem Querschnitt und hinten einen Stützwimmer von gleicher Größe und Gestalt auf. Ähnliche Anordnungen wie die letzteren zeigen die Flugzeuge Abb. 12, 13 und 14 von „Farman“ und „Guidoni“ mit Variationen in den Schwimmerformen.

B. Bedingungen für den Aufstieg von Wasserflugzeugen.

Wie in der Einleitung zu diesem Vortrag bereits erwähnt worden ist, kann man ein modernes Wasserflugzeug in seiner vollkommenen Bauausführung als einen Apparat definieren, der nicht nur imstande ist, auf der Wasseroberfläche zu fahren und in der Luft zu fliegen, sondern auch mit eigener motorischer Kraft von dem einen Element zum anderen leicht und sicher überzugehen. Da gerade die zuletzt angeführte Eigenschaft für die Verwendungsmöglichkeit von Wasserflugzeugen im Dienste der Kriegsmarine von ausschlaggebender Bedeutung war, so mögen in Folgendem zunächst die allgemeinen Bedingungen erörtert werden, welche für den Aufstieg in Frage kommen.

1. Auftriebskräfte und Frontwiderstände.

Die Tragdecks eines Flugzeugs erzeugen bei bestimmter günstigster Anstellung zur Fahrtrichtung eine annähernd mit dem Quadrat der Geschwindigkeit zunehmende Auftriebskraft, deren Verlauf durch die Kurve a in Abb. 15 für ein Flugzeug von 1100 kg Gewicht und 90 km/std Maximalgeschwindigkeit zur Darstellung gebracht worden ist. Da nun bei freiem horizontalen Flug in der Luft der Auftrieb gleich dem Gesamtgewicht des Apparates sein muß, so ist die Geschwindigkeit, auf welche das Flugzeug im vorliegenden Falle bei der Fahrt

unter diesem bestimmten günstigsten Anstellwinkel gebracht werden muß, durch den Schnittpunkt A der Kurve a mit der horizontalen, das Gesamtgewicht des Apparates darstellenden Geraden b gegeben. Die Tragdecks sind aber auch, wie später gezeigt werden soll, imstande, dasselbe Gewicht von 1100 kg bei geringeren und höheren Geschwindigkeiten mit größerem bzw. kleinerem Anstellwinkel zu tragen, wobei jedoch in diesen beiden Fällen der auftretende Luftwiderstand größer sein wird, als bei der Fahrt unter günstigster Anstellung. Bei der Anfahrt eines Wasserflugzeuges dürfte es oft darauf ankommen, die Schwimmer möglichst bald vom Wasser frei zu bekommen. Macht man die nicht ganz zutreffende Annahme, daß die Luftfrontwiderstände des Flugzeuges während der Periode der Anfahrt bis zum Aufstieg vom Wasser ebenfalls gesetzmäßig mit dem Quadrat der Geschwindigkeit zunehmen, so erhält man nach versuchstechnischer

Diagramm der Auftriebskräfte der Tragdecks.

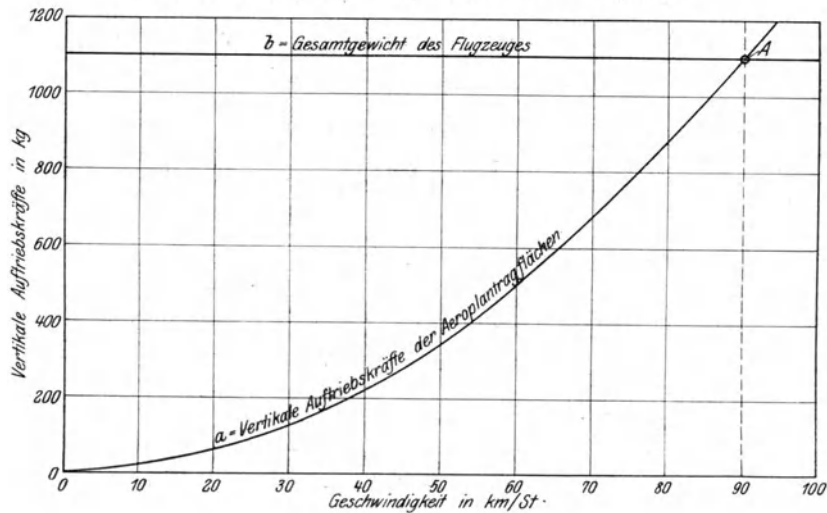


Abb. 15.

Ermittlung der horizontalen Wasserwiderstände der Schwimmer eine Gesamt-widerstandskurve d, die für das in Betracht gezogene Flugzeug in Abb. 16 dargestellt worden ist. Wie daraus zu ersehen, nehmen die horizontalen Wasserwiderstände der Schwimmer anfangs schnell zu, erreichen bei einer gewissen, sogenannten kritischen Geschwindigkeit ihr Maximum und fallen dann auf den Wert gleich Null bei der Geschwindigkeit von 65 km/std herab, wo das Flugzeug sich vom Wasser abhebt. Die Propellerschubkraft erfährt mit Erhöhung der Fahrtgeschwindigkeit, wie später näher ausgeführt werden soll, eine Verringerung in der durch die Kurve f dargestellten Weise, muß aber bei der maximalen Geschwindigkeit von 90 km/std noch dazu ausreichen, den Frontwiderstand des Flugzeuges in der Luft zu überwinden. Ist jedoch im Bereich der kritischen Geschwindig-

keit der Gesamtluft- und Wasserwiderstand größer als die Propellerschubkraft, so wird das Flugzeug nicht imstande sein, das Wasser zu verlassen. Erst wenn durch günstige Formgebung der Schwimmer ein Verlauf der horizontalen Wasserwiderstände nach Maßgabe der punktierten Kurve erzielt werden kann, wird auch bei der kritischen Geschwindigkeit die Propellerschubkraft dazu genügen, die Gesamtwiderstände zu überwinden und das Flugzeug nach einem Aufstieg vom Wasser auf die Maximalgeschwindigkeit von 90 km/std zu bringen.

Diagramm der Front-Widerstände.

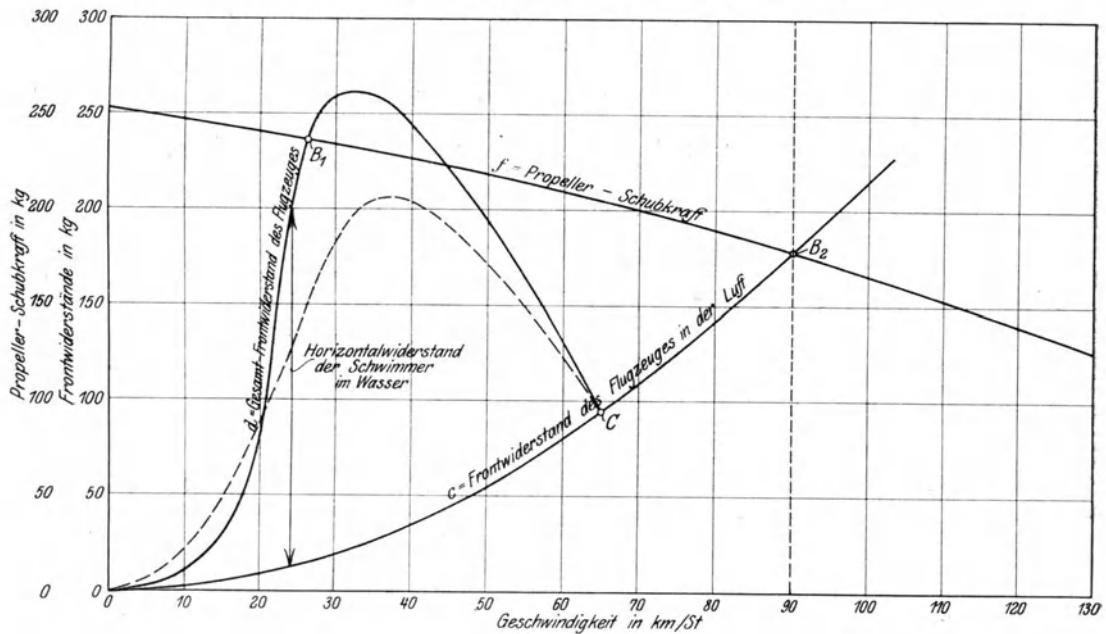


Abb. 16.

2. Gleichgewichtsbedingungen bei freiem Flug in der Luft und während der Anfahrt.

a) Kräftespiel an einem Wasserflugzeuge bei freiem Fluge in der Luft.

In Abb. 17 bezeichnen:

- T die Haupttragflächen;
 - B das Boot bzw. die Schwimmer;
 - t das hintere Höhensteuer;
 - G Systemschwerpunkt des ganzen Flugzeuges inkl. Boot;
 - W das Gesamtgewicht desselben;
 - A die Reaktionskraft der Haupttragflächen der Größe und Richtung nach im Punkte P;
 - A_v die vertikale
 - A_h die horizontale
- } Komponente derselben;

S die Propellerschubkraft;

F_b den Frontluftwiderstand des Bootes;

A_v' die vertikale Komponente der Reaktion des Höhensteuers.

Annahme: die Tragflächen T haben günstigsten Anstellwinkel, der Angriffspunkt P der Reaktionskraft A liege senkrecht über G und der Gesamtfrontwiderstand $F = A_h + F_b$ in gleicher Höhe mit der Propellerschubkraft S , so müssen in der Gleichgewichtslage die algebraischen Summen sämtlicher horizontalen und vertikalen Kräfte sowie die der Drehmomente gleich Null sein:

$$A_v - W = 0;$$

$$S - F = S - (A_h + F_b) = 0.$$

Kräftespiel an einem Wasserflugzeug während des Aufstieges.

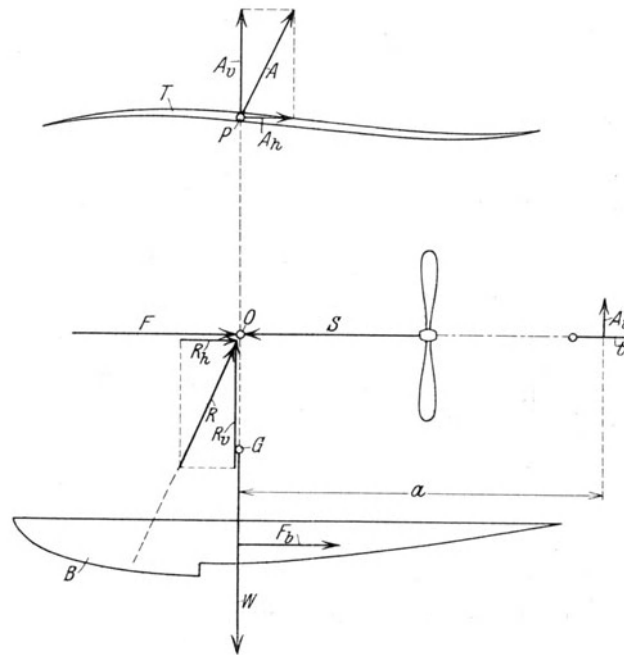


Abb. 17.

Die Summe der Drehmomente würde ohne weiteres gleich Null sein, wenn die oben gemachte Annahme über die gegenseitige Lage von P und G , sowie die der Kräfte F und S zutrifft. Ist dies nicht der Fall, so muß durch Einstellung des Höhensteuers t eine vertikale Kraft A_v' erzeugt werden, welche das erforderliche Drehmoment $A_v' \cdot a$ für die Gleichgewichtslage hergibt. Mit der Erzeugung der Vertikalstützkraft A_v' ist das Auftreten einer im selben Punkte angreifenden zusätzlichen Horizontal-Frontwiderstandskraft A_h' verbunden, welche ebenfalls von der Propellerschubkraft S überwunden werden muß.

b) Kräftespiel an einem Wasserflugzeug während der Periode der
Anfahrt.

Es bezeichnen ferner:

R Gesamtwasserreaktion auf das Boot (inkl. Auftrieb durch das Displacement);
 R_v die vertikale }
 R_h die horizontale } Komponente derselben.

Annahme: R geht durch O, den Schnittpunkt von S mit der Senkrechten durch P und G, hindurch, so muß in der Periode der Anfahrt die Horizontalkraft R_h ebenfalls von dem zusätzlichen Propellerschub überwunden werden, während die Vertikalkomponente R_v die Tragkraft A_v der Flügelflächen T unterstützen und ein weiteres senkrechtcs Austauchen des Flugbootes aus dem Wasser zur Folge haben wird. Für die Gleichgewichtslage muß sein:

$$A_v + R_v - W = 0;$$

$$S - (F + R_h) = 0.$$

Geht R nicht durch O hindurch, so muß auch hier das auftretende Kippmoment durch ein entgegengesetzt gerichtetes, von dem Höhensteuer t zu erzeugendes Stützmoment A_v'' a überwunden werden. Es dürfte erstrebenswert sein, die Anordnung bzw. Anstellung des Bootes derart zu treffen, daß bei möglichst kleinem R_h und großem R_v die Gesamtreaktionskraft des Bootes entweder gar kein oder doch nur ein geringes Kippmoment hervorruft, da sonst die Erzeugung der erforderlichen Stützkraft A_v'' stets mit einem zusätzlichen Frontwiderstande A_h'' verbunden sein wird, welcher die Fahrtgeschwindigkeit des Flugzeuges herabmindert.

Gegenstand der Modellversuche müßte demnach sein:

Ermittlung der auf das Boot bei seiner Anfahrt wirkenden Gesamtreaktionskraft R des Wassers der Größe und Lage nach und Feststellung des zweckmäßigsten Anstellwinkels des Schwimmers zur Erreichung möglichst geringen Wasserfrontwiderstandes R_h bei großer Auftriebskraft R_v .

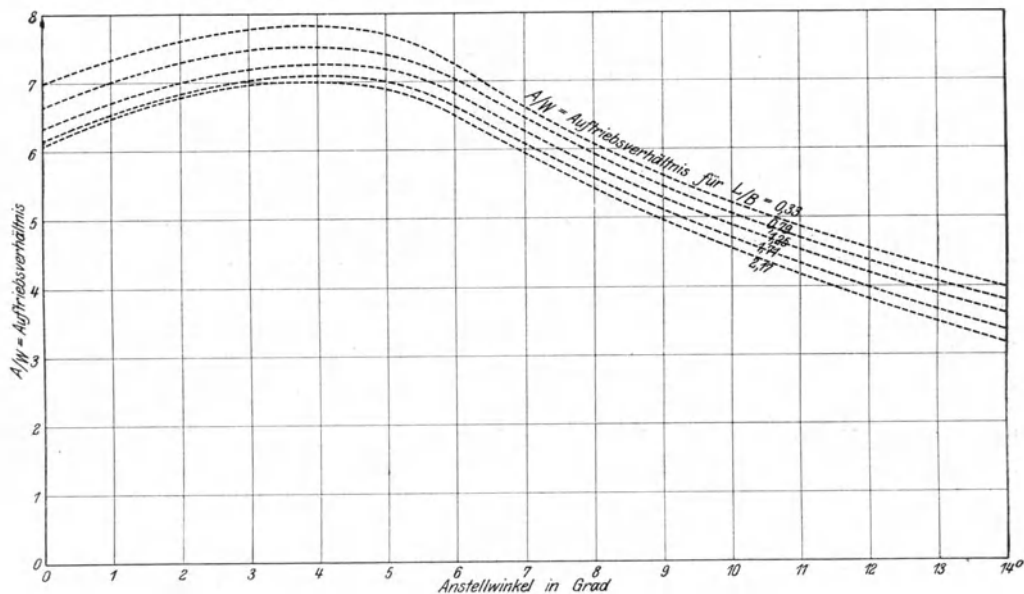
In Folgendem mögen zunächst die letzteren Verhältnisse unter Erörterung von Versuchsergebnissen behandelt werden, welche in der Versuchsanstalt zu Teddington mit rechteckigen ebenen Platten ermittelt worden sind.

C. Auftriebsverhältnisse rechteckiger ebener Platten.

Unter dem Auftriebsverhältnis ist die Beziehung zwischen den vertikalen Auftriebskräften A zu den zugehörigen horizontalen Frontwiderständen W zu verstehen, welche beliebig gestaltete Körper oder Flächen beim Schleppen unter einem be-

stimmten Anstellwinkel zur Bewegungsrichtung erfahren. Die erwähnten ebenen rechteckigen Platten hatten bei gleicher Breite B verschiedene Eintauchlängen L , letztere von ihrer Unterkante bis zur Wasserlinie gerechnet, und wurden bei kleinen Neigung^{en} von 0 bis 12° zur Fahrtrichtung unter gleichzeitiger Feststellung der vertikalen und horizontalen Komponente der Wasserreaktion untersucht. Die Resultate sind in den Diagrammen Abb. 18 in Form der Auftriebsverhältnisse A/W für verschiedene $L/B =$ Längen/Breitenverhältnisse als Funktion der Anstellwinkel und in Abb. 19 für verschiedene Anstellwinkel abhängig vom L/B -Verhältnis, aufgetragen. Wie daraus zu ersehen, ist das jedesmalige Auftriebsverhältnis durchweg um so günstiger, je kleiner das

Auftriebsverhältnisse A/W ebener, rechteckiger Flächen
von verschiedenen L/B -Verhältnissen als Funktion des Anstellwinkels.

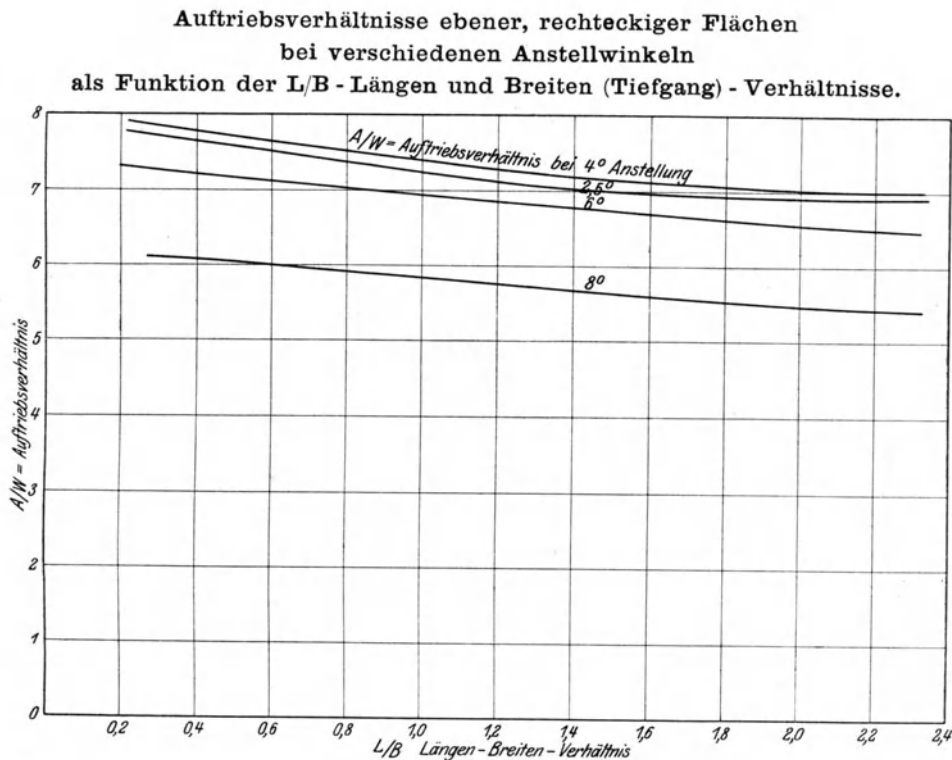


- A = Vertikale Auftriebskraft.
 W = Horizontale Widerstandskraft.
 L/B = Längen und Breiten (Tiefgangs)-Verhältnis.
 L = Eingetauchte Länge der Platte.
 B = Breite der Platte.

Abb. 18.

L/B -Verhältnis war, woraus man die Schlußfolgerung ziehen könnte, daß besonders breite Schwimmer und Flugboote bei verhältnismäßig kleinem Frontwiderstand einen großen Auftrieb erzeugen müßten. Diese Tatsache scheint auch in Wirklichkeit bis zu einer gewissen Grenze nach den in dieses Gebiet fallenden Untersuchungen von Linton Hope über die Widerstandsverhältnisse ausgeführter Gleitboote seine Bestätigung gefunden zu haben. (Vgl. hierzu Schiffbau 1915, Nr. 17, S. 463: „Der Einfluß der Breite auf die Geschwindigkeiten von Gleitbooten.“)

Es ist hierbei jedoch in Betracht zu ziehen, daß bei der Beurteilung der günstigsten Dimensionierung von Schwimmern und Flugbooten die Verhältnisse insofern anders als bei Gleitbooten liegen werden, als man von den ersteren nicht nur verlangen muß, daß sie nach Erreichung der Gleitgeschwindigkeit ein günstiges Auftriebsverhältnis haben, sondern daß sie auch während der ganzen Periode der nur wenige Sekunden dauernden Anfahrt, d. h. unter anderem also bei den niederen Geschwindigkeiten möglichst geringe Frontwiderstände aufweisen, um überhaupt schnell und mit kleiner motorischen Kraft auf Gleitgeschwindigkeit zu kommen. Da aber



- A = Vertikale Auftriebskraft.
- W = Horizontale Widerstandskraft.
- L/B = Längen und Breiten (Eintauchungs) - Verhältnis.
- L = Eingetauchte Länge der Platte.
- B = Breite der Platte.

Abb. 19.

nach Versuchen mit Gleitbooten verschiedener L/B-Verhältnisse zu urteilen, gerade die breiten Boote, welche bei maximaler Geschwindigkeit die besten Widerstandsverhältnisse aufwiesen, bei geringen Geschwindigkeiten besonders große Maschinenstärke erforderten, so wird man genötigt sein, bei Schwimmern und Flugbooten einen Kompromiß zwischen den beiden oben gekennzeichneten, auseinanderstrebenden Anforderungen zu schließen. Wie die Diagramme der Abb. 18 ferner

zeigen, nehmen bei allen L/B-Verhältnissen die Auftriebsverhältnisse mit Vergrößerung des Anstellwinkels zunächst durchweg rasch zu, erreichen bei ungefähr 4° ihr Maximum und fallen dann wieder verhältnismäßig langsam ab, woraus man im übertragenen Sinne für die mit mehr oder weniger eben gestalteten Bodenflächen versehenen Schwimmer den weiteren Schluß ziehen könnte, daß auch diese unter einer ganz bestimmten Anstellung zur Fahrtrichtung die günstigsten Verhältnisse aufweisen werden, was durch die Ergebnisse der in Folgendem erörterten Modellversuche auch bestätigt wird. Die Kenntnis dieses bestimmten günstigsten Anstellwinkels dürfte daher für den Konstrukteur eines Wasserflugzeuges von einiger Bedeutung sein, um danach sowohl die richtige relative Lage der Propellerachse wie die der Tragdecks zu den Schwimmern zwecks Erzielung möglichst vorteilhafter Antriebs- und Auftriebsverhältnisse festlegen zu können. Bei Wahl des versuchstechnisch zu ermittelnden günstigsten Anstellwinkels eines Schwimmers kann jedoch der Fall eintreten, daß dieser sich nur unter Aufwendung eines verhältnismäßig großen, in der Praxis allein von dem Höhensteuer zu liefernden Stützmomentes einhalten läßt, wodurch zusätzliche schädliche Frontwiderstände mit in Kauf zu nehmen sind, die einen Teil der zur Verfügung stehenden Propellerschubkraft aufzehren und die Fahrtgeschwindigkeit des Flugzeuges herabmindern werden. Wenn nun auch die Kippmomente der Wasserreaktion bei richtiger Kenntnis der vorliegenden Verhältnisse durch zweckmäßige Anordnung der Schwimmer zum Systemschwerpunkte und zur Propellerschubkraft bis zu einem gewissen Grade verringert werden können, so wird zur Beurteilung einer günstigen Schwimmerform eben aus diesem Grunde neben den horizontalen Frontwiderständen die Größe und Lage der die Kippmomente erzeugenden Gesamtwasserreaktion nicht außer Betracht zu lassen sein. In Folgendem möge daher auf die Art der versuchstechnischen Ermittlung dieser Werte näher eingegangen werden.

D. Einrichtung zur Untersuchung für Flugzeugschwimmer und Flugbootmodelle.

Das Modell, welches vorher so ausbalanciert ist, daß sein Systemschwerpunkt der Länge nach mit dem des ausgeführten Flugzeuges zusammenfällt, wird, wie aus der schematischen Darstellung der Abb. 20 zu ersehen, zunächst außerhalb des Wasserspiegels W—W frei in der Luft in den beiden Drehpunkten A an den Stangen B aufgehängt. Jede dieser Stangen ist mit ihrem oberen Ende an einer Schnur befestigt, die, über eine feste Rolle D geführt, an ihrem anderen Ende ein Gewicht E trägt. Die Gewichte E sind zusammen gleich dem Gewicht des Schwimmers (Displacement in Ruhe) und dem der Stangen B. Letztere werden

in den beiden Flaschen F möglichst reibungslos geführt und können sich in denselben in senkrechter Richtung frei bewegen. Die Flaschen F sind ihrerseits in den Lagern G drehbar, so daß sich also auch die Stangen B um diese in der Längsrichtung des Modells (Schlepprichtung) drehen können.

Schematische Darstellung der Versuchseinrichtung für Flugzeugschwimmer- und Flugboot-Modelle.

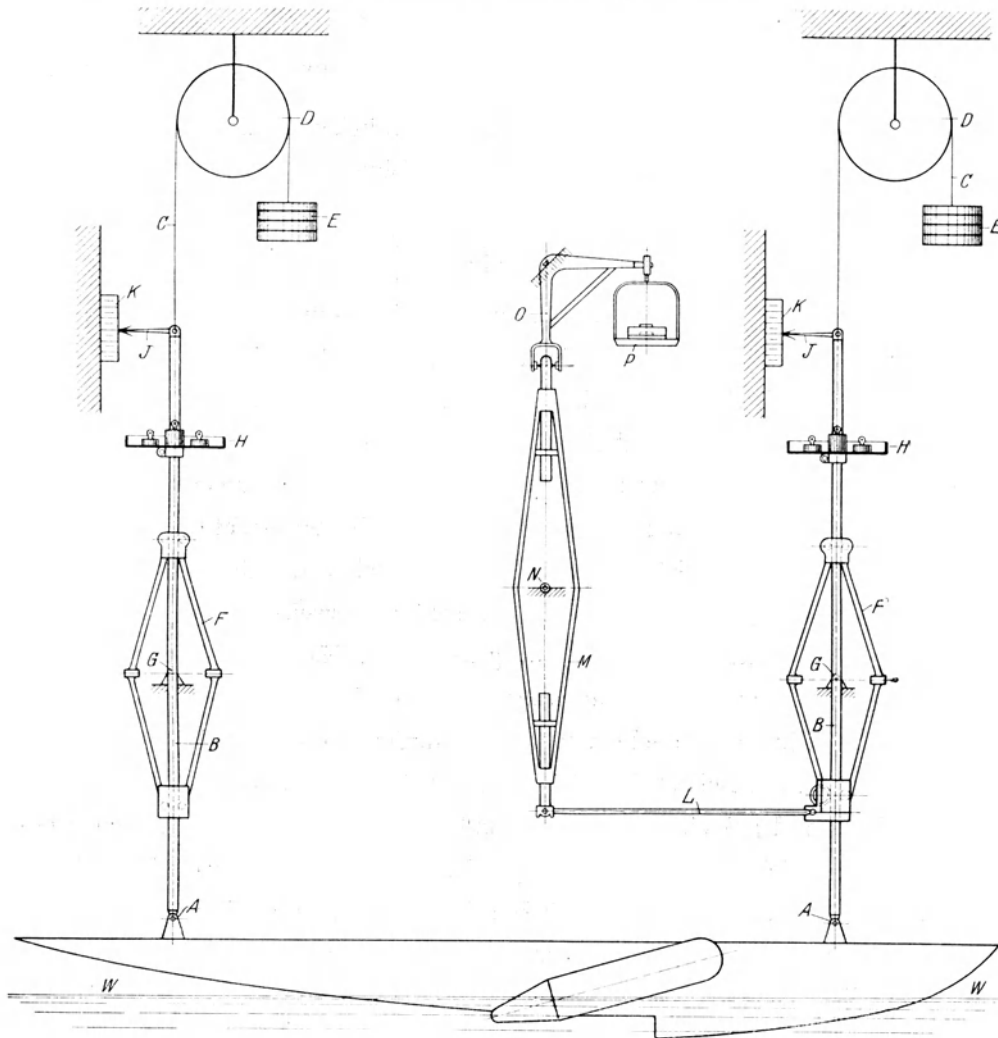


Abb. 20.

Darauf wird das Modell auf den an den Stangen B befestigten Schalen H mit dem der zu untersuchenden Fahrtgeschwindigkeit entsprechenden Belastungsgewicht R_v gleichmäßig beschwert, so daß es in diesem Zustande wieder um einen gewissen Betrag in das Wasser eintaucht. Die Bestimmung des Gewichts dieser Belastung macht allerdings eine Annahme erforderlich, um den wirklichen, beim

ausgeführten Flugzeug vorliegenden Verhältnissen näher zu kommen. Beträgt z. B. das Gesamtgewicht des Flugzeuges $W = 1100$ kg, so werden unter der Voraussetzung, daß die Abfluggeschwindigkeit bei $V = 65$ km/std erreicht wird, die Tragdecks hierbei imstande sein, das freifliegende Flugzeug ohne Unterstützung der Schwimmer mit der erforderlichen Auftriebskraft $A_v = W$ zu tragen. Während der Periode der Anfahrt auf dem Wasser werden daher bei einer kleineren Geschwindigkeit v die Tragdecks bei gleichem Anstellwinkel nur eine vertikale Auftriebskraft $A_v = W \left(\frac{v}{V}\right)^2$ liefern, so daß die von den Schwimmern in diesem Zustande durch statische und dynamische Wasserreaktion auszuübende Vertikal-Komponente der Stützkraft gleich der oben bezeichneten Größe des Belastungsgewichts

$$R_v = W - A_v = W \left[1 - \left(\frac{v}{V}\right)^2 \right]$$

sein muß. Wenn auch die Einführung dieser Annahme einer für alle untersuchten Modelle gleichmäßigen Aufstiegs geschwindigkeit eine Unvollkommenheit in der Versuchsmethode aufweist, so wird doch durch dieselbe jedenfalls eine gewisse Annäherung an die in Wirklichkeit vorliegenden Verhältnisse erreicht und der relative Wert der Versuchsergebnisse dabei, wie sich leicht nachweisen läßt, nicht wesentlich beeinflußt, da es für die weit unterhalb der Aufstiegs geschwindigkeit V liegende, am meisten interessierende kritische Geschwindigkeit V_k ziemlich belanglos ist, ob man die erstere schätzungsweise um einen gewissen Prozentsatz zu hoch oder zu niedrig vorausgesetzt hat. Nach der gleichen Methode sind auch die in den englischen und amerikanischen Versuchsanstalten geprüften Schwimmer und Flugbootmodelle untersucht worden, deren Ergebnisse der Vortragende bereits in der Zeitschrift „Schiffbau“ 1915 Nr. 23 S. 655 u. 669 behandelt hat. Dieser Umstand gab einen weiteren Anlaß, die oben gemachte schätzungsweise Annahme einer gleichmäßigen Aufstiegs geschwindigkeit einzuführen bzw. beizubehalten, besonders aus Gründen, um die Resultate der erwähnten Versuchsanstalten für eine Fortsetzung des Programms verwenden und die eigenen Ergebnisse mit jenen unmittelbar vergleichen zu können.

Bei der Fahrt der Schwimmer und Flugbootmodelle werden nun die auf den beiden Schalen H befindlichen Gewichte unter Einhaltung einer der betreffenden Geschwindigkeit entsprechenden Gesamtbelastung R_v von hinten nach vorne oder im entgegengesetzten Sinne umgetrimmt, bis für das Modell ein bestimmter, auf die ursprüngliche Schwimmwasserlinie in Ruhe bezogener Anstellwinkel erreicht ist, der von den Zeigern J auf den Skalen K abgelesen werden kann. In diesem Zustande geben die Gewichte auf den beiden Schalen H die wirklichen, in den beiden

**Graphische Ermittlung
der Gesamtwasser-Reaktion R bei bestimmtem
Anstellwinkel der Grösse und Lage nach.**

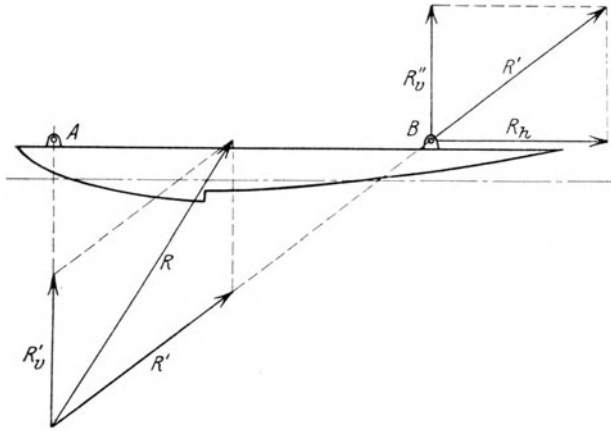


Abb. 21.

Punkten A wirkenden Vertikal-Reaktionen des Wasserwiderstandes $R_{v'}$ und $R_{v''}$ an.

Das untere Ende der vorderen Flasche F ist durch eine leichte horizontale Stange L mit dem unteren Ende des in N drehbaren gleicharmigen Meßhebels M verbunden, vermittels dessen nach Übertragung durch den Kniehebel O auf der Schale P die in L wirkende Horizontal-Komponente des Wasserwiderstands R_h gemessen werden kann.

Die drei so ermittelten Kräfte $R_{v'}$, $R_{v''}$ und R_h werden nach der in Abb. 21 dargestellten Weise graphisch zusammengesetzt und ergeben so die Gesamtreaktion R des Wasserwiderstandes für das Modell bei der Fahrt unter bestimmtem Anstellwinkel zur Schlepprichtung der Größe und Lage nach.

**E. Schlepp-Versuchsergebnisse
des Flugbootmodells Nr. 451.**

Die Linien des den Versuchen zugrunde liegenden Flugbootes mit seitlichen zylindrischen

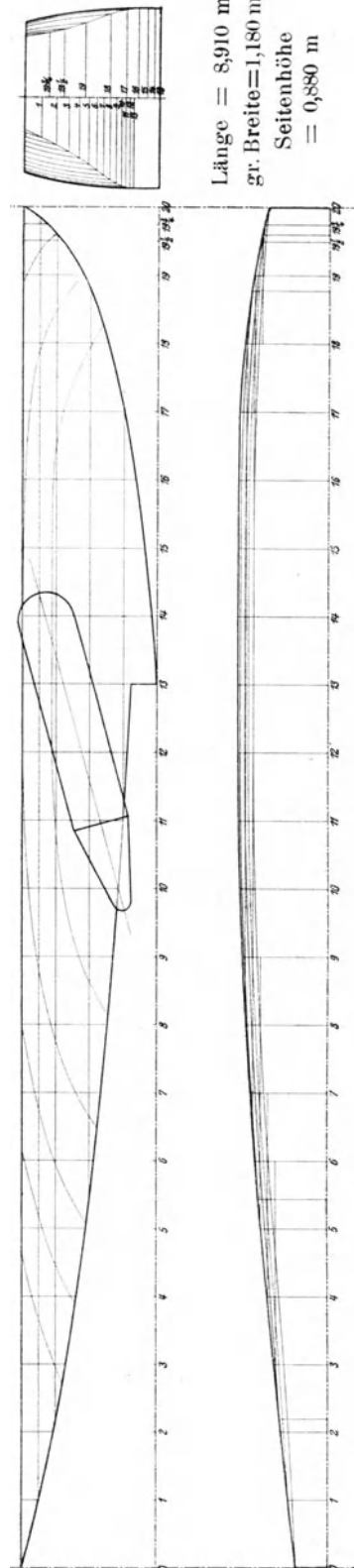


Abb. 22.

Stützwimmern sind in Abb. 22 zur Darstellung gebracht. Das Gesamtgewicht des zugehörigen Flugzeuges betrug $W = 1100$ kg.

Der erste Teil der Versuche erstreckte sich auf die Ermittlung des günstigsten Anstellwinkels für die Fahrt im Bereich der mit etwa 25 km/std angenommenen kritischen Geschwindigkeit, unter gleichzeitiger Feststellung der dabei auftretenden Kippmomente der Wasserreaktion, letztere aber nicht auf den für die Fahrtstabilität charakteristischen Schnittpunkt O (vgl. Abb. 17) der Propellerschub-

Wasserflugzeug - Modell No. 451.
Horizontale Wasserwiderstände und Kippmomente für die gleichbleibende Geschwindigkeit von 25 km/Stde. bei verschiedenen Anstellwinkeln.

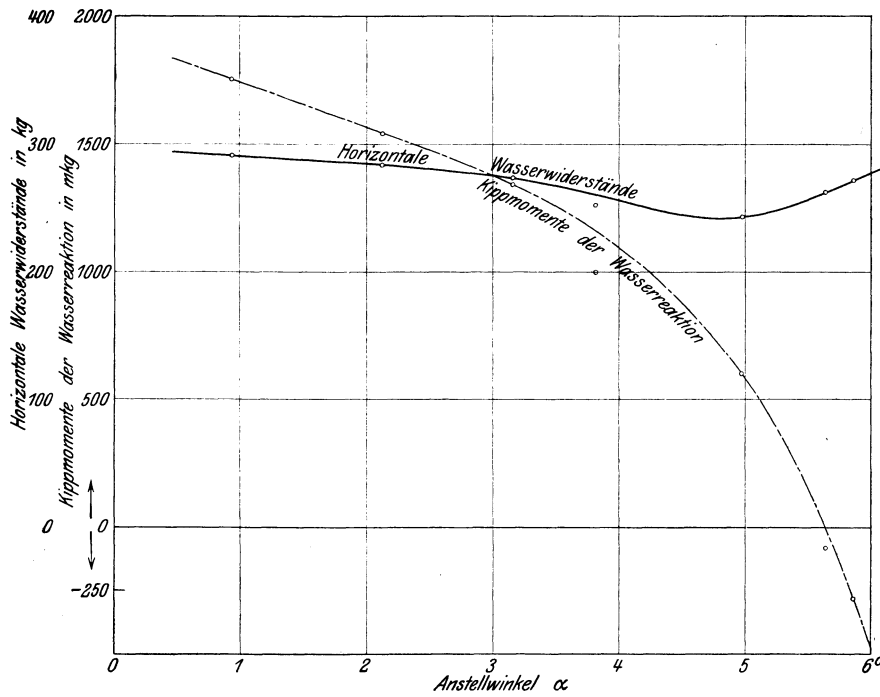


Abb. 23.

kraft S mit der Normalen durch den Systempunkt G , sondern auf einen senkrecht unterhalb desselben in Höhe des Decks gelegenen Punkt O' bezogen, um welchen das Modell bei Einhaltung der verschiedenen Anstellwinkel gedreht worden war. In den Diagrammen Abb. 23 sind die Werte für die horizontalen Wasserwiderstände, wie die zugehörigen Kippmomente, auf das ausgeführte Flugboot übertragen, als Funktion des Anstellwinkels graphisch aufgetragen. Wie daraus zu ersehen, nehmen im vorliegenden Falle mit Vergrößerung des Anstellwinkels die Widerstände bis zu etwa 5° in verhältnismäßig geringem Maße ab und von dort an wieder in höherem Grade zu, während die Kippmomente ständig kleiner

werden und bei 6° Anstellung den Wert Null erreichen. Diese so dargestellten Kippmomente lassen aber ohne weiteres noch kein Urteil über die wirklich vorliegenden Fahrt-Stabilitätsverhältnisse zu, sondern müssen zu diesem Zweck erst noch auf den bezeichneten Punkt O übertragen werden. Um die vertrimmende Wirkung der Gesamtreaktionen des Wassers auf den Schwimmkörper zunächst

Wasserflugzeug. Modell Nr. 451.

Geschwindigkeit konstant gleich 25 km/Stde.

Lage der Wasserreaktionskräfte R bei verschiedenen Anstellwinkeln α .

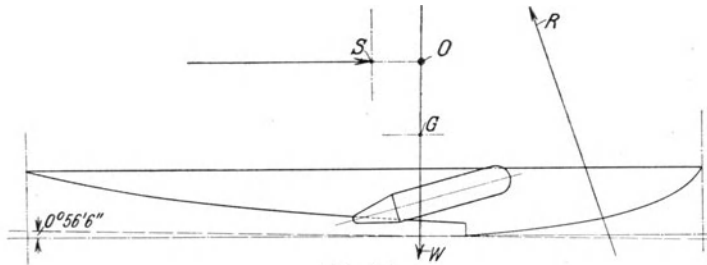


Abb. 24.

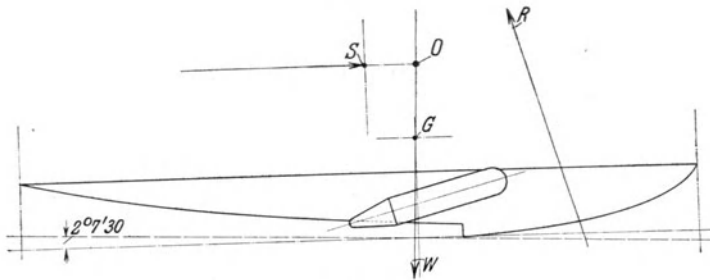


Abb. 25.

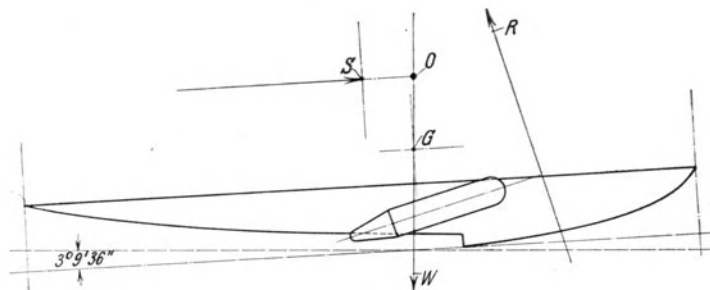


Abb. 26.

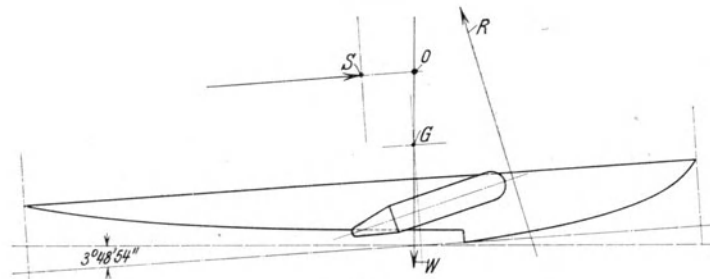


Abb. 27

Wasserflugzeug. Modell Nr. 451.

Geschwindigkeit konstant gleich 25 km/Stde.

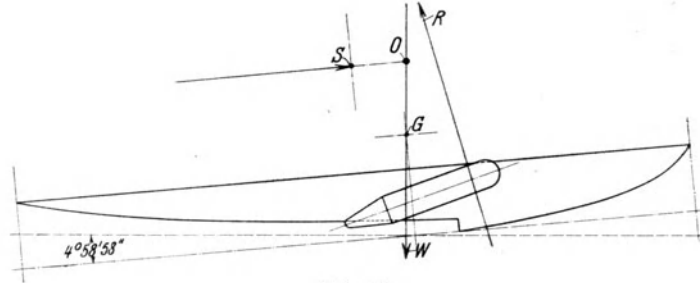
Lage der Wasserreaktionskräfte R bei verschiedenen Anstellwinkeln α .

Abb. 28.

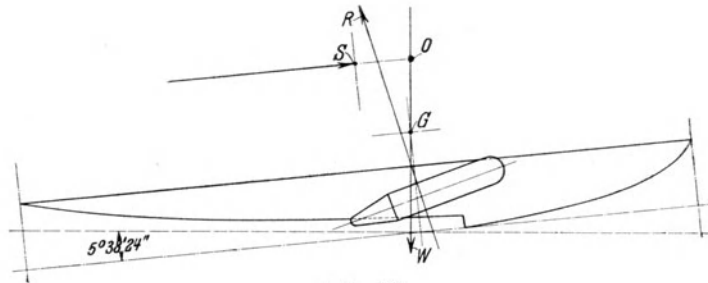


Abb. 29.

durch Anschauung kenntlich zu machen, sind in den Abb. 24—29 die versuchs-technisch ermittelten Werte von R der Lage und Richtung nach eingetragen. Wie daraus zu ersehen, werden diese Kräfte auch auf den erwähnten charakteristischen Schnittpunkt O bezogen, bei kleinen Anstellwinkeln noch ziemlich bedeutende von vorne über oben nach achtern wirkende Trimm-Momente erzeugen, die nicht von den bei diesen niedrigen Geschwindigkeiten eben noch erreichbaren Stützmomenten des Höhensteuers überwunden werden können. Erst bei Anstellwinkeln zwischen 4 bis 5° wird es möglich sein, das dann nur noch verhältnismäßig kleine Kippmoment der Wasserreaktion mit dem Höhensteuer aufzunehmen, besonders wenn man bei Festlegung der Konstruktion durch eine Verschiebung des Schwimmers relativ zum Oberbau des Flugzeuges nach hinten das Trimm-Moment noch weiter zu verringern sucht. Wie aus Abb. 29 zu ersehen, tritt bei ungefähr $5\frac{1}{2}^\circ$ Anstellung schon ein im umgekehrten Sinne, d. h. von hinten über oben nach vorne wirkendes Kippmoment auf, was darauf schließen läßt, daß zwischen 5 und $5\frac{1}{2}^\circ$ Anstellung diejenige Lage bereits überschritten sein wird, welche es ermöglichen würde, das Flugzeug ohne Gebrauch des Höhensteuers im Bereich der kritischen Geschwindigkeit zu fahren. Da nun eine mäßige Inanspruchnahme des Höhensteuers während der Anfahrt weiter keine wesentliche zusätzliche Erhöhung des Luftfrontwiderstandes zur Folge haben würde und ein geringes aufrichtendes

Wasserflugzeug Modell Nr. 451.
 Horizontale Wasserwiderstände und Kippmomente für verschiedene Geschwindigkeiten
 bei gleichbleibendem Anstellwinkel
 $\alpha = 4^\circ$.

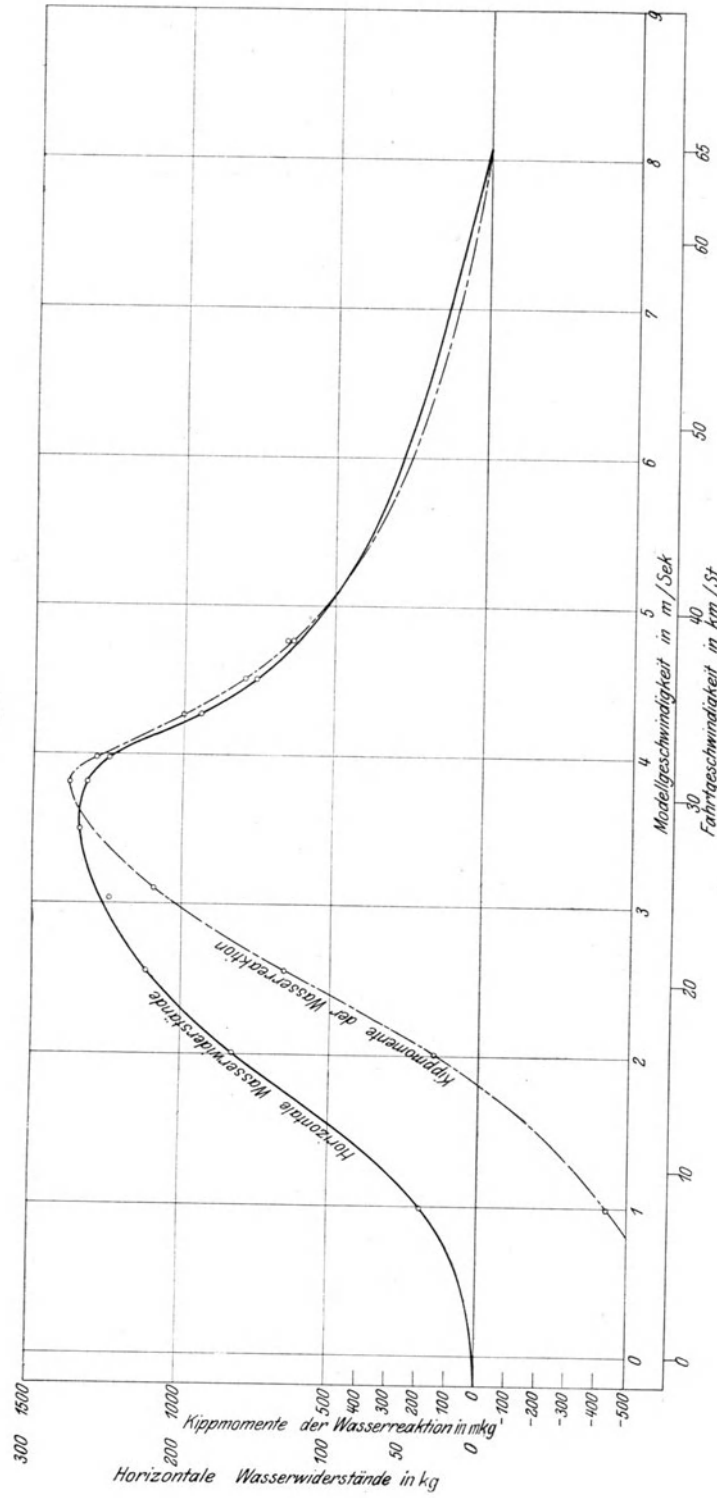


Abb. 30.

Wasserflugzeug-Modell Nr. 451.

Lage der Wasserreaktions-Kräfte R bei verschiedenen Geschwindigkeiten.
Anstellwinkel des Mittelschwimmers durchweg gleich 4° .

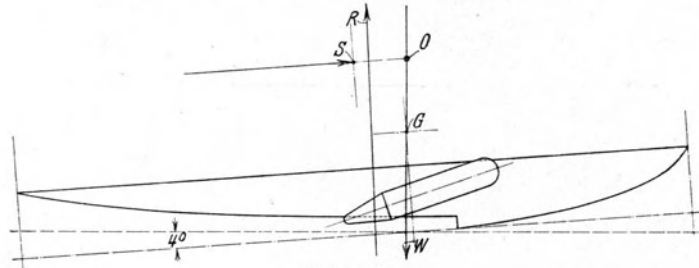
 $V = 8,0 \text{ km/Std}$

Abb. 31.

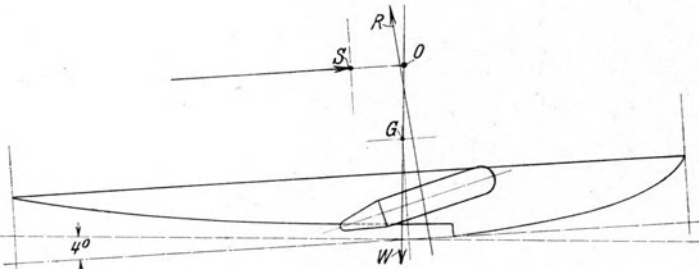
 $V = 16,24 \text{ km/Std.}$

Abb. 32.

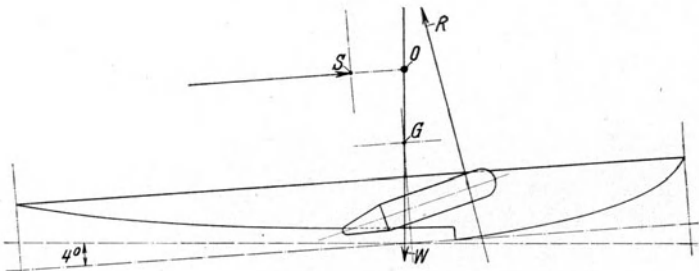
 $V = 20,63 \text{ km/Std.}$

Abb. 33.

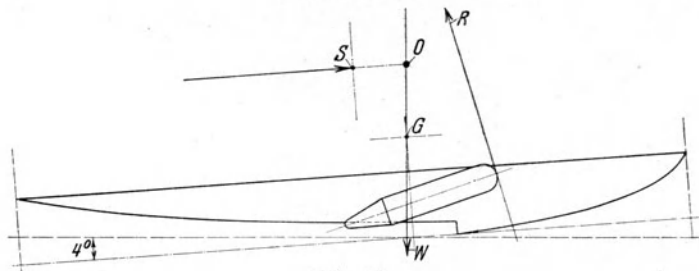
 $V = 24,5 \text{ km/Std.}$

Abb. 34.

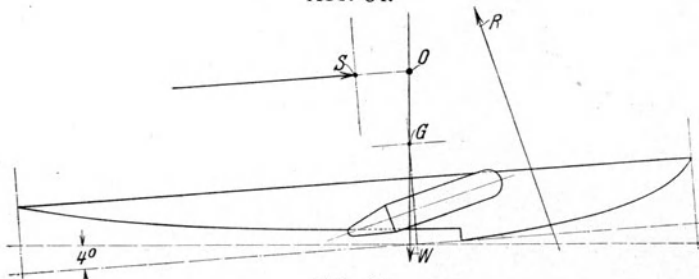
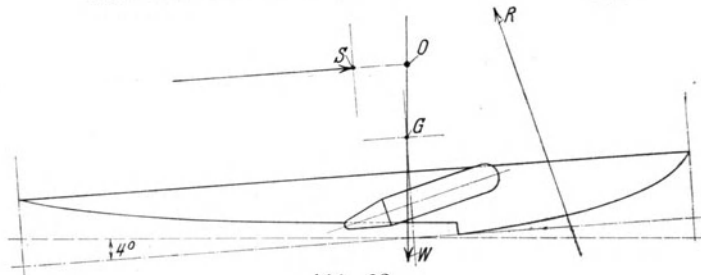
 $V = 30,68 \text{ km/Std.}$

Abb. 35.

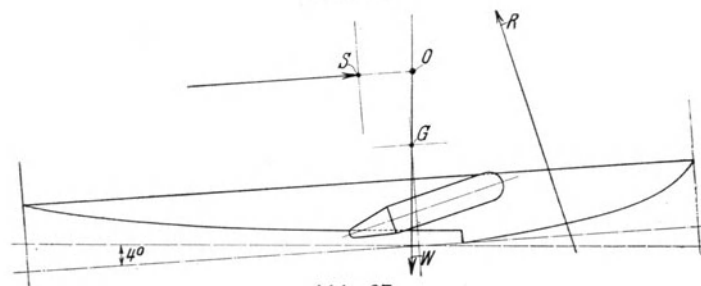
Wasserflugzeug-Modell Nr. 451.

Lage der Wasserreaktions-Kräfte R bei verschiedenen Geschwindigkeiten.
Anstellwinkel des Mittelschwimmers durchweg gleich 4° .



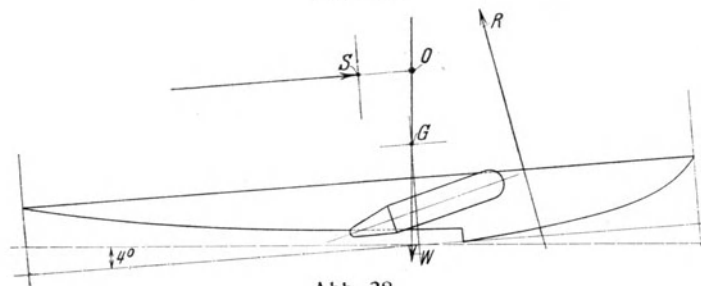
$V = 30,7 \text{ km/Std.}$

Abb. 36.



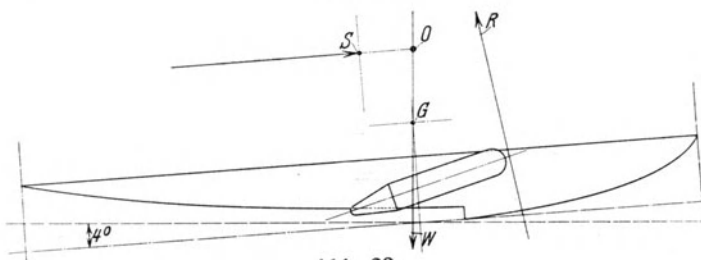
$V = 32,0 \text{ km/Std.}$

Abb. 37.



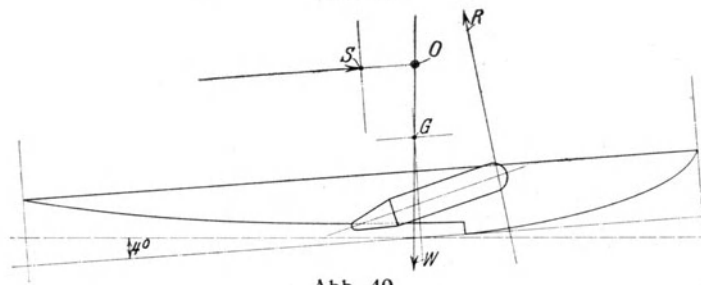
$V = 34,4 \text{ km/Std.}$

Abb. 38.



$V = 36,3 \text{ km/Std.}$

Abb. 39.



$V = 38,4 \text{ km/Std.}$

Abb. 40.

Bemerkung: In Abb. 41—46 ist Geschwindigkeit konstant gleich 25 km/Std.

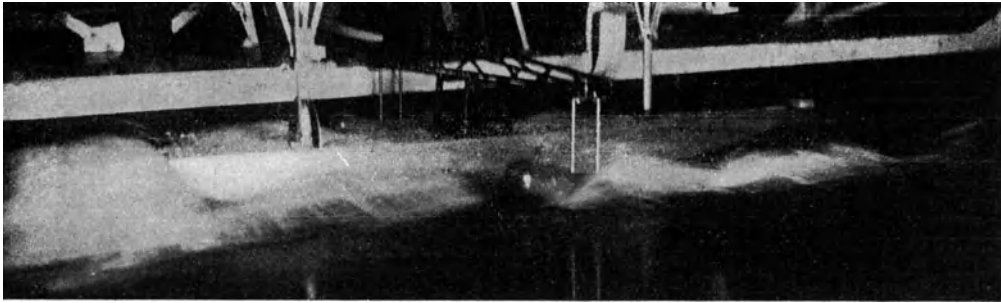


Abb. 41. $\alpha = 0^{\circ} 57'$

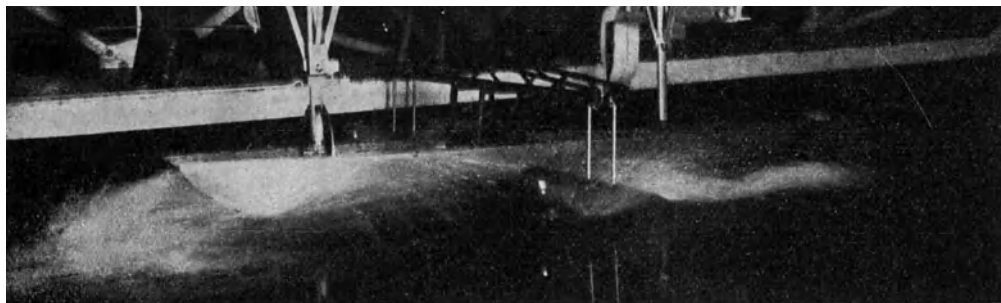


Abb. 42. $\alpha = 2^{\circ} 8'$

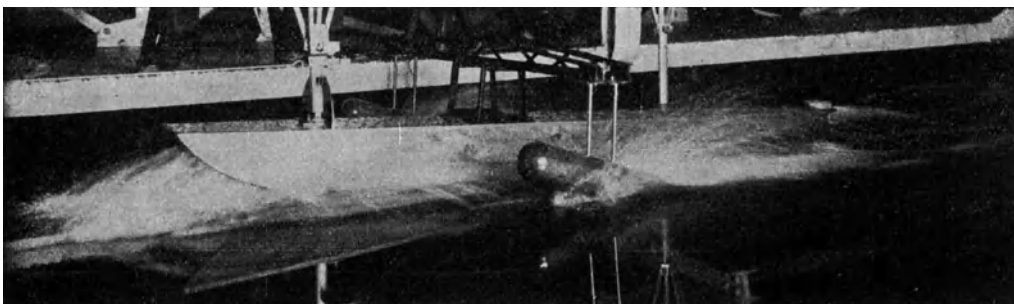
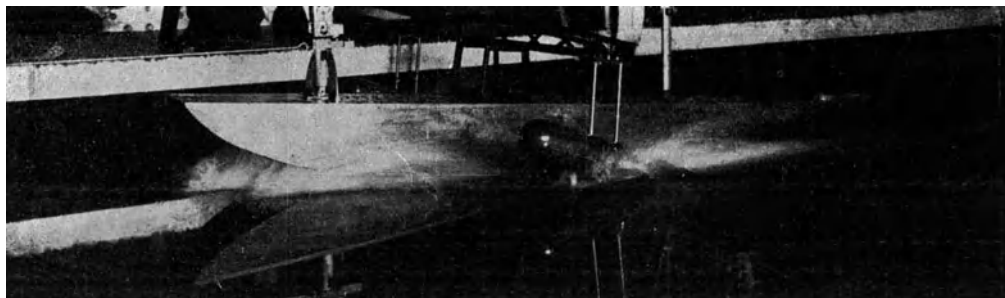
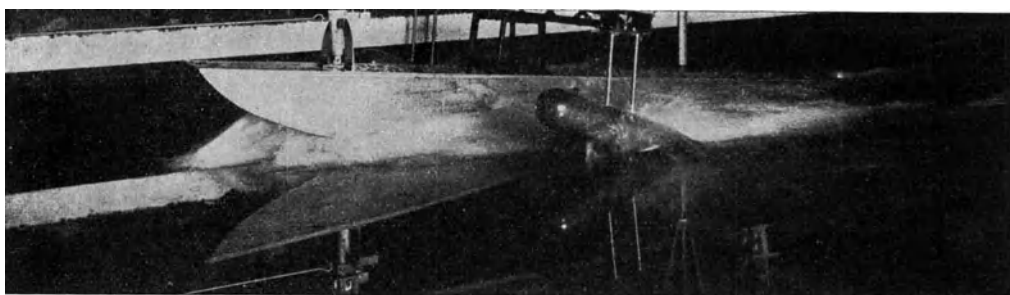


Abb. 43. $\alpha = 3^{\circ} 10'$



Abb. 44. $\alpha = 3^{\circ} 58'$

Abb. 45. $\alpha = 4^\circ 59'$ Abb. 46. $\alpha = 5^\circ 39'$

Moment als Reserve gegen ein Überschlagen des Flugzeuges nach vorne erwünscht sein dürfte, so wurden die weiteren Versuche dieses Modells Nr. 451 für die anderen Geschwindigkeiten bis zu der angenommenen Aufstiegsgeschwindigkeit von 65 km/std mit einem Anstellwinkel von 4° durchgeführt. Die Resultate dieser Versuche sind in Abb. 30 zur Darstellung gebracht. Auch hierbei beziehen sich die eingetragenen Kippmomente auf einen angenommenen Drehpunkt O' , welcher senkrecht unterhalb des für die Fahrtstabilität charakteristischen Schnittpunktes O der Propellerschubkraft S mit der Normalen durch den System-schwerpunkt G gelegen ist, und müssen zur Beurteilung der wirklichen Fahrtstabilitätsverhältnisse noch auf den bezeichneten Punkt O übertragen werden. Hierfür ist ebenfalls die Kenntnis der versuchstechnisch ermittelten Gesamtreaktion R des Wassers der Lage und der Richtung nach erforderlich, welche die Abb. 31–40 zur Darstellung bringen. Die Photos Abb. 41–46 zeigen die Wellenbildung des Modells im Bereich der kritischen Geschwindigkeit von etwa 25 km/std bei der Fahrt unter verschiedenen Anstellwinkeln und Abb. 47–50 die für den konstanten Anstellwinkel von 4° bei verschiedenen Geschwindigkeiten in der Periode der Anfahrt bis zum Aufstieg vom Wasser. Wie hieraus zu ersehen, findet durchweg eine starke schädliche Beeinflussung der seitlichen Stützwimmer

Bemerkung: In Abb. 47–50 ist Anstellwinkel α konstant gleich 4° .

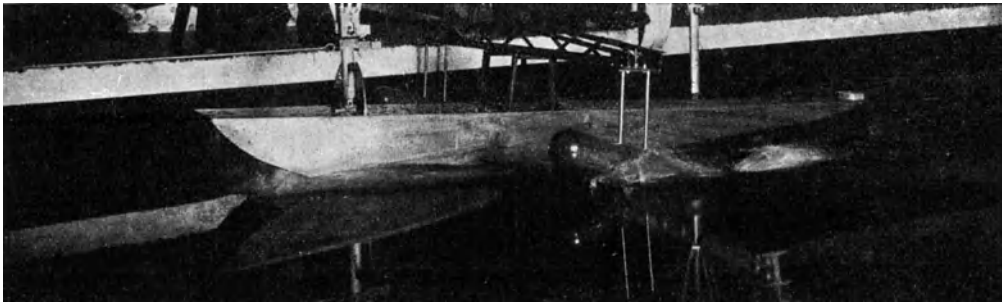


Abb. 47. $V_s = 16,2$ km/Std.

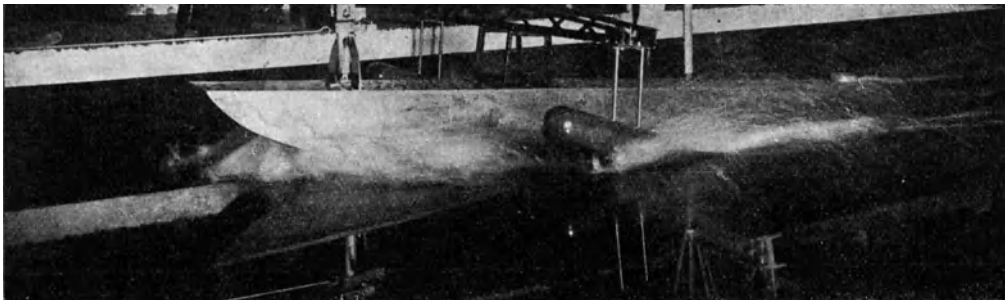


Abb. 48. $V_s = 24,5$ km/Std.



Abb. 49. $V_s = 34,4$ km/Std.

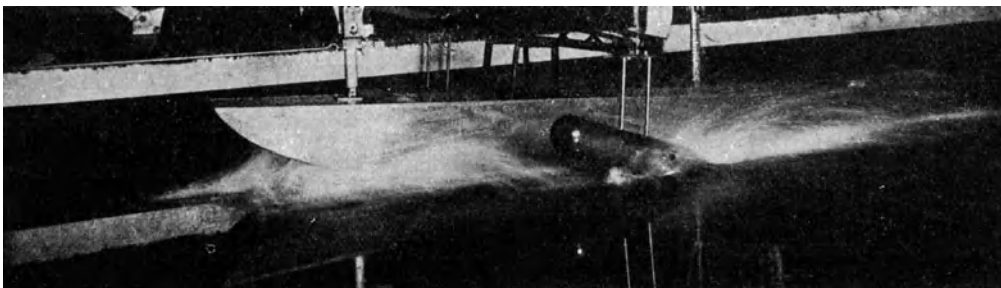


Abb. 50. $V_s = 38,4$ km/Std.

durch die von dem zentralen Hauptschwimmer erzeugten Wellen statt, so daß es vorteilhafter sein dürfte, von dem Gebrauch der ersteren, wenn angängig, Abstand zu nehmen und den zentralen Mittelschwimmer oder das eigentliche Boot so breit zu dimensionieren, daß es für sich allein die erforderliche Querstabilität aufweist.

Luftpropeller Modell Nr. 169.

Konstruktionsdaten:

Anzahl der Flügel	2
Außerer Schraubendurchmesser	2700 mm
Nabendurchmesser	196 mm
Steigung bei 0,7 R.	1260 mm
Disk-Areal	5,73 qm
Abgew. Flügel-Areal	0,583 qm
Proj.	0,543 qm

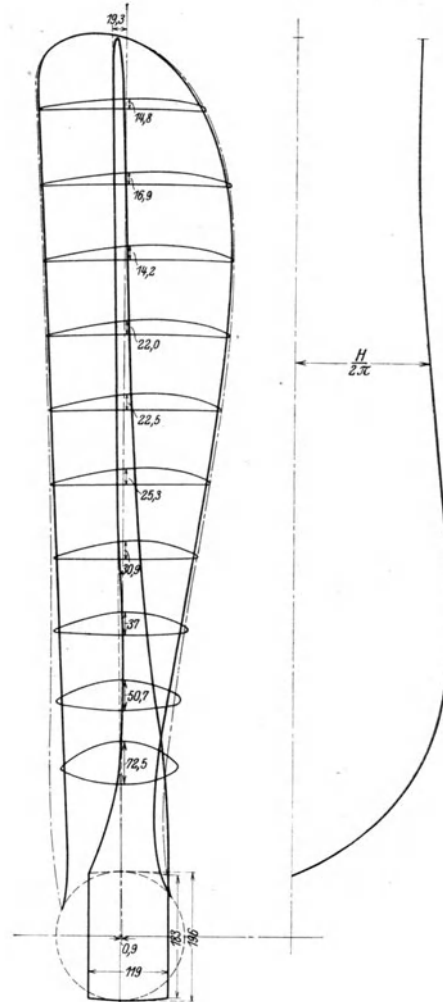


Abb. 51.

Für die Beurteilung der im Bereich der kritischen Geschwindigkeit vorliegenden Verhältnisse ist nach den anfangs gemachten Ausführungen (vgl. Diagramme Abb. 16), abgesehen von dem Verlauf der auftretenden Luftwiderstände des ganzen Flugzeuges auch die Kenntnis der mit Erhöhung der Geschwindigkeit abfallenden Propellerschubkraft von Wichtigkeit. Daher soll in Folgendem auf die Untersuchung der für dieses Flugzeug gewählten Luftschraube näher eingegangen werden.

F. Untersuchung des Luftpropellers Nr. 169.

Die betreffende zweiflüglige Luftschraube, deren Konstruktionsverhältnisse in Abb. 51 dargestellt sind, hatte einen Durchmesser $D = 2700$ mm und eine

Luft-Propeller Modell Nr. 169.
Diagramme der Fahrt-Versuchsergebnisse.

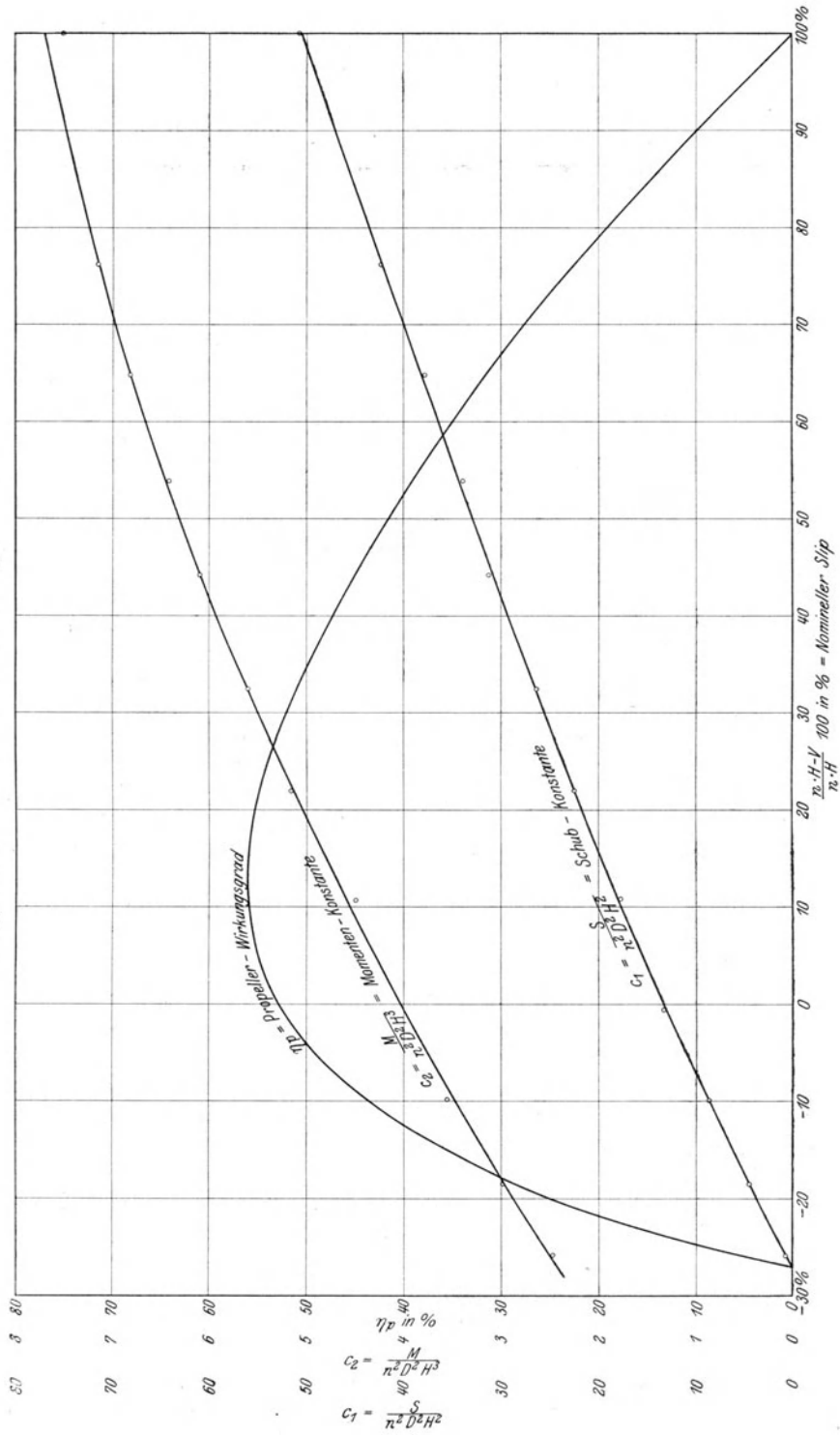
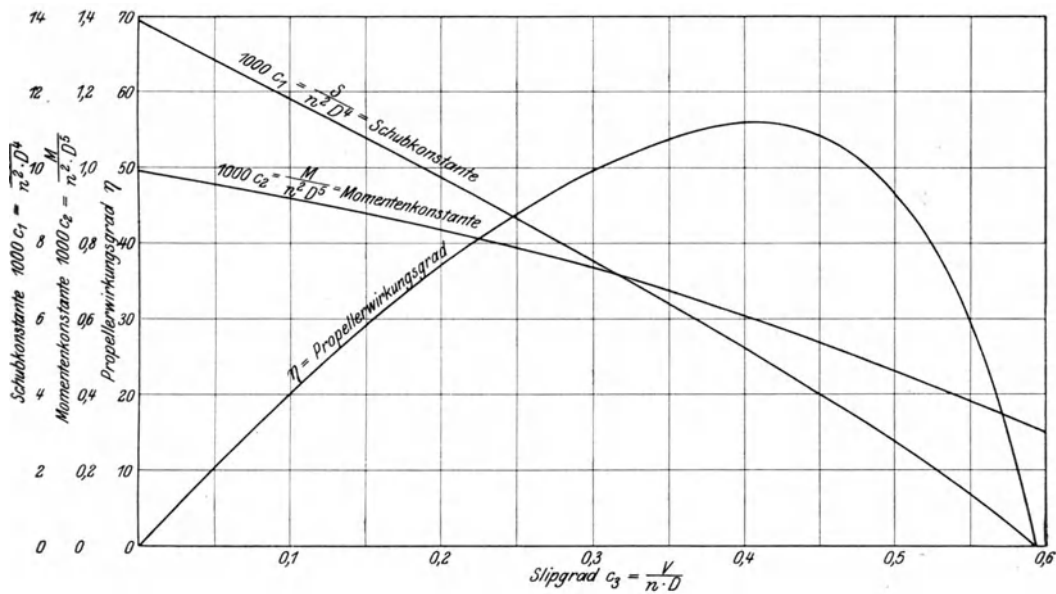


Abb. 52.

nomielle auf $\frac{7}{10}$ des Radius gemessene Sehnensteigung von 1260 mm. Der vorgesehene Flugzeugmotor sollte seine normale Leistung von WPS = 100 abgebremsten Wellenpferdestärken bei $n_s = 1400$ Touren/Min erreichen und bei $n_s = 1430$ Touren/Min etwas über 105 WPS hergeben können.

Von dem Luftpropeller Nr. 169 wurde ein Modell im Maßstabe $\frac{1}{20}$ der natürlichen Größe ausgeführt und nach der vom Vortragenden bereits im Jahrbuch 1914 dieser Gesellschaft S. 568 beschriebenen Methode mit der konstanten Tourenzahl

Luftpropeller Modell Nr. 169.
Versuchs-Resultate übertragen auf Luft von 15° C. und 760 mm Ba.



Propeller-Daten:

- H/D = Steigungsverhältnis = 0,467 (07 R.).
- b/D = Flügelblattbreitenverhältnis = 10,5 %.
- Z = Anzahl der Flügel = 2.

Abb. 53.

von $n = 15$ Touren/Sek. bei verschiedenen Fahrtgeschwindigkeiten im Wasser des Bassins untersucht. Die Ergebnisse sind in Abb. 52 in Form der Schubkonstanten $c_1 = \frac{S}{n^2 D^2 H^2}$ und Momentkonstanten $c_2 = \frac{M}{n^2 D^2 H^3}$ sowie des Propellerwirkungsgrades η_p als Funktion des nominellen Slips $s_n = \frac{n H - V}{n H}$ graphisch aufgetragen. Hierbei beziehen sich die c_1 - und c_2 -Werte auf die unmittelbar im Wasser festgestellten Resultate und müssen zur Übertragung auf Luft von 760 mm Barometerstand und 15° C Temperatur, entsprechend dem Dichtigkeitsverhältnis beider Medien, noch durch 800 dividiert werden. Um aber einen einfachen Ver-

gleich dieser Ergebnisse mit denen des später in Luft untersuchten ausgeführten Luftpropellers ohne weiteres zu ermöglichen, sind in Abb. 53 die Versuchsergebnisse des im Wasser geprüften Modellpropellers auch noch, auf Luft übertragen, in der im Luftschiffbau üblichen Konstantenform, abhängig von dem sogenannten Fortschrittsgrad $\frac{V}{nH}$, d. h. dem Verhältnis der Fahrtgeschwindigkeit zu dem Produkt aus Tourenzahl mal Durchmesser zur Darstellung gebracht. Für die ausgeführte Luftschraube konnten wirklich zuverlässige Werte nur bei der Standprobe ermittelt werden, deren Ergebnisse mit denen des im Wasser ebenfalls im Stand untersuchten Modellpropellers eine ziemlich genaue Übereinstimmung aufwiesen, so daß wohl die Annahme berechtigt ist, daß eine Übertragungsmöglichkeit der mit dem fahrenden Modellpropeller in Wasser festgestellten Resultate auf die gleichen Verhältnisse der zugehörigen Luftschraube in Luft unter Berücksichtigung der verschiedenen Dichtigkeit beider Medien mit einiger Sicherheit zu erwarten sein wird.

Die Diagramme der Abb. 52 können nun für die Zwecke der vorliegenden Flugzeugversuche in folgender Weise weiter ausgewertet werden. Sind die Widerstandsverhältnisse eines gegebenen Wasserflugzeuges für die Periode der Anfahrt nach der oben beschriebenen und in den Diagrammen der Abb. 16 schematisch dargestellten Art versuchstechnisch ermittelt und ist aus konstruktiven Gründen ein ganz bestimmter Propeller mit beschränktem Durchmesser und normalem Steigungsverhältnis gewählt, so wäre für die bei der kritischen Geschwindigkeit vorliegenden Verhältnisse die Aufgabe zu lösen, auf welche Touren dieser Propeller zu bringen sei, um den dabei vorhandenen Frontwiderstand zu überwinden, und ferner, wie groß das erforderliche Propellerdrehmoment und die davon abhängige Motorenstärke sein müßte. Um diese Frage zu beantworten, ist es nötig, den Begriff des sogenannten Durchmesserbelastungsgrades wie den des Slipgrades einzuführen.

Die vom nominellen Slip s_n abhängige Schubkonstante ist

$$c_1 = \frac{S}{n^2 D^2 H^2};$$

$$S = c_1 \cdot n^2 \cdot D^2 \cdot H^2;$$

$$nH = \frac{V}{1 - s_n};$$

$$S = c_1 \cdot D^2 \cdot \left(\frac{V^2}{(1 - s_n)^2} \right);$$

$$\frac{\sqrt{S}}{D \cdot V} = \frac{\sqrt{c_1}}{1 - s_n} = C_d = \text{Durchmesserbelastungsgrad.}$$

Da letzterer, wie aus dieser Beziehungsgleichung zu ersehen, nur vom nominellen

Luft-Propeller Modell Nr. 169.
Auswertung der Fahrt-Versuchsergebnisse.

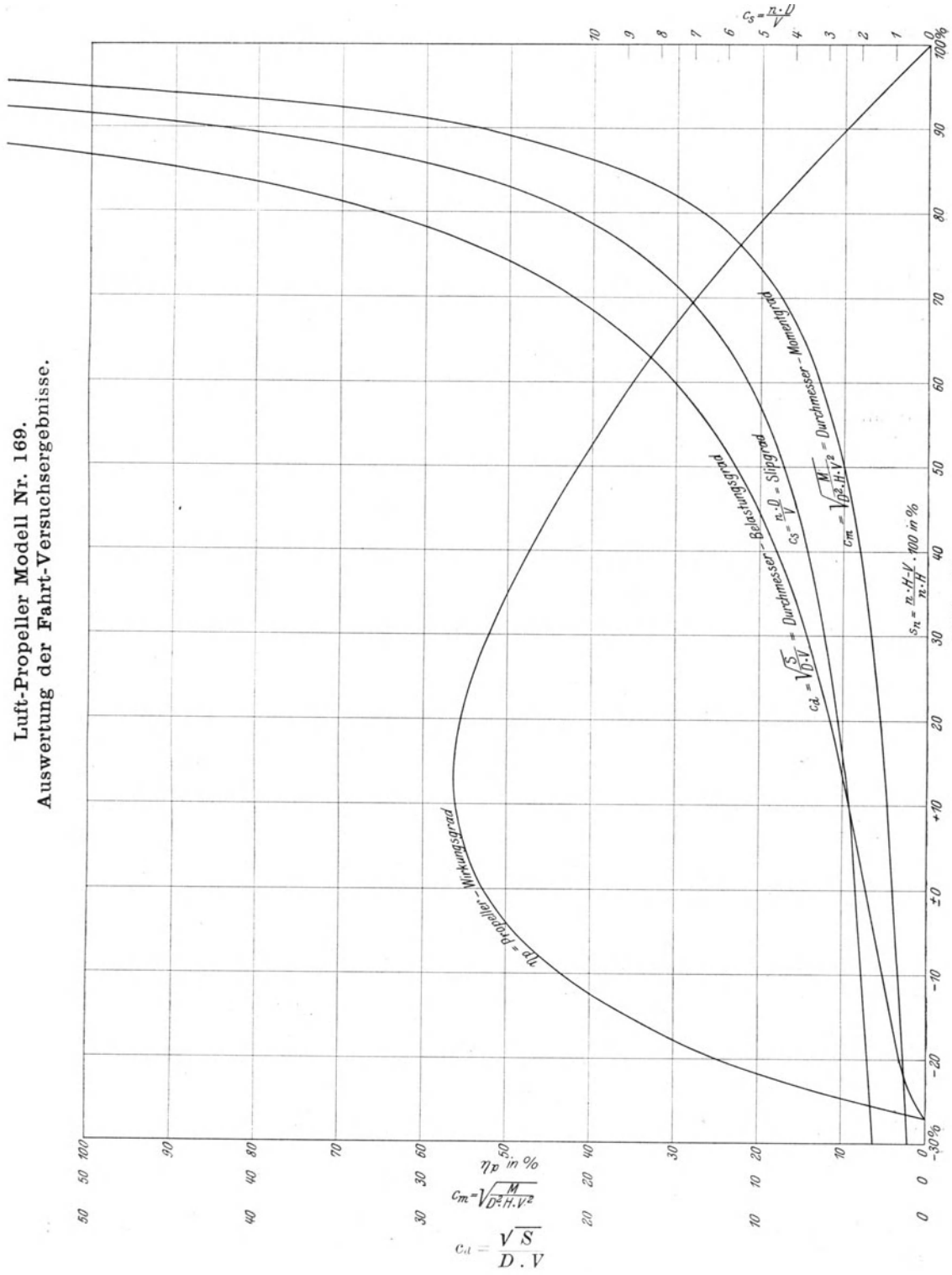


Abb. 54.

Slip s_n , dem ein ganz bestimmter Wert der Schubkonstanten c_1 und des Propellerwirkungsgrades η_p zugeordnet ist, abhängt, so sind bei verlangtem Schub S , gegebenem Propellermodell vom Durchmesser D und bestimmter Fahrtgeschwindigkeit V , d. h. gegebenem Durchmesserbelastungsgrad $\frac{\sqrt{S}}{D \cdot V}$ auch umgekehrt nomineller Slip und Propellerwirkungsgrad eindeutig festgelegt.

$$s_n = \frac{n H - V}{n H} = 1 - \frac{V}{n H} = 1 - \frac{V}{n \cdot k \cdot D};$$

$$k = H/D = \text{Steigungsverhältnis};$$

$$\frac{n D}{V} = \frac{1}{k(1 - s_n)} = C_s = \text{Slipgrad.}$$

Letzterer ist bei gegebenem Propellermodell ebenfalls eine einfache Funktion des nominellen Slips s_n und kann bei vorliegendem Durchmesserbelastungsgrad C_d zur leichten Bestimmung der erforderlichen Tourenzahl benutzt werden. Gleichzeitig ist durch den vorliegenden Durchmesserbelastungsgrad C_d der zugehörige Propellerwirkungsgrad η_p bestimmt, so daß sich die erforderliche Leistung des Motors an abgebremsten Wellenpferdestärken WPS ermitteln läßt. Um diese Auswertung bequem vornehmen zu können, sind die in den Diagrammen Abb. 52 dargestellten Versuchsergebnisse des Propellers Nr. 169 in Abb. 54 nochmals in Form des Durchmesserbelastungsgrades $C_d = \frac{\sqrt{S}}{D \cdot V}$ und des Slipgrades $C_s = \frac{n \cdot D}{V}$ als Funktion des nominellen Slips graphisch aufgetragen, wobei zu beachten ist, daß sich diese Werte ebenfalls zunächst noch auf Wasser beziehen und daß bei ihrer Übertragung auf Luft die verschiedene Dichtigkeit beider Medien entsprechend berücksichtigt werden muß.

Zahlenbeispiel: Für die kritische Geschwindigkeit von $V_s = 30 \text{ km/std} = V = 8,33 \text{ m/sek}$ sei auf Grund der mit dem Schwimmermodell ausgeführten Versuche ein Wasserfrontwiderstand $W_w = 265 \text{ kg}$ und außerdem rein rechnerisch ein zusätzlicher Luftwiderstand $W_l = 25 \text{ kg}$ ermittelt, so daß hierbei ein Gesamtwiderstand des ganzen Wasserflugzeuges $W = W_w + W_l = 290 \text{ kg}$ zu erwarten sein wird. Die Propellerschubkraft S muß dazu ausreichen, um diesen Widerstand W zu überwinden. Mithin beträgt für die gewählte Schraube der Durchmesserbelastungsgrad

$$\frac{\sqrt{S}}{D \cdot V} = \frac{\sqrt{290}}{2,7 \cdot 8,33} = 0,757,$$

entsprechend einem solchen des im Wasser untersuchten Modellpropellers von

$$\sqrt{800} \cdot 0,757 = 21,4.$$

Hierfür ergeben die Diagramme Abb. 54 einen Slipgrad

$$C_s = \frac{n \cdot D}{V} = 7,2$$

und einen Propellerwirkungsgrad $\eta_p = 0,274$. Demnach müßte der Propeller

$$n = \frac{C_s \cdot V}{D} = \frac{7,2 \cdot 8,33}{2,7} = 22,2$$

Touren pro Sekunde oder 1330 pro Minute machen, um den betreffenden Schub $S = 290$ kg zu erzeugen. Die Propellerschubpferdestärken betragen

$$SPS = \frac{S \cdot V}{75} = \frac{290 \cdot 8,33}{75} = 32,2$$

und die erforderlichen abgebremsten Wellenpferdestärken für den Motor

$$WPS = \frac{SPS}{\eta_p} = \frac{32,2}{0,274} = 118.$$

Meistens wird nun bei einem zu untersuchenden Wasserflugzeugprojekt wie auch bei dem als Beispiel herangezogenen Nr. 451 der Fall vorliegen, daß außer dem gegebenen Propeller ein bestimmter Motor vorgesehen ist, welcher seine volle Leistung bei einer normalen Tourenzahl und daher mit einem bestimmten Drehmoment abgibt, und die Frage zu beantworten sein, ob die Propellerschubkraft dazu ausreichen wird, den bei der kritischen Geschwindigkeit auftretenden Gesamtwasser- und Luftwiderstand zu überwinden. Unter diesen Umständen muß die Auswertung der in Abb. 52 dargestellten Propellerversuchsergebnisse in folgender Weise vorgenommen werden:

Die vom nominellen Slip abhängige Momentenkonstante ist:

$$c_2 = \frac{M}{n^2 D^2 H^3};$$

$$n H = \frac{V}{1 - s_n};$$

$$M = c_2 \cdot D^2 \cdot H^2 \cdot \frac{V^2}{(1 - s_n)^2};$$

$$\sqrt{\frac{M}{D^2 H \cdot V^2}} = \frac{\sqrt{c_2}}{1 - s_n} = C_m = \text{Momentgrad.}$$

Da letzterer, wie aus dieser Beziehungsgleichung zu ersehen, nur vom nominellen Slip s_n , dem ein ganz bestimmter Wert der Momentenkonstanten c_2 zugeordnet ist, abhängt, so sind bei dem zur Verfügung stehenden Motordrehmoment M , gegebenem Propeller von dem Durchmesser D und der Steigung H für eine bestimmte Fahrgeschwindigkeit V , d. h. gegebenem Momentgrad

$$C_m = \sqrt{\frac{M}{D^2 H \cdot V^2}}$$

auch umgekehrt nomineller Slip und Propellerwirkungsgrad eindeutig festgelegt. Es läßt sich demnach aus dem Slip bzw. Slipgrad die Tourenzahl und mit Hilfe des Propellerwirkungsgrades der erzeugte Schub, wie in Folgendem ebenfalls an einem Zahlenbeispiel gezeigt werden soll, rechnerisch ermitteln. Um diese Auswertung leicht vornehmen zu können, ist in der Abb. 54 auch die Kurve des Momentgrades C_m , ebenfalls zunächst noch auf den im Wasser untersuchten Propeller bezogen, eingetragen.

Zahlenbeispiel: Der gewählte Motor gibt seine volle Leistung von WPS = 100 abgebremsten Wellenpferdestärken! bei $n_s = 1400$ Touren pro Minute = $n = 32,3$ pro Sekunde ab, daher beträgt das zur Verfügung stehende Drehmoment für einen gewissen Bereich verschiedener Umdrehungen

$$M = \frac{WPS}{2\pi \cdot n} = \frac{100 \cdot 75}{2\pi \cdot 32,3} = 51,3 \text{ mkg.}$$

Bei der kritischen Geschwindigkeit $V_s = 30 \text{ km/std} = V_e = 8,33 \text{ m/sek}$ ergibt sich demnach für den vorliegenden Propeller von dem Durchmesser $D = 2,7 \text{ m}$ und der Steigung $H = 1,26 \text{ m}$ ein Momentgrad

$$\sqrt{\frac{M}{D^2 \cdot H \cdot V^2}} = \sqrt{\frac{51,3}{2,72 \cdot 1,26 \cdot 8,33^2}} = 0,284,$$

entsprechend einem solchen des im Wasser untersuchten Modellpropellers von

$$\sqrt[800]{0,283} = 8,03.$$

Hierfür läßt sich aus den Diagrammen der Abb. 54 ein Slipgrad

$$C_s = \frac{n D}{V} = 6,6$$

und ein Propellerwirkungsgrad $\eta_p = 0,296$ entnehmen. Daher müßte die Tourenzahl, auf welche der Propeller bei der kritischen Geschwindigkeit kommt,

$$n = \frac{C_s \cdot V}{D} = \frac{6,6 \cdot 8,33}{2,7} = 20,8$$

pro Sekunde = $n_s = 1220$ pro Minute und die Leistung des Motors etwa

$$WPS = 100 \cdot \frac{1220}{1400} = 87$$

betragen. Bei dem vorliegenden Propellerwirkungsgrad $\eta_p = 0,296$ ergibt sich die Propellerschubpferdestärke zu

$$SPS = WPS \cdot \eta_p = 87 \cdot 0,296 = 25,8$$

und der Propellerschub zu

$$S = \frac{SPS \cdot 75}{V} = \frac{25 \cdot 8,75}{8,33} = 232 \text{ kg.}$$

Wasserflugzeug-Modell Nr. 451.
Auswertung der Versuchs-Ergebnisse.

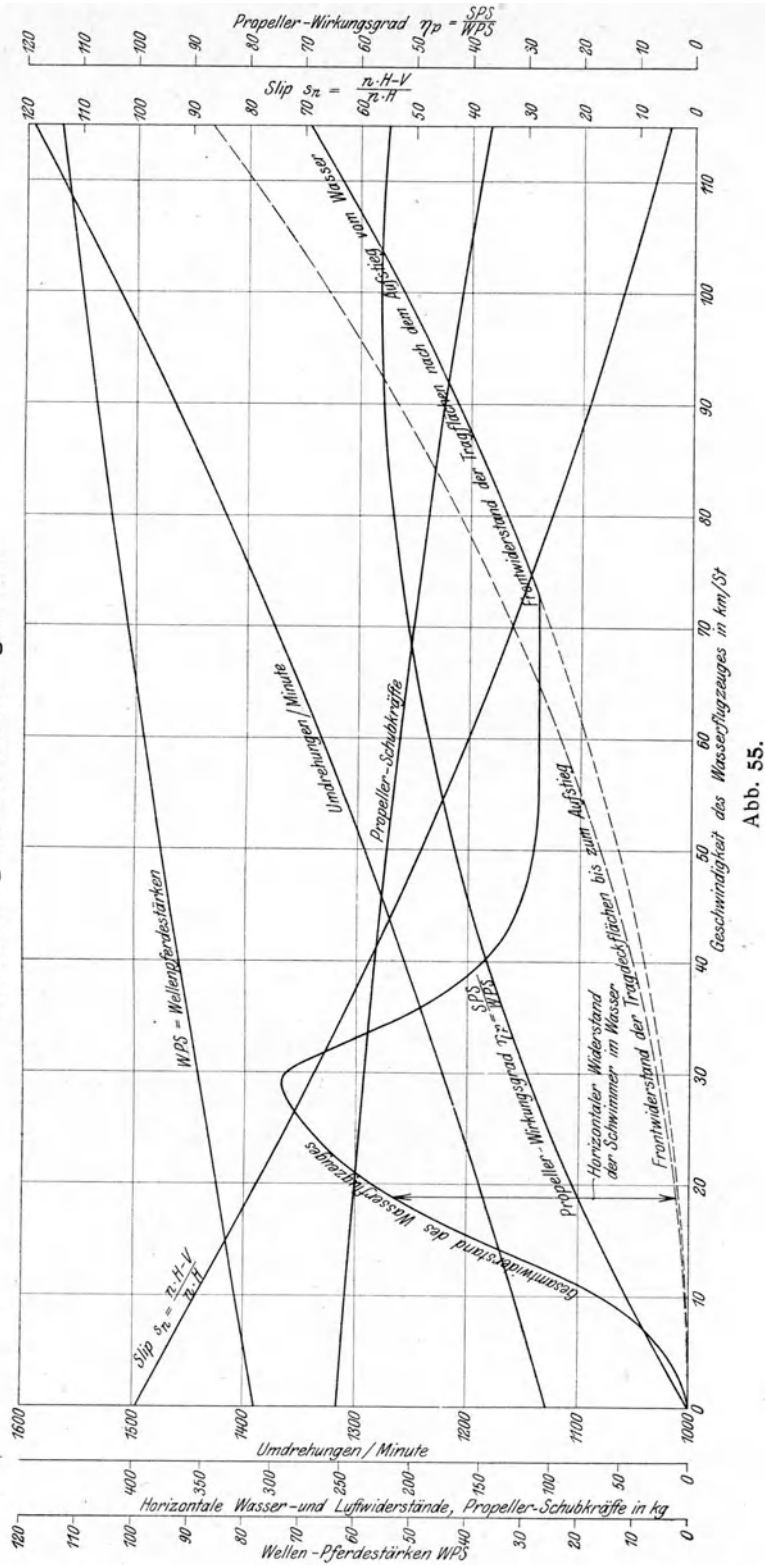


Abb. 55.

In derselben Weise sind auch für alle übrigen Geschwindigkeiten, welche für die Periode der Anfahrt des Flugzeuges in Betracht kommen, die Werte der Tourenzahlen, des Slips, des Wirkungsgrades, des Propellerschubes und der Motorleistung an abgebremsten Wellenpferdestärken aus den Versuchsdiagrammen der Abb. 54 rechnerisch ermittelt und in den Diagrammen der Abb. 55 zur Darstellung gebracht. Gleichzeitig ist in dieser Abbildung die Kurve des Gesamtfrontwiderstandes W eingetragen, welcher sich aus dem versuchstechnisch festgestellten Wasserwiderstand W_w und dem rein rechnerisch ermittelten Luftwiderstand W_l zusammensetzt. Wie hieraus zu ersehen, ist im Bereich der bei etwa 30 km/std liegenden kritischen Geschwindigkeit die Propellerschubkraft nicht ausreichend, um den vorliegenden Gesamtfrontwiderstand des untersuchten Wasserflugzeuges zu überwinden, so daß dieses auch nicht imstande sein wird, auf diejenigen Geschwindigkeiten zu kommen, welche für seinen Aufstieg vom Wasser erforderlich sind.

Durch die später mit dem zugehörigen ausgeführten Wasserflugzeug vorgenommenen Probefahrten sind die Ergebnisse der oben erörterten Modellversuche insofern bestätigt worden, als es auch diesem nicht möglich war, unter den gegebenen Konstruktionsverhältnissen vom Wasser aufzusteigen.

Versuche mit Modellen von Flugzeugschwimmern und Flugbooten sind nach der oben beschriebenen Methode von der Kgl. Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau, Berlin, ausgeführt worden. Eine Veröffentlichung der Ergebnisse kann jedoch mit Rücksicht auf den Kriegszustand zurzeit noch nicht vorgenommen werden. Daher mußte dieser Vortrag darauf begrenzt werden, nur das Verfahren zu kennzeichnen, wie man versuchstechnisch und wissenschaftlich dem Problem des Aufstieges von Wasserflugzeugen näher kommen kann. Um jedoch denjenigen Stellen, welche dieser Frage Interesse entgegenbringen sollten, das nötige Material zugänglich zu machen, sind vom Vortragenden die veröffentlichten bisherigen Resultate der in dieses Gebiet fallenden Versuche mit Flugzeugschwimmern und Flugbooten, welche in den englischen und amerikanischen Versuchsanstalten vorgenommen sind, in gedrängter Form in der Zeitschrift „Schiffbau“ 1915, Nr. 23, S. 655 u. 669 erörtert worden.

Nachdem so die eigentlich schiffbautechnische Seite dieses Problems beleuchtet worden ist, soll in Folgendem auch eine kurze Einführung in den rein flugtechnischen Teil gegeben werden.

G. Auftriebs- und Widerstandsverhältnisse von Tragdecks.

Die Reaktion R, welche der Luftwiderstand auf die bewegte Tragdeckfläche eines Flugzeuges ausübt, ist, außer von der Form der Flügelquerschnitte und den Dimensionsverhältnissen des Decks, hauptsächlich von der Größe des Anstellungswinkels zur Fahrtrichtung abhängig und kann sonst in gewissen Grenzen mit einiger Annäherung direkt proportional dem Quadrat der Geschwindigkeit gesetzt werden. Ein Gleiches gilt für die vertikale und horizontale Komponente des Luftwiderstandes, nämlich den Auftrieb und den Frontwiderstand:

$$A = \zeta_A \cdot \frac{\gamma}{g} F \cdot V^2;$$

$$W = \zeta_w \cdot \frac{\gamma}{g} F \cdot V^2.$$

Hierin bedeuten:

A = vertikaler Auftrieb in kg;

W = horizontaler Frontwiderstand in kg;

F = Tragdeckfläche in qm;

V = Fahrtgeschwindigkeit in m/sek;

γ = spezifisches Gewicht der Luft = 1,25, bei 750 mm Barometerstand, 15° C Temperatur und mittlerem Feuchtigkeitsgehalt;

g = Erdbeschleunigung = 9,81;

ζ_A und ζ_w = Beiwerte, welche experimentell zu ermitteln sind.

1. Abhängigkeit dieser Beiwerte vom Anstellwinkel α .

In Abb. 56 sind die Versuchsergebnisse einer Tragdeckfläche mit einer Wölbung von 1 : 17 Pfeilhöhe in der Form des sogenannten Lilienthalschen Polardiagramms zur Darstellung gebracht. Die vom Punkte O gezogenen Strahlen stellen die Lagen der Normalen zu der Sehne des Flügelquerschnittes bei den verschiedenen Anstellwinkeln dar, während durch die auf der eingetragenen Kurve mit verschiedenen Graden markierten Punkte zunächst die Richtungen der versuchstechnisch ermittelten Gesamtreaktionen des Luftwiderstandes für die gleiche Anstellung angegeben werden. Wie daraus zu ersehen, fallen die letzteren bei den kleinen Anstellwinkeln, welche für den Flug in Betracht kommen, nicht mit den Sehnennormalen zusammen, sondern sind zu diesen um einen gewissen Winkel, im Sinne der Fahrtrichtung geneigt, eine Erscheinung, welche zuerst von Lilienthal an gewölbten Flügelquerschnitten festgestellt worden ist, und durch welche die Überlegenheit dieser Tragdeckprofile gegenüber den vollkommenen ebenen begründet wird. Verbindet man die auf der eingetragenen Kurve (Abb. 56) markierten Punkte mit dem Koordinaten-Anfangspunkt O, so

Tragdeckflächen-Modell von $\frac{1}{17}$ Pfeilhöhe.
Polar-Diagramm für die Auftriebsziffern C_A bei verschiedenen Anstellwinkeln.

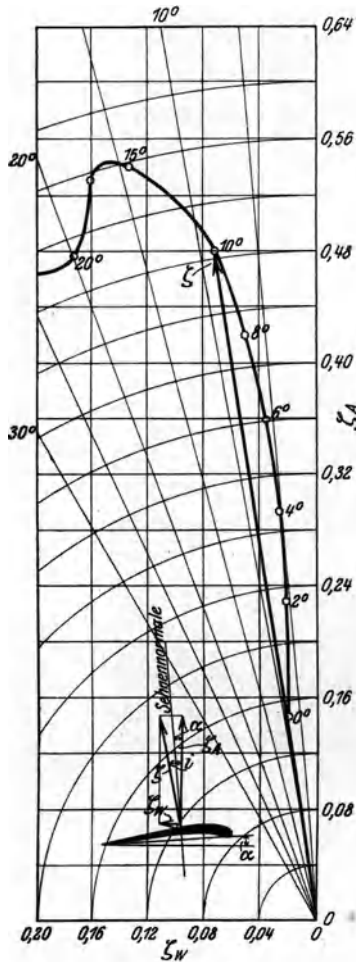


Abb. 56.

erhält man außer der bereits erwähnten Richtung der Gesamtreaktion R für den betreffenden Anstellwinkel auch die absolute Größe ihres Beiwertes ζ gemäß der Beziehungsgleichung

$$R = \zeta \cdot \frac{\gamma}{g} F \cdot V^2$$

und demzufolge durch die Projektion dieser Strecke auf der Abzissenachse den Beiwert ζ_w für den horizontalen Frontwiderstand W und auf der Ordinatenachse den Beiwert ζ_A für den vertikalen Auftrieb A . Es ergibt sich hiernach, daß schon bei 0° Anstellung ein bedeutender Auftrieb erzeugt wird, eine Erscheinung, welche aber ebenfalls nur bei gewölbten Flügelquerschnitten auftritt. Bei Erhöhung des Anstellwinkels nehmen sowohl Gesamtreaktion wie Auftrieb ständig zu, erreichen bei etwa 15° ihr Maximum und fallen darüber hinaus wieder ab. Letzterer Umstand kann der Diskontinuität im Strömungsverlauf zugeschrieben werden, welche, wie aus den Photos Abb. 57 - 62*) zu ersehen, bei höheren Anstellwinkeln plötzlich einsetzt. Es kommt nun bei der Ausnutzung einer Tragfläche für den Flug weniger darauf an, einen großen absoluten Auftrieb, als ein günstiges Übersetzungsverhältnis

$$\epsilon = \frac{\zeta_A}{\zeta_w} = \frac{A}{W},$$

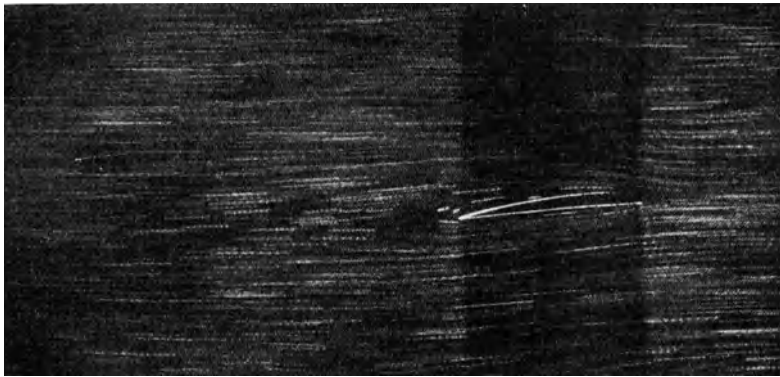
d. h. einen möglichst großen Auftrieb bei geringem Frontwiderstand zu erzielen. Derjenige Anstellwinkel, unter welchem dieses bei dem betreffenden Tragdeck erreicht wird, ist durch die von O an die eingezeichnete Kurve gezogene Tangente bestimmt und ergibt sich im vorliegenden Fall zu etwa $4-5^\circ$.

In den Diagrammen Abbildung 63 sind die Resultate einer ähnlichen Tragdeckfläche in Form der Auftriebsziffern ζ_A sowie der Übersetzungszahlen $\epsilon = \frac{\zeta_A}{\zeta_w}$ als direkte Funktion des Anstellwinkels α dargestellt.

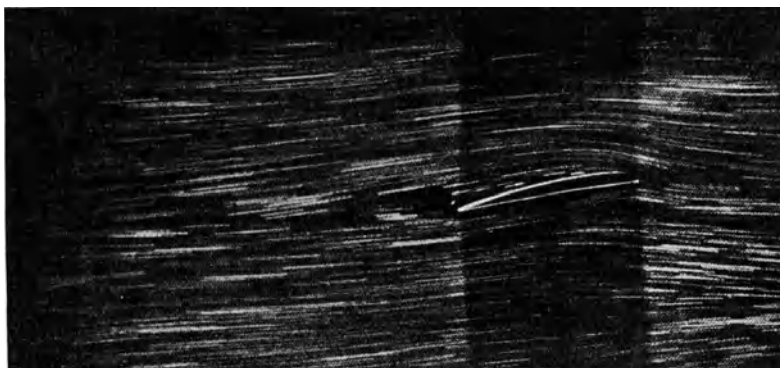
*) (Adv. Comm. Aeronautics 1912 13).



Anstellung 0° .
Abb. 57.



Anstellung 4° .
Abb. 58.



Anstellung 8° .
Abb. 59.



Anstellung 12° .
Abb. 60.



Anstellung 16° .
Abb. 61.



Anstellung 18° .
Abb. 62.

Das Ergebnis deckt sich im wesentlichen mit dem oben erörterten. Auch in diesem Falle tritt der maximale Auftrieb bei etwa 15° Anstellung auf, während das günstigste Übersetzungsverhältnis von $\frac{A}{W} = 14,3$ bei 5° erreicht wird. Hierbei hat die Auftriebsziffer ζ_A den Wert von 0,3, so daß sich aus der Beziehung

$$A = \zeta_A \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot F \cdot V^2$$

der zweckmäßigste spezifische Belastungsgrad dieses Tragdecks ableiten ließe.

Auftriebsziffern ζ_A und Übersetzungszahlen ϵ einer Modell-Tragdeckfläche als Funktion des Anstellwinkels.

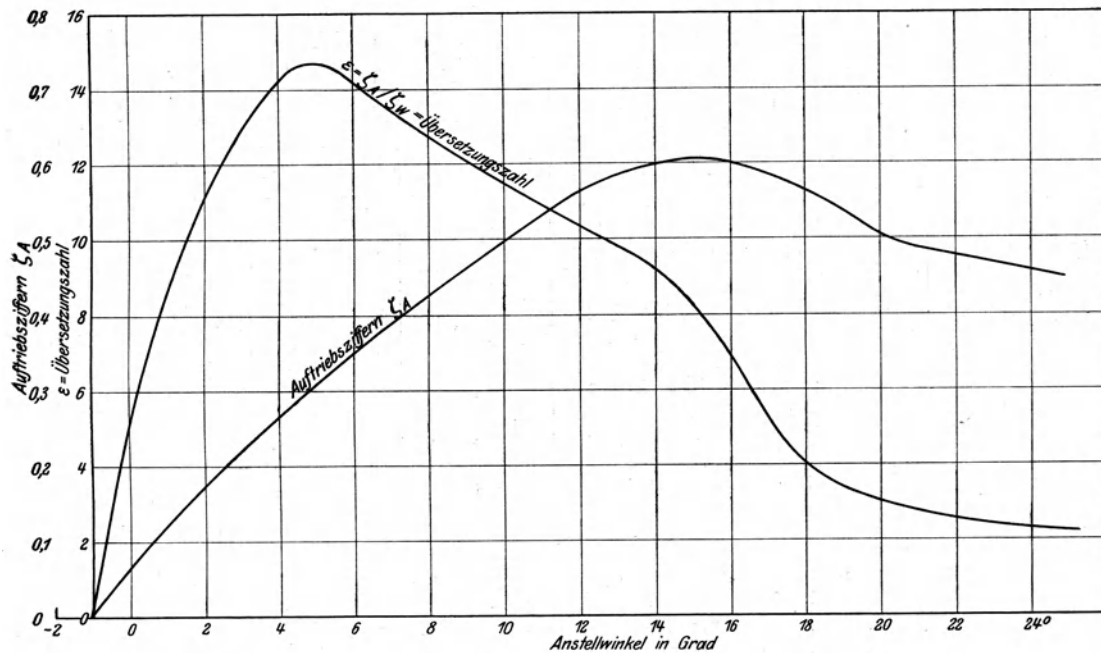


Abb. 63.

2. Abhängigkeit der Auftriebsziffern sowie des Übersetzungsverhältnisses von der Profilform der Tragdecks.

Wie bereits erwähnt, haben sich nach den Lilienthalschen Versuchen gewölbte Querschnittsformen für Tragdecks als die günstigeren erwiesen. Die in den Diagrammen Abb. 64 dargestellten Versuchsergebnisse von Tragdeckprofilen mit ebener Unterseite, aber verschieden stark gekrümmter Oberfläche

ergeben, daß die unter gleichen Anstellwinkeln festgestellten Auftriebsziffern ζ_A in den für praktische Zwecke in Betracht kommenden Grenzen um so größere Werte aufweisen, je stärker die Wölbung des Profils ist, daß aber zwecks Erreichung des absoluten Maximums des Auftriebes ein gewisser Grad der Wölbungshöhe von etwa 7,5 % der Sehnenlänge nicht überschritten werden darf.

Auftriebsziffern ζ_A und Übersetzungszahlen $\varepsilon = \zeta_A / \zeta_W$ für Modell-Tragdeckflächen von verschiedener Rückenkrümmung bei ebener Unterfläche als Funktion des Anstellwinkels.

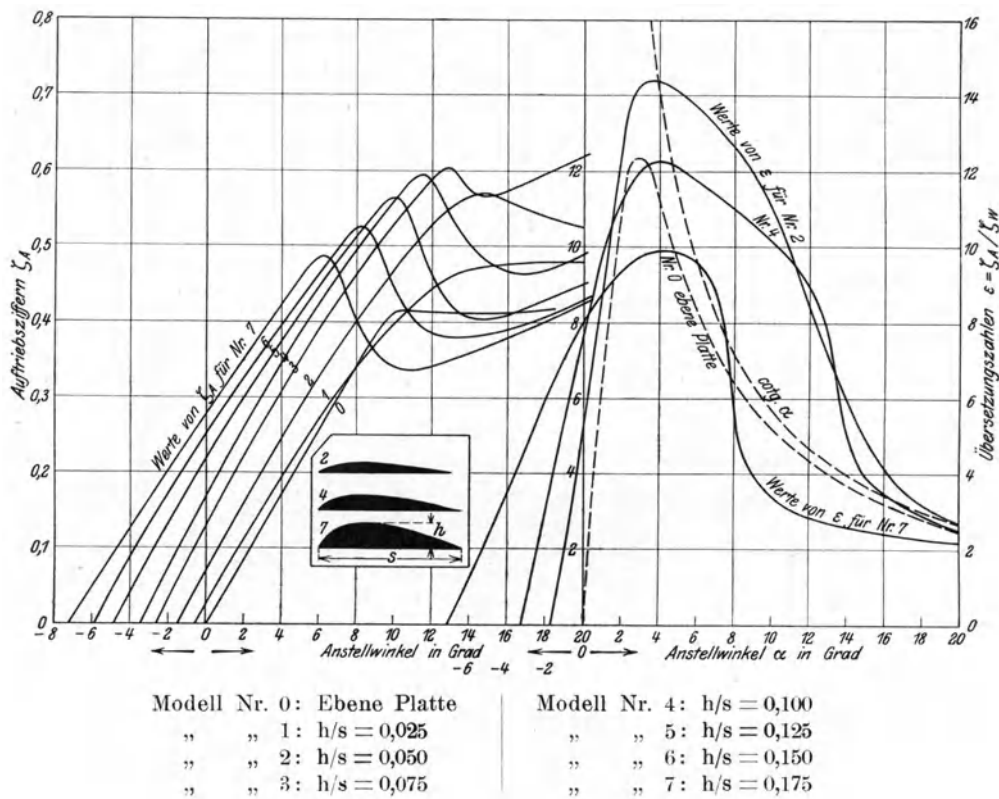


Abb. 64.

Bezüglich der ebenfalls in Abb. 64 als Funktion des Anstellwinkels eingetragenen Übersetzungsverhältnisse ε der untersuchten Profile wäre zu bemerken, daß das Maximum der ε -Werte durchweg für alle Wölbungsgrade bei etwa 4 bis 5° Anstellung auftritt und, absolut genommen, seinen größten Wert von etwa 14,3 bei den Querschnittsformen mit mäßiger Wölbungshöhe erreicht, der den der gleichfalls dargestellten einer ebenen Platte (Modell Nr. 0) mit 12,4 ermittelten um etwa 15 % überschreitet.

3. Abhängigkeit der Auftriebsziffern für Tragdecks bei verschiedenen Anstellwinkeln von dem Längen/Breitenverhältnis.

Die erwähnten Auftriebsziffern für Tragdecks sind ferner, obgleich in weit geringerem Grade, bei sonst gleichem Anstellwinkel und Profil von dem Verhältnis der Länge L der Fläche zu ihrer Breite (Tiefe) B abhängig, wie dies durch die Diagramme Abb. 65 der Versuchsergebnisse einer bestimmten Flügelquerschnittsform mit den verschiedenen Längen/Breitenverhältnissen von $L/B = 8-3$ zur Darstellung gebracht worden ist. Um den verhältnismäßig kleinen

Auftriebsziffern ζ_A für Modell-Tragdeckflächen von verschiedenen L/B-Verhältnissen als Funktion des Anstellwinkels.

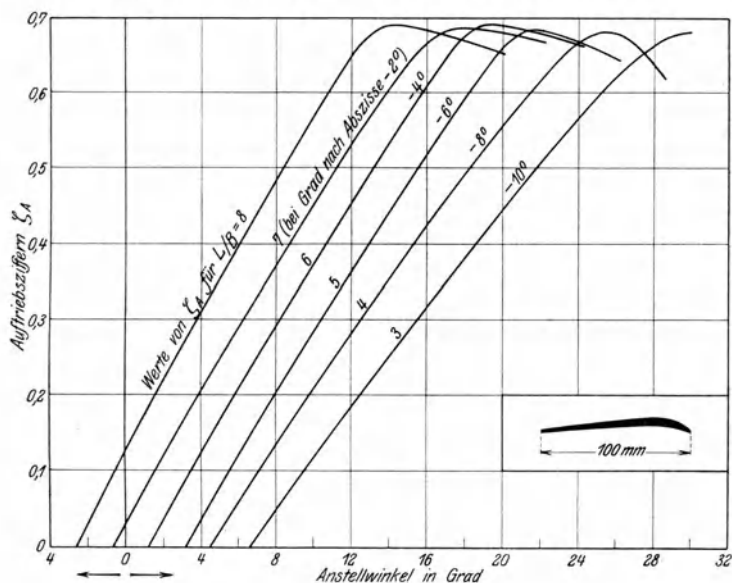


Abb. 65.

Unterschied der gleichen Anstellungen entsprechenden Werte deutlicher zu veranschaulichen, sind nur die für die Flächen mit $L/B = 8$ über dem richtigen Anstellwinkel aufgetragen, alle übrigen aber um den bei den einzelnen Kurven angegebenen Betrag an Grad verschoben eingezeichnet worden, in der Weise, daß z. B. beim Vergleich zugehöriger Werte bei $L/B = 3$ mit $L/B = 8$ für das erstere Längen/Breitenverhältnis auf der Abszissenachse ein Abzug von 10° gemacht werden muß. Als das Ergebnis dieser Versuche wäre anzuführen, daß die Auftriebsziffer ζ_A und demzufolge auch der Auftrieb mit Vergrößerung des L/B -Verhältnisses einer Tragdeckfläche bei gleichen Anstellwinkeln eine gewisse Zunahme erfährt.

4. Abhängigkeit des Übersetzungsverhältnisses von der Fahrtgeschwindigkeit bei verschiedenen Anstellwinkeln.

Aus den Diagrammen der Abb. 66 geht hervor, daß die Maxima der erreichbaren Übersetzungsverhältnisse ε bei um so kleineren Anstellwinkeln auftreten und absolut genommen um so größer werden, je höher die Fahrtgeschwindigkeiten sind. Für die hohen bei Flugzeugen vorliegenden Geschwindig-

Abhängigkeit der Übersetzungszahlen $\varepsilon = \zeta_A / \zeta_W$ von der Fahrtgeschwindigkeit V bei verschiedenen Anstellwinkeln α .

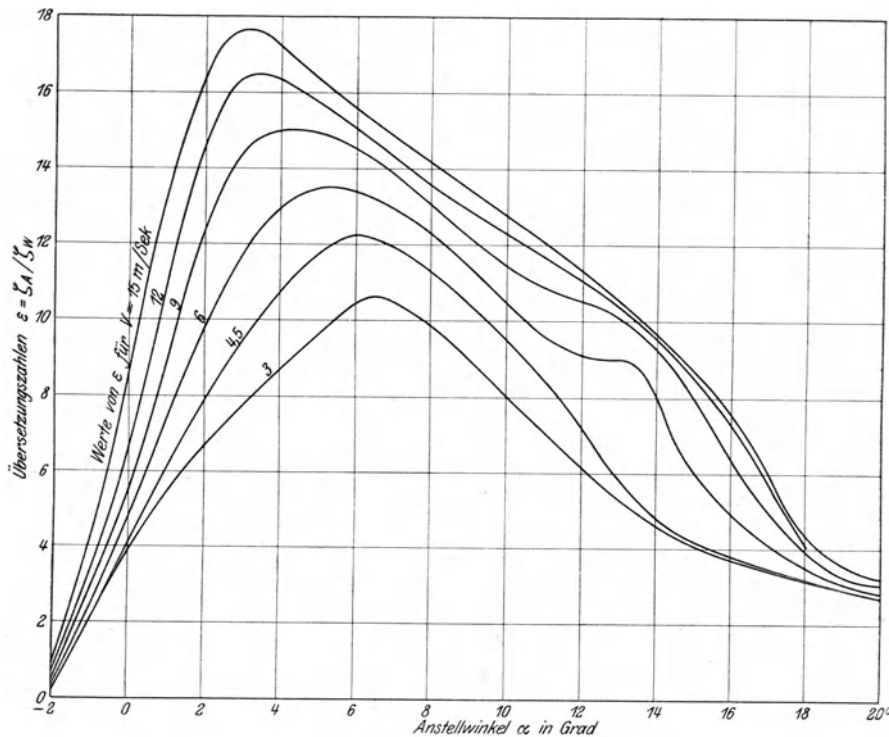


Abb. 66.

keiten kann man, wie sich auch aus diesen Resultaten ergibt, bei günstigster Anstellung und zweckmäßiger Flügelform ein im Maximum erreichbares Übersetzungsverhältnis von

$$\varepsilon = \frac{\zeta_A}{\zeta_W} = \frac{A}{W} = 14-16$$

annehmen, sodaß sich danach der Frontwiderstand der Tragdecks W im Prozentsatz zum Auftrieb A oder dem gleichgroßen Gewicht des Flugzeuges zu etwa 6—7% ergibt.

H. Gesamtfrontwiderstand eines Flugzeuges.

Der reine Frontwiderstand der Tragdecks macht bei der maximalen Geschwindigkeit eines Flugzeuges nur einen verhältnismäßig kleinen Bruchteil des horizontalen Gesamt-Luftwiderstandes aus, da dieser sich der Hauptsache nach aus dem Einfluß des Gestänges, der Verspannung und des Rumpfes zusammensetzt. Es ist nun im Flugzeugbau üblich, diesen letzteren sogenannten Gestellwiderstand dem einer äquivalenten ebenen Fläche gleichzusetzen, welche bei derselben Geschwindigkeit senkrecht zur Bewegungsrichtung gefahren, denselben Widerstand aufweist:

$$W_g = \psi \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot f \cdot V^2.$$

Hierin bedeuten:

W_g = Gestellwiderstand in kg;

f = äquivalente Gestellwiderstandsfläche in qm;

V = Fahrtgeschwindigkeit in m/sek;

ψ = Beiwert nach dem Eiffelschen Versuch mit etwa 0,60 bis 0,66 anzunehmen.

Die äquivalente Gestellwiderstandsfläche f ist gleich der Projektion F_p des Gestells auf eine Ebene senkrecht zur Fahrtrichtung oder gleich dem Schattenriß des Flugzeuges hierauf, abzüglich der Tragdecks, multipliziert mit einem Beiwert k , welcher erfahrungsgemäß um so kleiner einzusetzen ist, je größer die Zuschärfungen der einzelnen Konstruktionsteile des Gestells ausgeführt sind:

$$f = k \cdot F_p.$$

Der reine Frontwiderstand der Tragdecks beträgt nach den früheren Ausführungen

$$W_t = \zeta_w \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot F \cdot V^2 \quad (F = \text{Areal der Tragdecks in qm}).$$

Mithin ist der Gesamt-Horizontalwiderstand des ganzen Flugzeuges

$$\begin{aligned} W &= W_g + W_t = \psi \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot f \cdot V^2 + \zeta_w \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot F \cdot V^2; \\ &= \frac{\gamma}{g} \cdot \left(\zeta_w + \frac{\psi \cdot f}{F} \right) \cdot F \cdot V^2. \end{aligned}$$

Bei Einführung des Auftriebes der Tragdecks durch die Beziehung

$$A = \zeta_A \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot F \cdot V^2$$

ergibt sich demnach das Übersetzungsverhältnis für einen vorliegenden Fall, nämlich die Fahrt eines Flugzeuges mit gegebenen Tragdecks unter bestimmtem Anstellwinkel zu

$$\varepsilon = \frac{A}{W} = \frac{\zeta_A}{\zeta_w + \frac{\psi \cdot f}{F}}$$

Hieraus geht hervor, daß das in vorigem Abschnitt G erörterte Übersetzungsverhältnis $\epsilon = \frac{\zeta_W}{\zeta_A}$ der reinen Tragdecks, auf das ganze Flugzeug bezogen, infolge des zusätzlichen Frontwiderstandes des Gestells eine Reduktion erfährt, welche um so größer wird, je größer der Wert von $\frac{\psi f}{F} = w$, die sogenannte 'Bremsziffer' ist. Um nun einen Anhalt für die der Konstruktion zugrunde zu legenden Widerstandsverhältnisse eines projektierten Flugzeuges von gegebenem Gewicht und

Auftriebs- und Widerstandsziffern sowie Übersetzungszahlen für verschiedene Bremsziffern als Funktion des Anstellwinkels.

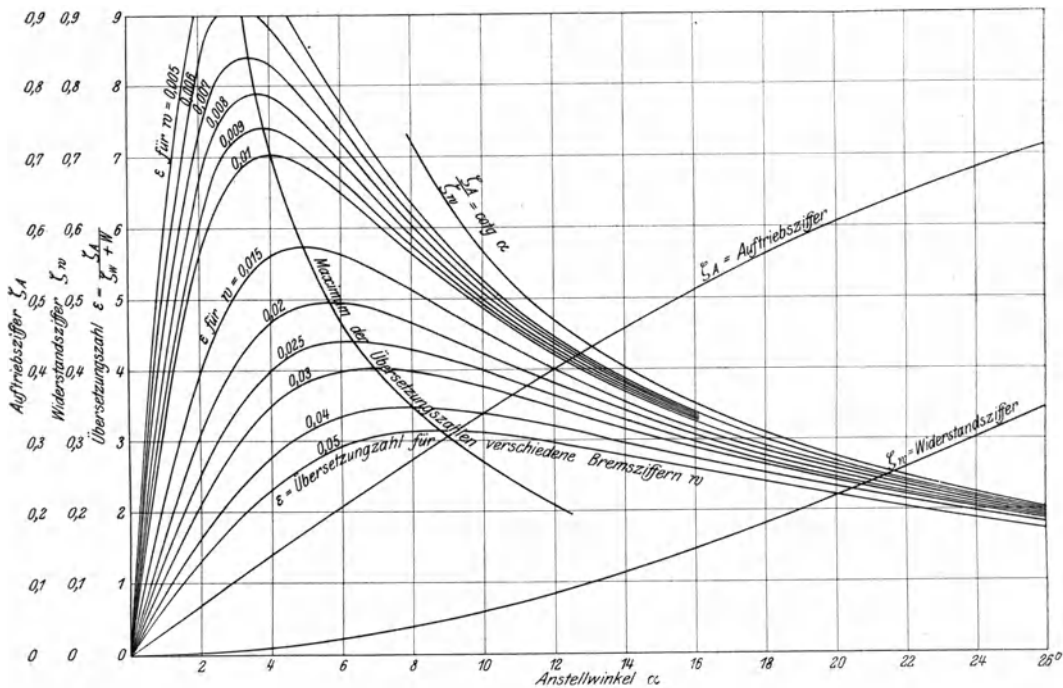


Abb. 67.

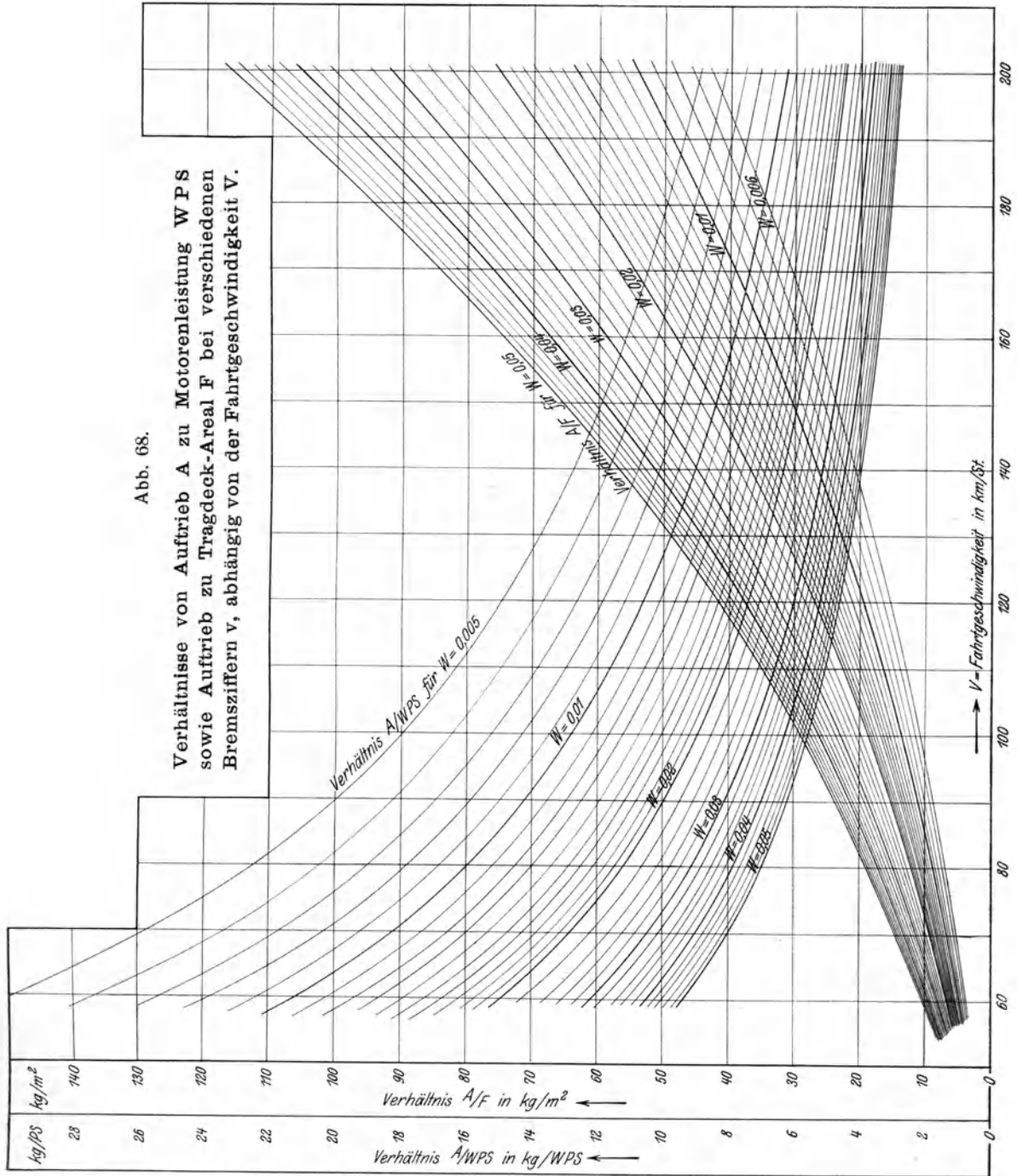
demzufolge bestimmtem Auftrieb zu bekommen, ist zunächst die Kenntnis der den gewählten Tragdecks eigentümlichen versuchstechnisch zu ermittelnden Auftriebs- und Widerstandszahlen ζ_A bzw. ζ_W bei verschiedenen Anstellwinkeln α erforderlich, wie sie in den Diagrammen Abb. 63—66 zur Darstellung gebracht worden sind. Der größeren Einfachheit wegen mögen aber für die weiteren Betrachtungen diese beiden Werte durch die, mittleren Verhältnissen entsprechenden, Beziehungsgleichungen ausgedrückt werden:

$$\zeta_A = 2 \cdot \sin \alpha \cdot \cos^2 \alpha;$$

$$\zeta_W = 2 \cdot \sin^2 \alpha \cdot \cos \alpha,$$

welche nach den Ermittlungen von Rau für den Bereich des günstigsten An-

stellungswinkels zuverlässige Resultate ergeben (vgl. Zeitschrift für Flugtechnik und Motorluftschiffahrt 1914 Heft 23/24 S. 298), wozu noch besonders zu bemerken wäre, daß diese Untersuchungen in erster Linie nur generell zur Kennzeichnung des Einflusses der Größe der Bremsziffer dienen sollen. In den Diagrammen Abb. 67



sind die so angenommenen Auftriebs- und Widerstandsziffern ζ_A und ζ_W ebenso wie die daraus resultierende Übersetzungszahl

$$\varepsilon = \frac{\zeta_A}{\zeta_W} = \frac{2 \cdot \sin \alpha \cdot \cos^2 \alpha}{2 \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha} = \cotg \alpha$$

als Funktion der Anstellwinkel aufgetragen. Durch Einführung bestimmter durch übliche Konstruktionen in Betracht kommender Bremsziffern w ist es nun möglich, auch die Übersetzungszahlen $\varepsilon = \frac{\zeta_A}{\zeta_W + w}$ rechnerisch zu ermitteln, welche für das ganze Flugzeug unter Berücksichtigung des Widerstandes des Gestells zugrunde gelegt werden müssen. Die Diagramme Abb. 67 bringen diese Werte ebenfalls zur Darstellung und ergeben, daß die im Maximum erreichbaren günstigsten Übersetzungsverhältnisse ε um so größer werden, und bei um so kleineren Anstellungswinkeln auftreten, je kleiner die Bremsziffern sind. Für die Bestimmung des geringsten Gesamtfrontwiderstandes W , welchen ein Flugzeug von gegebenem Gewicht G bei Fahrt unter günstigstem Anstellwinkel erfährt, entnehme man unter Zugrundelegung einer durch die Konstruktionsverhältnisse bedingten Bremsziffer w den betreffenden Wert von $\varepsilon_{\max} = \frac{A}{W} = \frac{G}{W}$ und errechne hieraus den Widerstand $W = \frac{G}{\varepsilon_{\max}}$.

J. Erforderliche Motorenstärke und Tragdeckfläche.

Zur Überwindung eines vorliegenden Frontwiderstandes W ist eine gleich große Propellerschubkraft S erforderlich. Bei der verlangten Fluggeschwindigkeit V müßten demnach

$$SPS = \frac{S \cdot V}{75} = \frac{W \cdot V}{75}$$

effektive Propellerschubpferdestärken ausgeübt werden. Das im Maximum bei bestimmter Bremsziffer w unter günstigster Anstellung erreichbare Übersetzungsverhältnis ist

$$\varepsilon_{\max} = \frac{A}{W}; \quad W = \frac{A}{\varepsilon_{\max}};$$

$$SPS = \frac{A \cdot V}{75 \cdot \varepsilon_{\max}}$$

Die abgebremsten Wellenpferdestärken des Motors betragen bei einem Propellerwirkungsgrad η_p ;

$$WPS = \frac{SPS}{\eta_p} = \frac{A \cdot V}{75 \cdot \eta_p \cdot \varepsilon_{\max}}$$

Mithin ist das Verhältnis des erreichbaren Auftriebes in kg pro abgebremste Wellenpferdestärke

$$\frac{A}{WPS} = \frac{75 \cdot \eta_p \cdot \epsilon_{\max}}{V}$$

Wie hieraus zu ersehen, hängt diese Beziehung von drei Faktoren ab, dem Propellerwirkungsgrad, dem für die betreffende Bremsziffer bei günstigstem Anstellwinkel gegebenen maximalen Übersetzungsverhältnis und der Fahrtgeschwindigkeit. In den Diagrammen Abb. 68 sind die Verhältnisse von $\frac{A}{WPS}$ unter Annahme eines gleichmäßigen mittleren Propellerwirkungsgrades $\eta_p = 0,67$ für verschiedene in Betracht kommende Bremsziffern w als Funktion der Fahrtgeschwindigkeit in km/std graphisch aufgetragen. Es ergibt sich hieraus, daß die der Konstruktion zugrunde liegenden Werte von $\frac{A}{WPS}$ für die großen Geschwindigkeiten bedeutend niedriger anzunehmen sind als bei kleineren und sonst um so größer eingeführt werden dürfen, je kleiner die Bremsziffern w sind.

Soll für ein Flugzeug von gegebenem Gewicht G und bestimmter Geschwindigkeit V die Motorstärke an abgebremsten Wellenpferden ermittelt werden, so kann man unter Annahme einer den Konstruktionsverhältnissen entsprechenden Bremsziffer w den zugehörigen Wert von $\frac{A}{WPS} = \frac{G}{WPS}$ aus den Diagrammen Abb. 68 entnehmen und hieraus die erforderlichen WPS berechnen.

Die Größe der Auftriebskraft bei bestimmtem Anstellwinkel ist nach früherem

$$A = \zeta_A \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot F \cdot V^2;$$

F = Tragdeckfläche in qm;

V = Geschwindigkeit in m/sec.

Bei Annahme einer bestimmten Bremsziffer w ist das Maximum der erreichbaren Übersetzungszahlen ϵ den durch die Diagramme Abb. 67 gegebenen Anstellwinkeln zugeordnet. Entnimmt man bei letzteren die betreffenden Beiwerte von ζ_A , so ergeben sich die günstigsten Flächenbelastungen für den betreffenden Fall zu

$$\frac{A}{F} = \zeta_A \cdot \frac{\gamma}{g} V^2.$$

Dieselben müssen, wie aus den Diagrammen Abb. 68 zu ersehen, um so größer eingesetzt werden, je kleiner die Bremsziffern und je höher die Fahrtgeschwindigkeiten sind. Durch den Wert der aus den Diagrammen der Abb. 68 zu ermittelnden günstigsten Flächenbelastung ist nun die Größe der erforderlichen Tragdecks ohne weiteres gegeben.

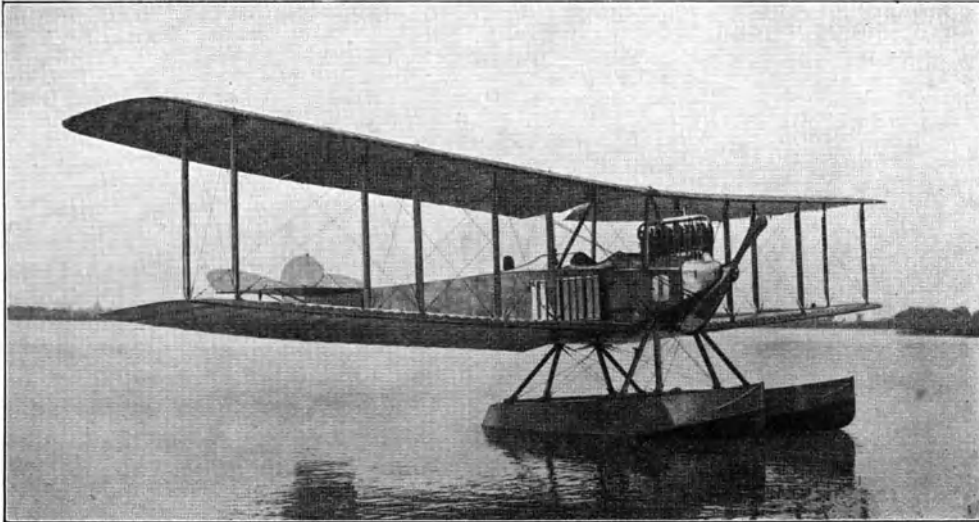


Abb. 69.

„Marçay Morane“.

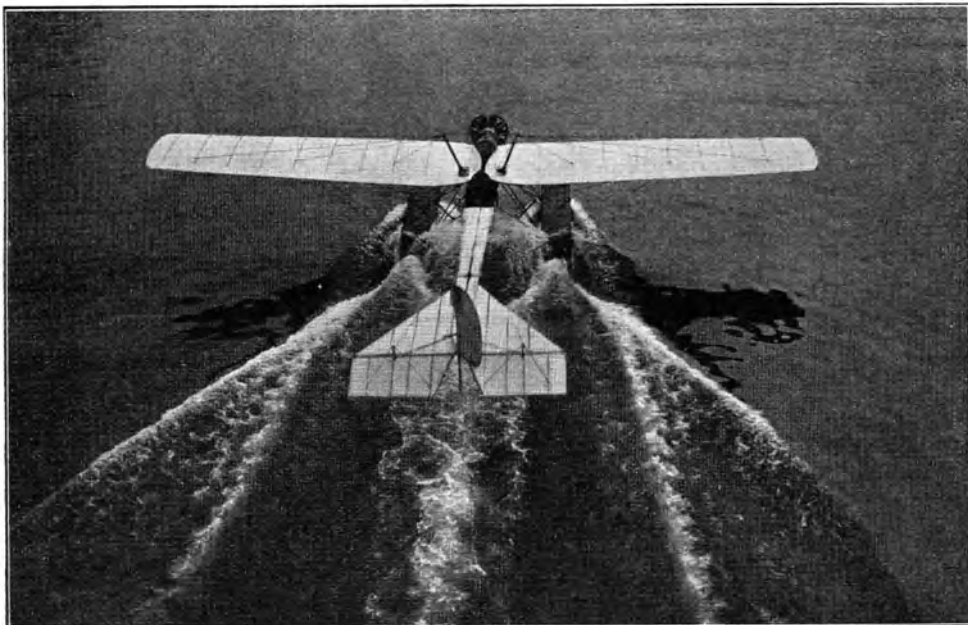


Abb. 70.



Abb. 71.

„Nieuport“.

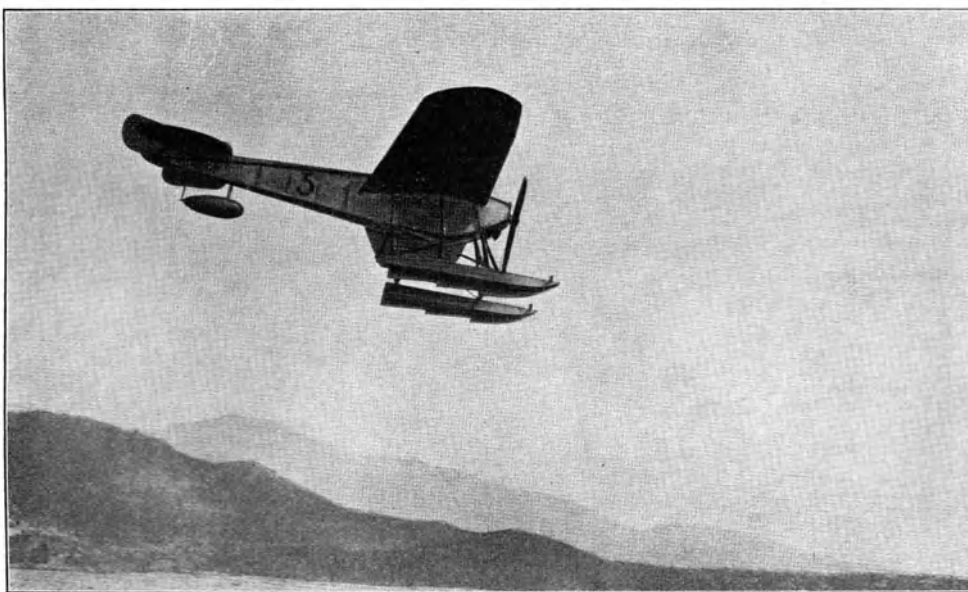


Abb. 72.

„Morane Saulnier“.

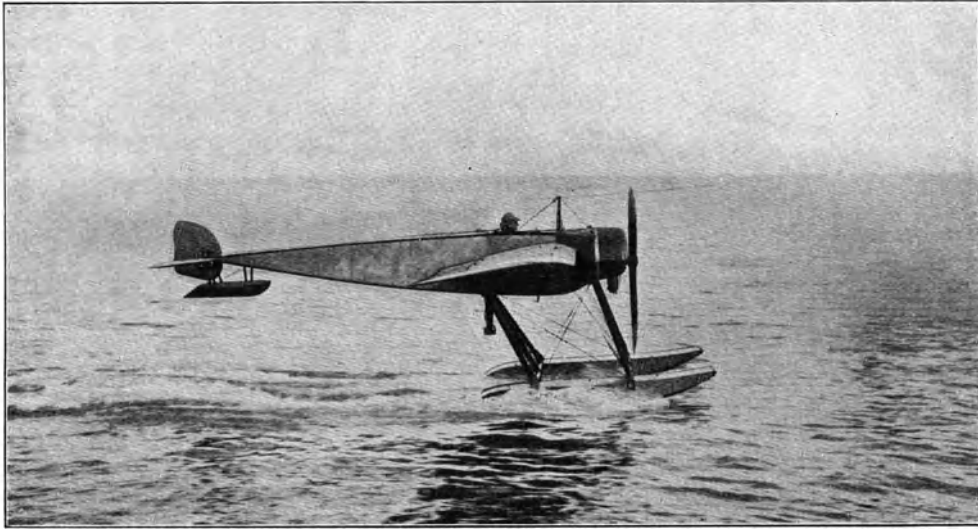


Abb. 73.

„Donnet Levêque“.

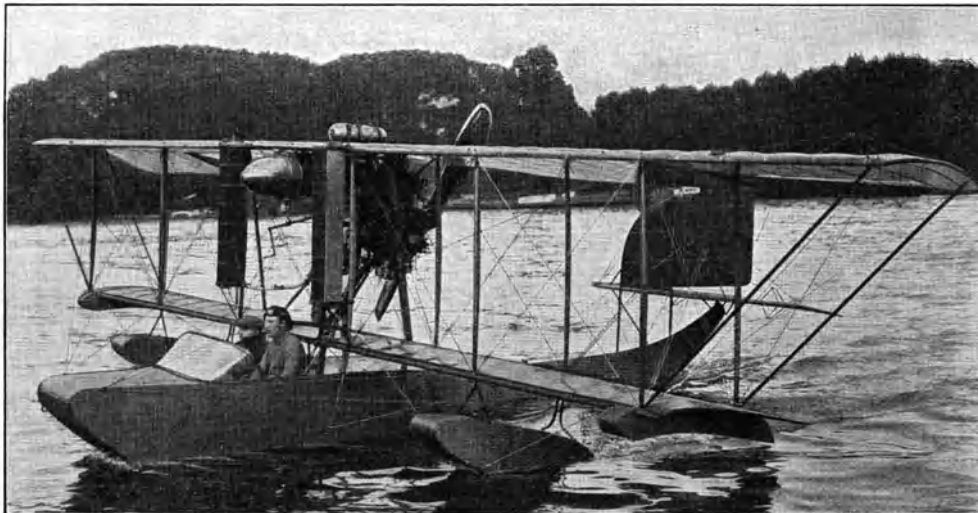


Abb. 74.

„Bore!“

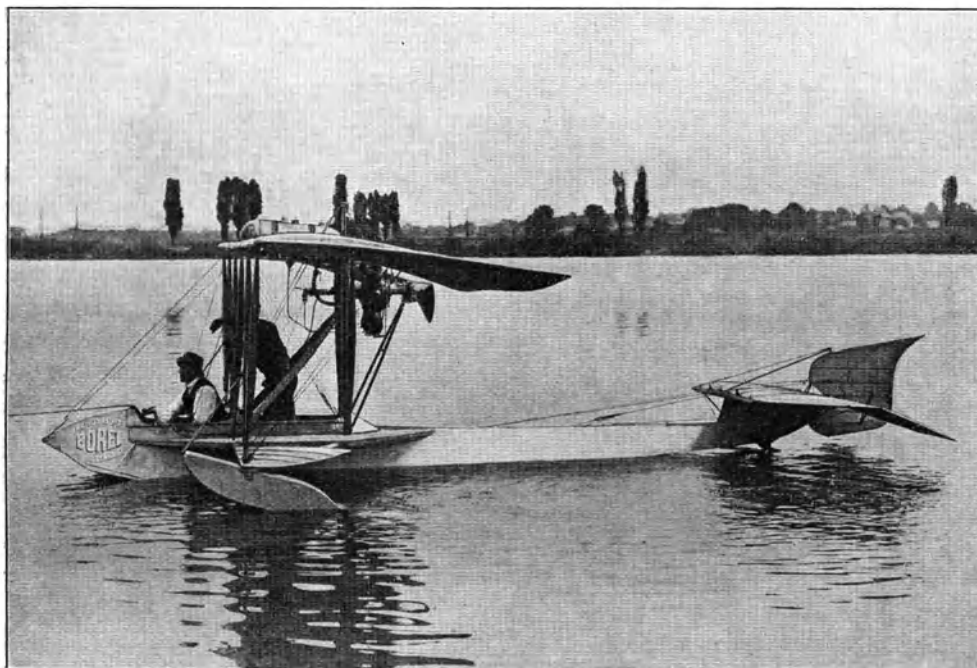


Abb. 75.

„Franço-British Association“.

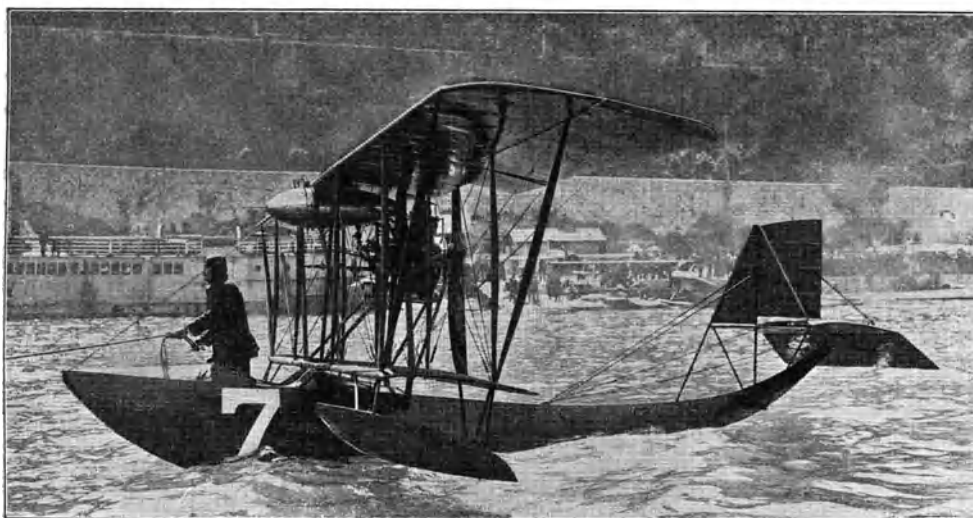


Abb. 76.

„Bregnet-Tellier“.

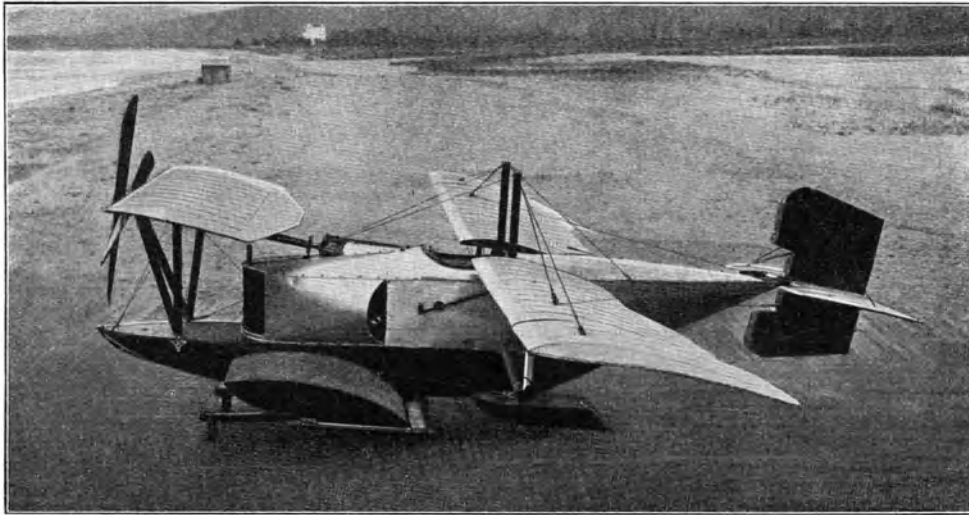


Abb. 77.

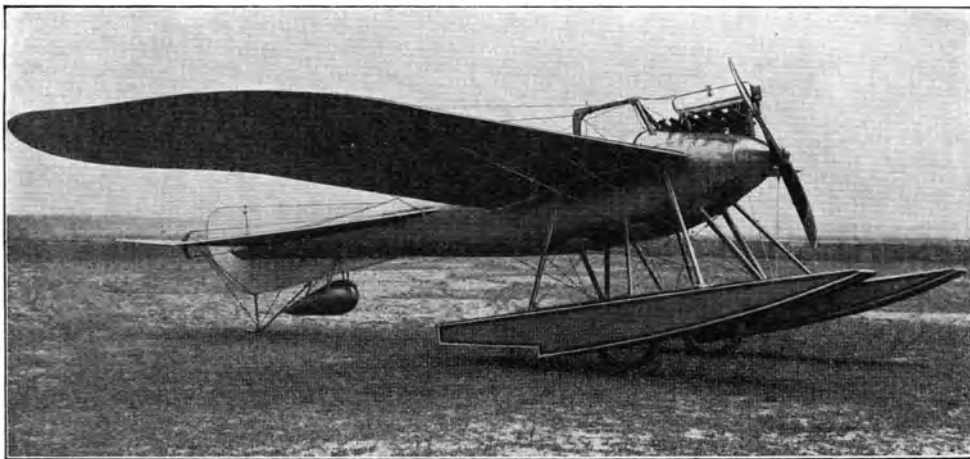


Abb. 78.

„Candron-Voisin“.

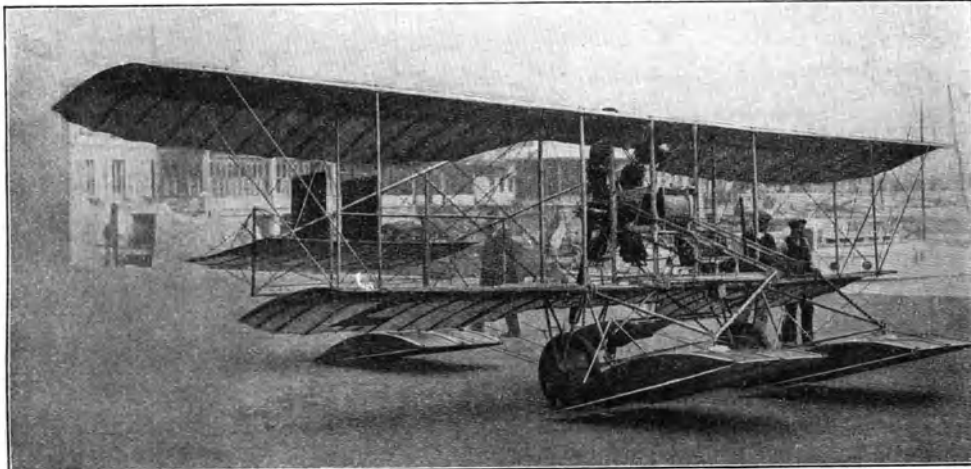


Abb. 79.

„Marçay Morane“.

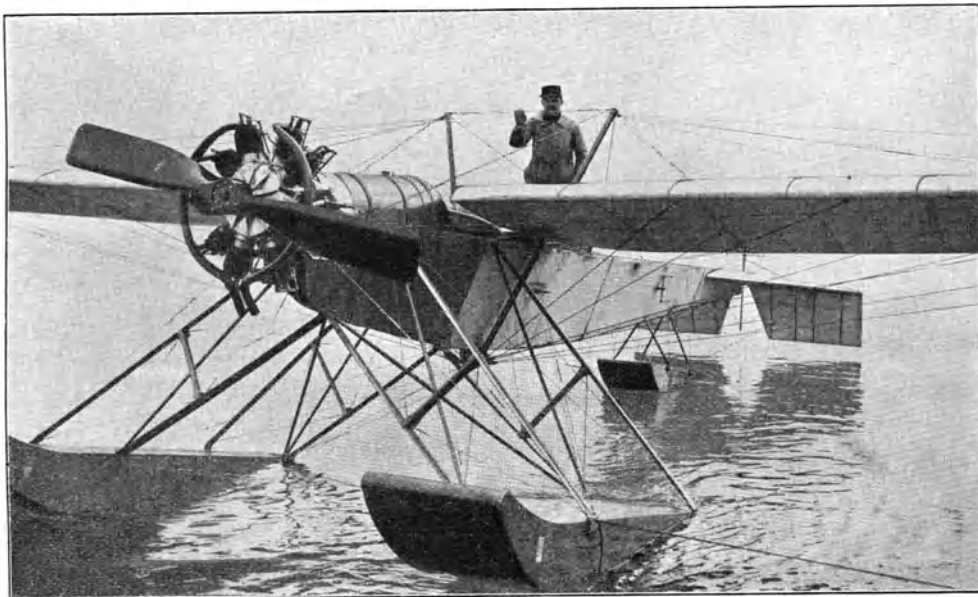


Abb. 80.

„Sopwith“.

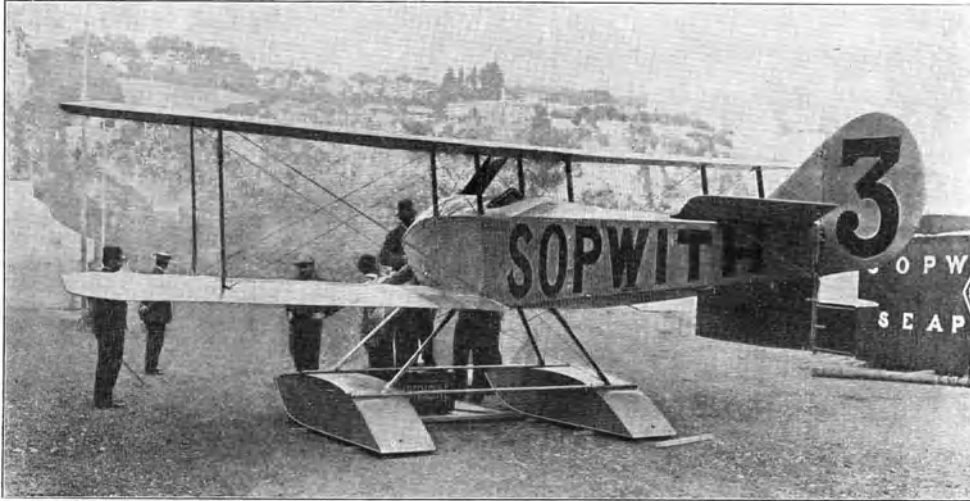


Abb. 81.

„Voisin“.

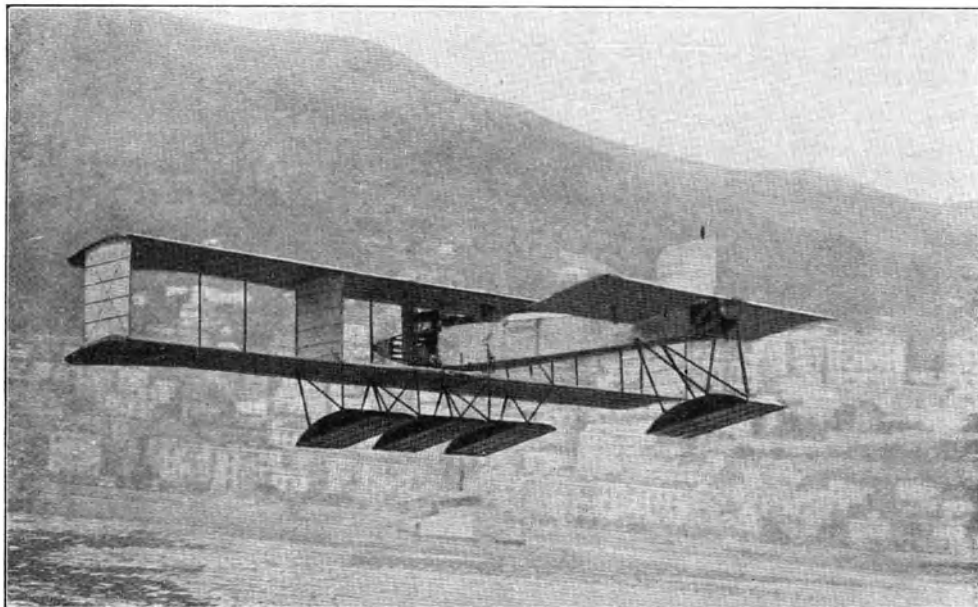


Abb. 82.

„Candron“.

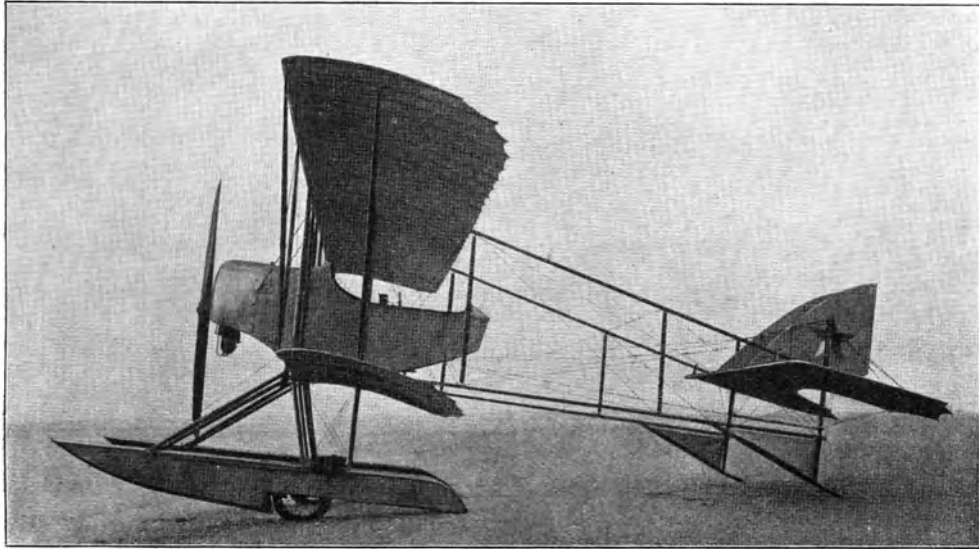


Abb. 83.

„Wight“.

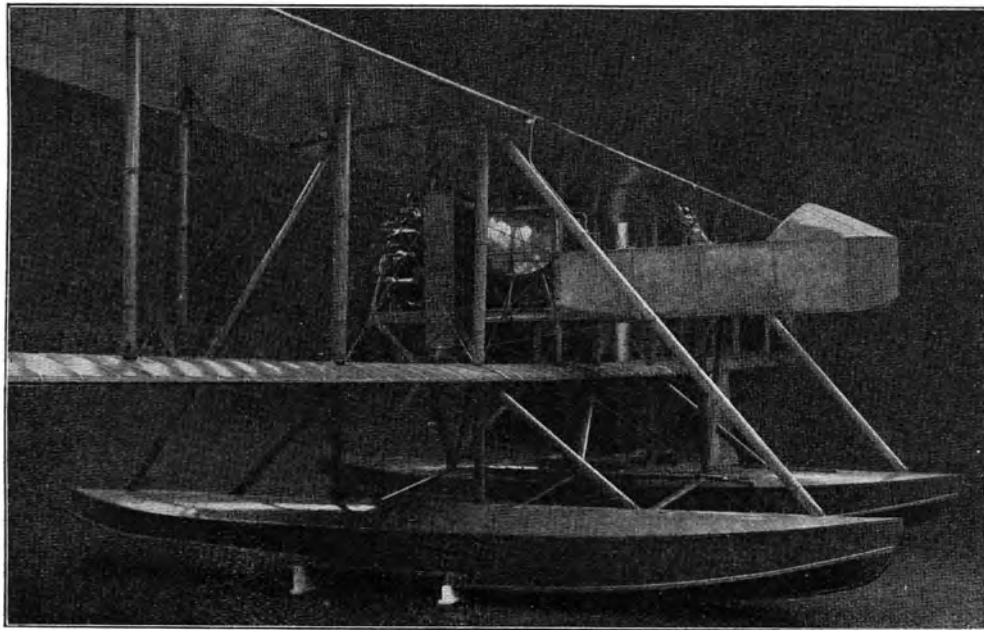


Abb. 84.

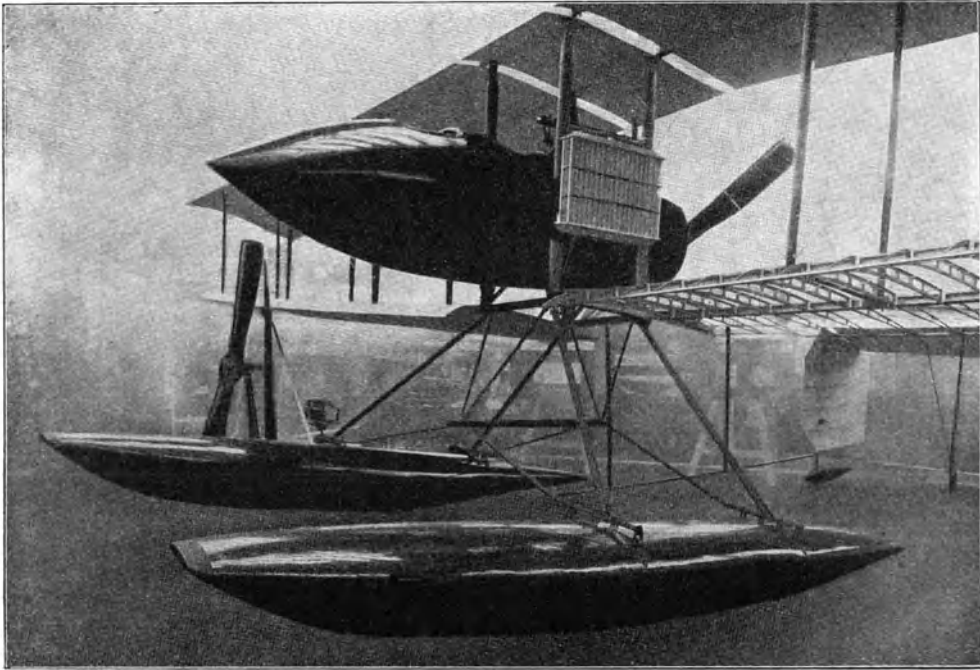


Abb. 85.

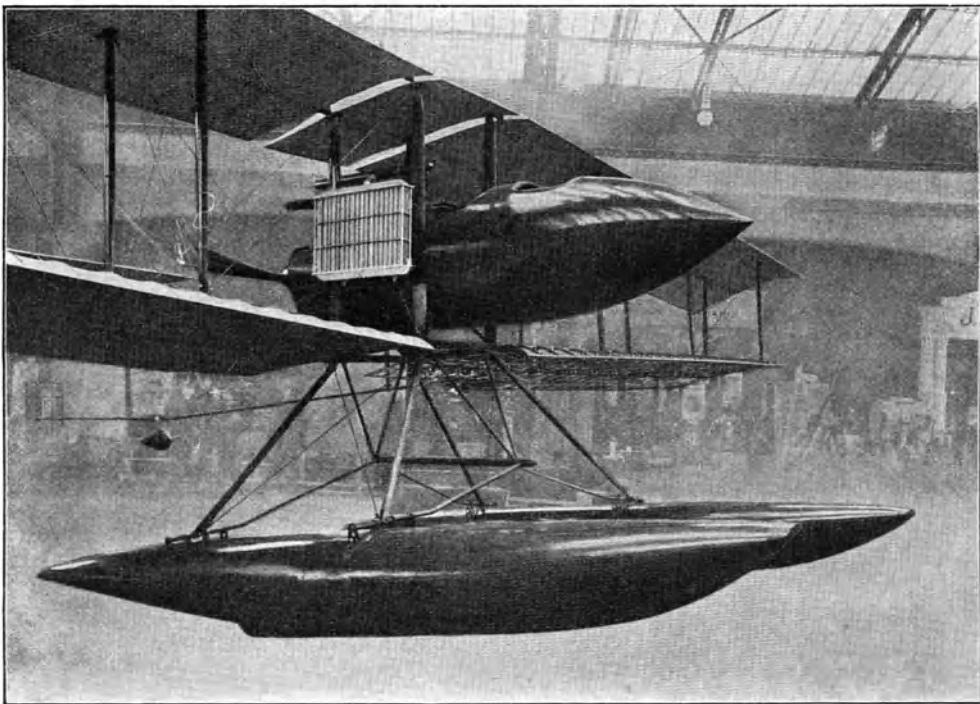


Abb. 86.

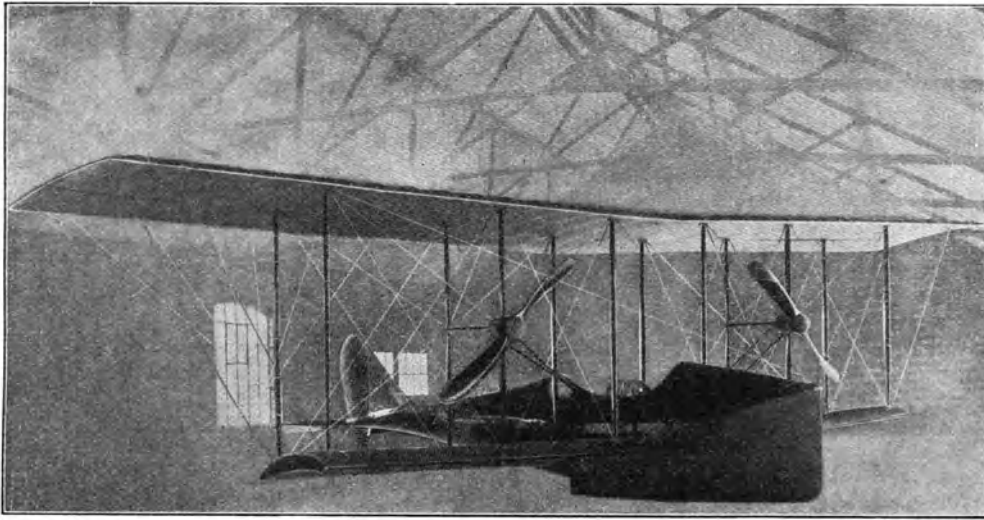


Abb. 87.

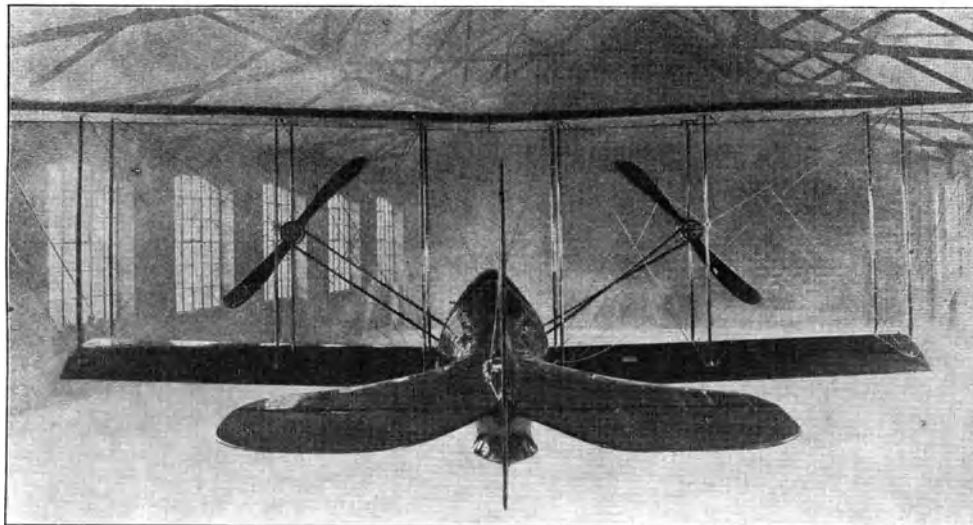


Abb. 88.

In den vorstehenden Abbildungen 69 bis 88 werden eine Reihe ausgeführter typischer Wasserflugzeuge und Flugboote dargestellt. Die ersten fünf veranschaulichen Doppelschwimmer-Apparate in verschiedenen aufeinanderfolgenden Stadien des Betriebsbereiches, und zwar Abb. 69 in der Ruhelage auf dem Wasser, Abb. 70 während der Periode der Anfahrt, Abb. 71 in dem Augenblick unmittelbar vor dem Verlassen der Wasseroberfläche, Abb. 72 beim freien Fluge in der Luft und Abb. 73 nach dem Anwassern. Außer der Gestalt der Schwimmer ist auch die Lage der-

selben zum Oberbau sowie die Anordnung und Ausführung der Tragdecks, des Rumpfes, der Seiten- und Höhensteuer und des hinteren Stützwimmers deutlich erkennbar. Der Propeller ist bei diesen durchweg am vorderen Ende des Rumpfes angeordnet und der Führersitz naturgemäß in demselben unmittelbar hinter dem Motor untergebracht. Im Gegensatz hierzu befindet sich bei den nächsten drei Ausführungen, Abb. 74—76, den typischen Flugbooten der Franco-British Association, mit langgestrecktem bootsähnlichen Mittelschwimmer und seitlichen kleinen Stützwimmern, der Propeller mittschiffs hinter den Tragdecks und der Steuersitz unten im Boot, während die Seiten- und Höhensteuer sowie die Stabilisierungsflächen am Schwanzende des letzteren angeordnet sind. Bei dem Flugboot Abb. 77 wird die erforderliche Querstabilität durch linsenförmige seitlich angebaute Schwimmer erzielt; die unter den Enden der Tragdecks angeordneten Stützwimmer, welche aber in der Ruhelage des Apparates nicht ins Wasser eintauchen, liefern außerdem ein genügendes Maß an Reservestabilität. Eine bewährte Ausführung eines neueren deutschen Wasserflugzeuges zeigt Abb. 78. Die übrigen haben bis auf das Flugzeug von Wight, Abb. 84, zum größten Teil nur noch historischen Wert und sollen den Entwicklungsgang der Durchbildung verschiedenartiger Schwimmer- und Flugbootkonstruktionen kennzeichnen. Besonders charakteristisch ist die Ausführung Abb. 85 u. 86 mit langen und schmalen annähernd runden Doppelschwimmern wegen Verkennung des Gleitprinzips, welches in der Periode der Anfahrt auf dem Wasser in Frage kommt, sowie das Flugboot Abb. 87 und 88, bei dem die wasserdicht durchgebildeten unteren Tragdecks in der Ruhelage zur Erhöhung der Querstabilität ins Wasser eintauchen und während der Anfahrt dazu dienen sollen, die gleitende und hebende Wirkung des eigentlichen Bootes zu unterstützen, eine Annahme, die sich nach dem Versuch ebenfalls als unrichtig erwiesen hat.

Diskussion.

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

Meine Herren! Der Vortrag des Herrn Schaffran hat für viele von uns ganz neue Gesichtspunkte gebracht, und es wäre gewiß erwünscht, wenn eine Erörterung seinen Ausführungen folgen würde. Leider ist es aber unter den heutigen Verhältnissen nicht möglich, den Vortrag zu diskutieren. Ich kann daher dem Herrn Vortragenden für die Mühe und die Arbeit, der er sich in unserem Interesse unterzogen hat, nur wärmstens danken. (Lebhafter Beifall.)

Beiträge.

XIII. Ein Beitrag zur Theorie des Propellers.

Von Richard Grammel-Danzig-Langfuhr.

Inhaltsübersicht.

Zusammenstellung einiger Bezeichnungen.

Einleitung.

Erster Abschnitt. Die Zirkulationsströmung im Schraubenstrahl:

- § 1. Die Relativströmung.
- § 2. Die Kutta-Strömung um eine ebene Platte.
- § 3. Die Jalousieströmung.

Zweiter Abschnitt. Die Dynamik des einzelnen Propellerflügels:

- § 4. Axialschub und Drehmoment.
- § 5. Die Extremalbedingung.
- § 6. Die Gestaltung des Flügels.

Dritter Abschnitt. Die Dynamik des mehrflügligen Propellers:

- § 7. Obere und untere Grenze für den Axialschub und das Drehmoment.
- § 8. Steigung, Form und Zahl der Flügel.

Vierter Abschnitt. Die praktische Berechnung der Propeller:

- § 9. Der Maximaltyp I.
- § 10. Der Typ II.
- § 11. Die Typen IIIa und III b.
- § 12. Der Typ IV.

Zusammenfassung.

Zusammenstellung einiger Bezeichnungen.

(Die Seitenzahlen weisen auf besondere Erklärungen hin.)

- r_0 Nabenradius.
 r_1 Außenradius (Abstand der Flügelspitze von der Achse).
 l Flügellänge.
 b Flügelbreite (S. 374).
 α Steigungswinkel.
 ν Flügelzahl.
 ω Winkelgeschwindigkeit des Propellers.
 w Marschgeschwindigkeit (Schiffsgeschwindigkeit weniger Vorstrom).
 $c = \frac{w}{\omega}$ Marschkoeffizient.
 β Inzidenzwinkel (S. 386).
 σ Spezifisches Gewicht der Arbeitsflüssigkeit.
 G Abkürzung für $\pi \frac{\sigma}{g}$.
 $\kappa_1, \kappa_2, \lambda$ Reibungskoeffizienten (S. 395 u. 396).
 P Axialschub des Propellers.
 M Drehmoment des Propellers.
 η_1, η_2, η Wirkungsgrade (S. 398, 414 u. 415).

 Einleitung

Die bisherigen Versuche zur theoretischen Erklärung der Propellerwirkung gehen bekanntlich alle auf zwei grundsätzlich verschiedene Vorstellungen zurück, welche R a n k i n e¹⁾ in seiner Schraubenstrahltheorie und W. F r o u d e²⁾ in seiner Flügelblattheorie zuerst klar formuliert haben. Weitere auf das Propellergebiet übertragbare Gedanken, wie die H e l m h o l t z s c h e Diskontinuitätsfläche, die P r a n d t l³⁾ - v. K á r m á n s c h e⁴⁾ Wirbelablösung u. a. m., haben bisher eine explizite Berechnung der Vorgänge innerhalb des Propellers nicht gezeitigt.

¹⁾ Trans. Instit. Nav. Arch., 1865.

²⁾ Ebenda, 1878.

³⁾ Ztschr. f. Flugt. u. Motorluftsch., 1910, S. 73. Über die Literatur vgl. ferner H. R e i ß n e r ebenda, 1910, S. 257.

⁴⁾ Nachr. d. Ges. d. Wiss. Göttingen, 1911; Phys. Ztschr., 1912.

Die Rankine'sche Vorstellung ist von H. Lorenz⁵⁾ zu einer hydrodynamisch einwandfreien und strengen Propellertheorie durchgebildet worden, an welche sich dann einige Arbeiten von A. Proell⁶⁾ angeschlossen haben, während die Flügelblatttheorie neuerdings von Boyer-Guillon⁷⁾, Gamus⁸⁾, Drzewiecki⁹⁾, Eberhardt¹⁰⁾, Ferber¹¹⁾, Knoller¹²⁾, Lanche-ster¹³⁾ und Wellner¹⁴⁾ in den von Taylor¹⁵⁾ und Renard¹⁶⁾ geebneten Bahnen weitergeführt und der praktischen Berechnung von Propellern gut angepaßt worden ist.

Während dem Rankine'schen Ansatz von vornherein der Mangel anhaftet, daß er, indem er den Schraubenstrahl als Ganzes betrachtet, die Voraussetzung einer unendlich großen Flügelzahl machen muß¹⁷⁾, so geht dagegen der Frode'sche Ansatz von erfahrungsmäßig gewonnenen Ergebnissen aus, nämlich von der von vielen Forschern sehr genau untersuchten Stoßwirkung der strömenden Arbeitsflüssigkeit gegen eine schiefgestellte ebene oder gebogene Platte, und kann insofern nicht zu einer hydrodynamischen Theorie im strengen Sinne führen. Da er zwar den Einfluß der Flügelzahl einigermaßen zu erklären vermag, andererseits aber der Rankine'sche Ansatz hydrodynamisch viel befriedigender erscheint, so wäre von einer Verbindung beider Methoden mancherlei Aufschluß zu

⁵⁾ Jahrb. d. Schiffbautechn. Ges., 1906; Neue Theorie und Berechnung der Kreiselläder, 2. Aufl., 1911.

⁶⁾ Jahrb. d. Schiffbau. Ges., 1910; Ztschr. f. d. ges. Turbw. 1911.

⁷⁾ Révue de Mécanique, 1909.

⁸⁾ La technique des hélices aériennes, Paris 1909.

⁹⁾ Des hélices aériennes, Paris 1909.

¹⁰⁾ Theorie und Berechnung der Luftschrauben, Berlin 1910.

¹¹⁾ Révue de l'Artill., 1906; Comptes rendus, 1907.

¹²⁾ Flüssigkeitswiderstand und Propellertheorie, Wien 1909.

¹³⁾ Aerodynamik (deutsch v. C. u. A. Runge), Leipzig u. Berlin 1909.

¹⁴⁾ Die Flugmaschine, Berlin 1910.

¹⁵⁾ Resistance of ships and screw propulsion, New York 1893.

¹⁶⁾ Révue de l'Aéronautique, 1889.

¹⁷⁾ Diesen Einwand gibt auch die vorzügliche Dissertation von H. Kimmel zu, Theorie der Luftschrauben auf aerodynamischer Grundlage, München 1912. — Allerdings hat F. Prásil, Schweiz. Bauztg., 1903 u. 1906, sowie: Technische Hydrodynamik, Berlin 1913, S. 245 ff., eine wohl auch auf Propeller übertragbare, elegante Turbinentheorie auf rein hydrodynamischer Grundlage ausgearbeitet, welche endliche Schaufelzahl voraussetzt und die auf die Schaufeln übertragene Druckwirkung im wesentlichen von der endlichen Schaufeldicke und der damit verbundenen Druckdifferenz zu beiden Seiten der Schaufeln herrühren läßt. Doch scheint es uns, als reichen diese relativ kleinen Differenzen zur Erklärung der Gesamtwirkung nicht aus. — Man vgl. in diesem Zusammenhang auch die Untersuchungen von H. Blasius, Ztschr. f. Math. u. Phys. 1912.

erwarten. Einen sehr beachtenswerten Schritt in dieser Richtung hat neuerdings H. Reißner¹⁸⁾ getan.

Ein anderer Weg, die Frode'sche Vorstellung von der Wirkung des Flügelblattes auf eine rein theoretische Grundlage zu stellen, kann erblickt werden in deren Kombination mit der sogenannten Zirkulationsströmung, deren dynamische Bedeutung von Lamb¹⁹⁾, Lanchester²⁰⁾ und Finsterwalder²¹⁾ erkannt und von Kutta²²⁾ der analytischen Untersuchung zugänglich gemacht worden ist und die jetzt allgemein der Berechnung der Tragfähigkeit von Aeroplanflügeln zugrunde gelegt wird. Erst die Zirkulationsströmung liefert in der Tat die hydrodynamische Basis, auf der sich eine Flügelblatttheorie einwandfrei aufbauen läßt.

Der Gegenstand der folgenden Arbeit ist es, diesen Gedanken²³⁾ rechnerisch durchzuführen. Dabei wollen wir den Zusammenhang mit der Praxis nirgends verlieren und nie versäumen, von Vernachlässigungen Gebrauch zu machen, die unsere Formeln vor dem Ballast einer übertriebenen, sinnlosen Strenge bewahren. Denn die Genauigkeit der Prämissen kann vom Resultat doch nicht übertroffen werden, und das Kriterium für den Wert einer Theorie besteht allein darin, daß sie von plausibeln Voraussetzungen ausgehend vermittelt einer mathematischen Berechnung von verhältnismäßiger Genauigkeit schließlich zu Ergebnissen gelangt, die mit der Erfahrung zahlenmäßig in verhältnismäßiger Übereinstimmung stehen, und daß sie an jeder Stelle die Größe der Fehler, die sie begehen muß, abzuschätzen gestattet.

Es mag gleich von vornherein betont werden, daß wir, um die Wirkung der Zirkulationsströmung möglichst durchsichtig beurteilen zu können, absichtlich die Reibung aus den hydrodynamischen Grundlagen ausschalten und sie dann nach-

¹⁸⁾ Ztschr. f. Flugt. u. Motorluftsch., 1910, 1911 u. 1912.

¹⁹⁾ Hydrodynamik (deutsch v. J. Friedel), Leipzig u. Berlin 1907.

²⁰⁾ A. a. O. — Lanchester nennt dort die Zirkulation peripteroid motion.

²¹⁾ Verh. d. Schweizer Naturf. Ges., 1909.

²²⁾ Ill. aeron. Mitt., 1902; Münchener Ber., 1910 u. 1911.

²³⁾ Dieser Gedanke stammt aus Gesprächen mit Herrn H. Lorenz. Doch finde ich ihn auch schon ausgesprochen von H. Föttinger in einem Vortrag in Göttingen (s. Verh. d. Vers. v. Vertr. d. Flugwiss. 1911 zu Göttingen, München u. Berlin 1912) sowie von H. Reißner in der Diskussion zu dem Vortrag von Gumbel, Über das Problem des Schraubenpropellers, Jahrb. d. Schiffbaut. Ges., 1914, S. 558. — Es ist übrigens bemerkenswert, daß der von H. Lorenz seiner Propellertheorie zugrunde gelegte Begriff der Zwangsbeschleunigung, wie ich an anderer Stelle zu zeigen hoffe, im gleichen Zusammenhang mit der Zirkulation steht wie die unten zu ermittelnde Druckresultante der Zirkulation; vgl. auch eine Äußerung von H. Blasius, Ztschr. f. Math. u. Phys., 1911, S. 225.

träglich durch gewisse Koeffizienten hinreichend genau in die Rechnung einführen. Daß erst die Berücksichtigung der Reibungsverluste gewisse Minimalprobleme der Propellertheorie zu lösen gestattet, hat schon Re i ß n e r ²⁴⁾ erkannt und ausgesprochen.

Besondere Sorgfalt werden wir der gegenseitigen Beeinflussung der um die einzelnen Propellerflügel kreisenden Zirkulationen schenken, wobei uns die von K u t t a untersuchte sogenannte Jalousieströmung, für deren Formeln wir eine neue Ableitung geben werden, wertvolle Dienste leisten wird. Dagegen vermeiden wir den von G o t t e r i l l und L a n c h e s t e r eingeführten Begriff der Wirkungstiefe eines Flügels als hydrodynamisch wenig befriedigend. Wir werden finden, daß sich für Axialschub und Drehmoment des Propellers jedesmal eine obere und eine untere Grenze angeben läßt, zwischen denen die tatsächlichen Werte eingeschlossen liegen müssen. Es wird sich an den absichtlich deswegen eingestreuten, zahlenmäßig durchgerechneten Beispielen sogar herausstellen, daß das Intervall zwischen diesen beiden Grenzen sehr klein ist, und daß somit der mögliche Fehler hinreichend gering ausfällt und einer Übertragung der Ergebnisse auf die Praxis keine Bedenken entgegenstehen.

Die bisherigen Propellertheorien geben, wenn man von der L o r e n z sehen absieht, keinen völligen Aufschluß über die günstigste Flügelform. Allerdings haben L a n c h e s t e r ²⁵⁾ und Re i ß n e r ²⁶⁾ nach gewissen Grundsätzen Regeln zur Gewinnung günstig arbeitender Formeln aufgestellt, aber hydrodynamisch ist diese Frage vom Standpunkt der Flügelblattheorie noch keineswegs geklärt. Wir werden die Flügelform in Zusammenhang mit einer gewissen Zirkulationsfunktion bringen und dann zeigen, daß in weiten Grenzen der Wirkungsgrad von der Flügelform nur sehr wenig beeinflußt werden kann. Indem wir geeignet über diese Zirkulationsfunktion verfügen, erhalten wir Flügelformen, die teils den in der Praxis gebräuchlichen entsprechen, teils Vorzüge aufweisen, welche das Experiment noch zu bestätigen hätte. Und endlich gelingt es uns, aus einem Minimalproblem, das mit der gegenseitigen Beeinflussung der Flügel zusammenhängt, eine Flügelform günstigsten Wirkungsgrades zu ermitteln, welche analytisch genau festgelegt ist. Übrigens lassen sich mit Hilfe einer anderen Extremalbedingung die günstigsten Abmessungen auch bei jeder anderen beliebig vorgelegten Flügelform berechnen.

²⁴⁾ Ztschr. f. Flugt. u. Motorluftsch., 1912, S. 143.

²⁵⁾ A. a. O. § 208.

²⁶⁾ Jahresb. d. Dtsch. Math. Ver., 1909, S. 35 f.

Wer irgend einmal Gelegenheit hatte, die unbeschreiblich komplizierte Strömung durch einen arbeitenden Propeller hindurch aus der Nähe zu beobachten, der sieht ein, daß es aussichtslos wäre, das Problem ohne idealisierende Voraussetzungen anzugreifen. Mit der Formulierung dieser Voraussetzungen haben wir uns zunächst zu befassen.

E r s t e r A b s c h n i t t .

Die Zirkulationsströmung im Schraubenstrahl.

§ 1. Die Relativströmung.

1. Die Arbeitsflüssigkeit, unter welcher wir entweder Wasser oder Luft²⁷⁾ zu verstehen haben, möge allseitig unendlich ausgebreitet und im Unendlichen vor dem Propeller in Ruhe sein. Diese Voraussetzung bedeutet, daß wir von dem Einfluß der Wasseroberfläche, bei Schiffen, bzw. der Erdoberfläche, bei Flugzeugen, sowie von dem bei Schiffen nicht unerheblichen, bei Flugzeugen äußerst geringen, wo nicht verschwindenden Vorstrom ein für alle Mal absehen wollen, indem wir ihn uns bereits von der tatsächlichen Fahrgeschwindigkeit abgezogen denken. In der Arbeitsflüssigkeit befinde sich eine beiderseits unbegrenzt lange Nabe vom Radius r_0 , welche ν unter sich kongruente, symmetrisch um die Achse angeordnete Flügel trägt. Wir vernachlässigen somit insbesondere den Einfluß des benachbarten Schiffsrumpfes, der die Wirksamkeit des Propellers gewöhnlich etwas erhöht. Der Propeller erhalte durch ein auf die Nabe ausgeübtes Drehmoment \mathfrak{M} eine konstante Winkelgeschwindigkeit ω und schreite in der Achsenrichtung mit der konstanten Marschgeschwindigkeit w fort, wobei ein Axial Schub P zu überwinden ist. Dann ist P der Schiffswiderstand und w die um den Vorstrom verminderte Schiffsgeschwindigkeit.

Unsere nächste Voraussetzung ist die, daß die Strömung der Arbeitsflüssigkeit vor, in und hinter dem Propeller in kreiszylindrischen oder wenigstens nahezu kreiszylindrischen Schichten erfolge und daß die Strombilder von Schicht zu Schicht kontinuierlich ineinander übergehen, derart, daß beim senkrechten Durchgang von einer Schicht in die andere nirgends ein großer Geschwindigkeitsgradient

²⁷⁾ Im Bereich der bei Propellern vorkommenden Geschwindigkeiten, welche stets erheblich geringer sind als die Schallgeschwindigkeit, kann die Luft noch mit großer Annäherung wie eine inkompressible Flüssigkeit betrachtet werden.

auftritt. Dann darf man bekanntlich die innere Flüssigkeitsreibung zwischen den einzelnen Schichten unbedenklich vernachlässigen.

Diese Voraussetzung, die wir aus der Froudeschen Flügelblatttheorie übernehmen, ist zunächst willkürlich und kann nur dadurch gerechtfertigt werden, daß sie zu Ergebnissen führt, die mit der Wirklichkeit im Einklang stehen. Sie mag sogar befremdlich erscheinen im Hinblick auf die oft beobachtete Einschnürung des Schraubenstrahls hinter dem Propeller. Wir sind nun der Meinung, daß diese Einschnürung wesentlich davon herrührt, daß die Nabe entgegen unserer ersten Voraussetzung hinter dem Propeller aufhört und daß der die Nabe dann ersetzende Kern des Schraubenstrahls alsbald durch die Reibung der umgebenden Schichten in Bewegung gerät und dadurch sich selbst und den ganzen hinteren Schraubenstrahl kontrahiert. Das hat aber nur zur Folge, daß die vom Propeller dem Schraubenstrahl erteilte, sowieso verlorene Energie, die wir später berechnen werden, in kurzer Zeit vernichtet wird, ohne daß sich an der Wirkung des Propellers selbst etwas ändert. Wir nehmen also an, daß der Propeller ebenso wirkt, wie wenn seine Nabe unbegrenzt und sein Schraubenstrahl somit eine kreiszylindrische Schichtströmung wäre; und wir werden diese Annahme bestätigt finden in der Übereinstimmung des Resultats mit der Praxis. Die tatsächliche Einschnürung und den konvergenten Zutritt des Wassers zum Propeller zu leugnen, liegt uns natürlich fern.

2. Die so vereinfachte Strömung, etwa vom Schiff aus betrachtet, ist nun nicht stationär und demnach für die analytische Behandlung noch nicht geeignet. Denken wir uns aber einen Beobachter, der sich mit einem der ν Propellerflügel fest verbunden hat, und nehmen wir an, dieser Beobachter habe die Schicht mit dem Abstand r von der Achse ins Auge gefaßt, so wird er, wenn er sich diese Schicht in die Ebene abwickelt, ein bestimmtes stationäres Strombild erblicken, das wir die *Relativströmung* der Schicht nennen wollen.

Der Schnitt der Schicht r mit einem Flügel heiße ein *Flügelement*; und unsere nächste Voraussetzung besagt, daß das Flügelement im Bild der Relativströmung als eine gerade Strecke von der Länge b und dem Neigungswinkel α gegen die normal zur Fortschrittingsrichtung AA des Propellers gezogene Gerade BB sich darstelle (Abb. 1). Die Größen b und α sollen stetige und, soweit nötig, differentierbare Funktionen von r sein, deren Bestim-

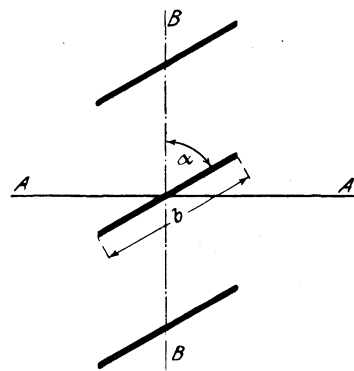


Abb. 1.

mung wir uns vorbehalten. Ferner heiße b , auf dem Schichtzylinder gemessen, die Breite, α der Steigungswinkel des Flegelements.

3. In der Relativströmung bleiben alle kinematischen und dynamischen Gesetze erhalten. Um dies zu beweisen, führen wir feste Zylinderkoordinaten z, r, φ ein, indem wir z positiv in der Fortschreitrichtung, φ positiv in der Drehrichtung des Propellers wählen. Mit der Beobachter in einem mit dem Flügel verbundenen Koordinatensystem ζ, ϱ, ψ , so ist bei geeignet übereinstimmenden Anfangswerten

$$\left. \begin{aligned} \zeta &= z - w t \\ \varrho &= r \\ \psi &= \varphi - \omega t \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (1)$$

Sind v_z, v_r, v_φ bzw. $v_\zeta, v_\varrho, v_\psi$ die Geschwindigkeitskomponenten, gemessen im festen bzw. im bewegten System, so ist demnach

$$\left. \begin{aligned} v_\zeta &= v_z - w \\ v_\varrho &= v_r \\ v_\psi &= v_\varphi - r \omega \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (2)$$

und die Kontinuitätsgleichung in Zylinderkoordinaten

$$\frac{\partial}{\partial z} (r v_z) + \frac{\partial}{\partial r} (r v_r) + \frac{\partial}{r \partial \varphi} (r v_\varphi) = 0$$

geht wegen $\partial/\partial z = \partial/\partial \zeta$, $\partial/\partial r = \partial/\partial \varrho$, $\partial/\partial \varphi = \partial/\partial \psi$ über in

$$\frac{\partial}{\partial \zeta} (\varrho v_\zeta) + \frac{\partial}{\partial \varrho} (\varrho v_\varrho) + \frac{\partial}{\varrho \partial \psi} (\varrho v_\psi) = 0 \dots \dots \dots (3)$$

Nun soll aber in jeder Schicht $r = \varrho$ merklich konstant und $v_\varrho = 0$ sein; demnach reduziert sich (3) auf

$$\frac{\partial v_\zeta}{\partial \zeta} + \frac{1}{\varrho} \frac{\partial v_\psi}{\partial \psi} = 0 \dots \dots \dots (4)$$

Die doppelte Winkelgeschwindigkeit eines der Schicht angehörenden Wirbels ist

$$2 m = \frac{\partial v_\varphi}{\partial z} - \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \varphi}$$

im festen,

$$2 m = \frac{\partial v_\psi}{\partial \zeta} - \frac{1}{\varrho} \frac{\partial v_\zeta}{\partial \psi}$$

im bewegten System gemessen. Wegen der Übereinstimmung der rechten Seiten ist

$$m = m.$$

Hat die Schichtströmung also ein Potential, so ist $m = n = 0$, und man kann

$$v_\psi = \frac{1}{\rho} \frac{\partial \Phi}{\partial \psi},$$

$$v_\zeta = \frac{\partial \Phi}{\partial \zeta}$$

setzen, so daß (4) übergeht in

$$\frac{\partial^2 \Phi}{\partial \zeta^2} + \frac{1}{\rho^2} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial \psi^2} = 0 \dots\dots\dots (5)$$

Das heißt aber: Eine merklich kreiszylindrische Schichtströmung mit Potential wird in eine Relativströmung mit zweidimensionalem Potential abgebildet, und umgekehrt kann jede in der einen Variablen periodische zweidimensionale Potentialströmung als die Relativströmung einer kreiszylindrischen Schicht mit Potential angesehen werden.

4. Ein Beobachter im System ζ, ρ, ψ wird nun als Massenkräfte neben der Schwere die Coriolis-Kräfte wahrnehmen. Wir wollen die Schwerkraft als unwesentlich vernachlässigen. Dann bleiben als Kräfte auf die Masseneinheit für den Beobachter im System ζ, ρ, ψ , d. h. für die Relativströmung nur noch die Coriolis-Kräfte in radialer und in tangentialer Richtung vom Betrag

$$K_\rho = \rho \omega^2 + 2 \omega v_\psi,$$

$$K_\psi = -2 \omega v_\rho$$

übrig, positiv gerechnet im Sinne wachsender Radien ρ bzw. zunehmender Winkel ψ . In der ζ -Richtung treten keine Massenkräfte auf.

Um zu ermitteln, welchen Einfluß diese Kräfte K_ρ und K_ψ auf den hydrodynamischen Druck p ausüben, schreiben wir die Bewegungsgleichungen für stationäre Strömung in bewegten Zylinderkoordinaten ζ, ρ, ψ an und fügen K_ρ und K_ψ als Massenkräfte hinzu. Ist σ das spezifische Gewicht der Arbeitsflüssigkeit, so werden wir haben

$$-\frac{g}{\sigma} \frac{\partial p}{\partial \zeta} = v_\zeta \frac{\partial v_\zeta}{\partial \zeta} + v_\rho \frac{\partial v_\zeta}{\partial \rho} + \frac{v_\psi}{\rho} \frac{\partial v_\zeta}{\partial \psi},$$

$$\rho \omega^2 + 2 \omega v_\psi - \frac{g}{\sigma} \frac{\partial p}{\partial \rho} = v_\zeta \frac{\partial v_\rho}{\partial \zeta} + v_\rho \frac{\partial v_\rho}{\partial \rho} + \frac{v_\psi}{\rho} \frac{\partial v_\rho}{\partial \psi} - \frac{v_\psi^2}{\rho},$$

$$-2 \rho \omega v_\rho - \frac{g}{\sigma} \frac{\partial p}{\partial \psi} = \rho v_\zeta \frac{\partial v_\psi}{\partial \zeta} + \rho v_\rho \frac{\partial v_\psi}{\partial \rho} + v_\psi \frac{\partial v_\psi}{\partial \psi} + v_\rho v_\psi.$$

Multiplizieren wir diese Gleichungen der Reihe nach mit $d\zeta$, $d\varrho$ und $d\psi$, addieren und beachten, daß die doppelten Wirbelgeschwindigkeiten l , m , n , gemessen im System ζ , ϱ , ψ , zusammenhängend mit denen l , m , n im ruhenden System z , r , φ , die Werte haben

$$\begin{aligned} 2l &= \frac{1}{\varrho} \left(\frac{\partial v_\varrho}{\partial \psi} - \frac{\partial (\varrho v_\psi)}{\partial \varrho} \right) = 2(1 + \omega), \\ 2m &= \frac{\partial v_\psi}{\partial \zeta} - \frac{1}{\varrho} \frac{\partial v_\zeta}{\partial \psi} = 2m, \\ 2n &= \frac{\partial v_\zeta}{\partial \varrho} - \frac{\partial v_\varrho}{\partial \zeta} = 2n, \end{aligned}$$

so erhalten wir sofort

$$\begin{aligned} -\frac{\sigma}{\varrho} dp &= \frac{1}{2} d(v^2) - \omega^2 \varrho d\varrho + 2 d\zeta (n v_\varrho - m v_\psi) \\ &\quad + 2 d\varrho (l v_\psi - n v_\zeta) \\ &\quad + 2 \varrho d\psi (m v_\zeta - l v_\varrho), \end{aligned}$$

wobei noch $v^2 = v_\zeta^2 + v_\varrho^2 + v_\psi^2$ gesetzt ist.

Besitzt nun die Relativströmung jeder einzelnen Schicht von konstantem Radius ϱ ein Potential, so ist $m = n = 0$; ferner dürfen wir gemäß unserer Voraussetzung einer rein zylindrischen Schichtströmung $v_\psi = 0$ nehmen und haben dann, indem wir aus der Schicht ϱ überhaupt nicht heraustreten, mit $d\varrho = 0$

$$dp + \frac{\sigma}{2\varrho} d(v^2) = 0. \quad (6)$$

Dies besagt aber: Die Dynamik einer zweidimensionalen (periodischen) Potentialströmung gilt unter den gemachten Voraussetzungen auch für unsere Relativströmung, und die auf Grund der Gleichung (6) berechnete Druckresultante der Relativströmung auf das Flügелеlement ist daher entgegengesetzt gleich der Reaktionskraft zwischen dem entsprechenden Element des sich drehenden Flügels und der Arbeitsflüssigkeit.

5. Wir können uns also darauf beschränken, das Strombild und die Druckverteilung in der viel bequemerem, stationären zweidimensionalen Relativströmung der Schicht r zu untersuchen, welche, da wir die Arbeitsflüssigkeit im Unendlichen vor dem Propeller als ruhend vorausgesetzt haben, als Parallelströmung mit der Geschwindigkeit

$$v = \sqrt{\omega^2 r^2 + v_\infty^2} \quad (7)$$

aus dem Unendlichen kommt in einer Richtung, die, wie Abb. 2 andeutet, unter dem Winkel β gegen die Druckseite des Flügelements stößt. Die nunmehr naheliegende Annahme ist jetzt die, daß die dynamische Wirkung der Flüssigkeit auf das Flügelement dadurch zustande kommt, daß diese Parallelströmung (v, β) sich mit einer Zirkulation um das Flügelement zu einer sogenannten Kutta-Strömung überlagert. Fügt man die Forderung hinzu, daß die Stärke der Zirkulation so groß gewählt werde, daß ein glattes Abfließen an der Hinterkante B des Flügelementes statthat, so erhält man das Strombild²⁸⁾ der Abb. 3, das zwar sicherlich unvergleichlich viel einfacher ist als die Wirklichkeit, aber eben dadurch erst eine fruchtbare analytische Behandlung erlaubt.

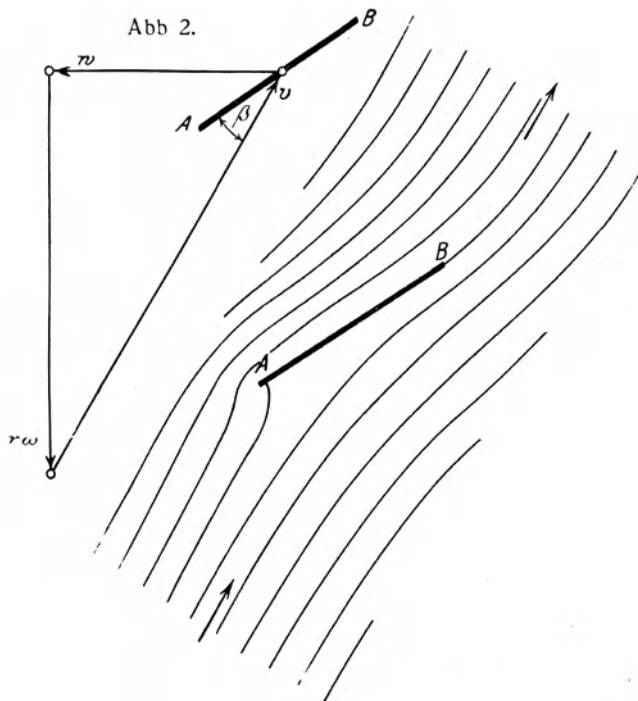


Abb 3.

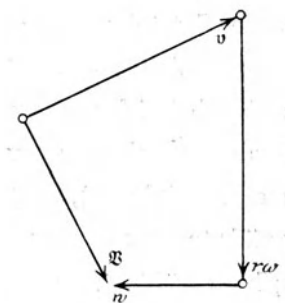


Abb 4.

Die Übertragung des Bildes der Relativströmung auf die einzelnen Schichten ist sehr einfach. Der Vektor der absoluten Geschwindigkeit \mathfrak{B} ist aus dem Geschwindigkeitsvektor v der Relativströmung an jeder Stelle durch die in Abb. 4 angedeutete Konstruktion zu erhalten und gibt eine Strömung, die mit der Beobachtung qualitativ gut übereinstimmt. Die Flüssigkeitsteilchen werden schon vor

²⁸⁾ Über die rationellste Berechnung solcher Strombilder vgl. W. Deimler, Zeichnungen zur Kutta-Strömung, Ztschr. f. Math. u. Phys., 1912.

dem Eintritt in den Bereich der Flügel abgelenkt, sie werden gewissermaßen von der Eintrittskante angesogen und verlassen die Austrittskante mit einer erheblichen Tangentialgeschwindigkeit. Solche Teilchen des Schraubenstrahls, welche mit den Flügeln gar nicht in Berührung kommen, passieren den Propeller verhältnismäßig ungestört, und daher wird der Schraubenstrahl neben lebhaft bewegten Teilchen relative Stagnationen aufweisen, so daß die mittlere axiale Stromkomponente recht wohl in allen Normalschnitten des Strahles nahezu denselben Mittelwert haben kann und demzufolge der Schraubenstrahl selbst die vorausgesetzte nahezu kreiszylindrische Form zeigen wird, wie man sie auch recht deutlich an den Photographen von O. F l a m m ²⁹⁾ sieht.

Die um die Flügel kreisende Zirkulation findet ihre Fortsetzung in Spiralwirbeln, welche an den Flügelspitzen und möglicherweise an der Nabe beginnen. Hierauf hat zuerst L a n c h e s t e r ³⁰⁾ aufmerksam gemacht, und die Bilder von O. F l a m m zeigen auch diese Spiralwirbel sehr schön. Außerdem muß an der Austrittskante eine fortwährende Ablösung eines zweiten Wirbelsystems mit ungefähr radialen Achsen stattfinden. Denn die um die Flügel kreisende Zirkulation muß fortwährend unterhalten werden und findet nach dem Impulssatz ihr Äquivalent in der von diesem zweiten Wirbelsystem unablässig weggeführten Zirkulation ³¹⁾. Dieses zweite Wirbelsystem und damit die Zirkulation selbst verdankt seine Entstehung der Reibung zwischen Arbeitsmedium und Flügelfläche.

Während das erste Wirbelsystem zwar für die Stabilität des Schraubenstrahls wahrscheinlich von wesentlicher Bedeutung ist, so wird es nach unserer Meinung doch nur einen zu vernachlässigenden Betrag zum Axialschub und zum Drehmoment liefern ³²⁾, wogegen eine auf Grund der v. K á r m á n schen Methode durchgeführte Berechnung der Wirkung des zweiten Wirbelsystems zweifellos Aufschluß geben müßte über die später einzuführenden Reibungs- oder Widerstandskoeffizienten α_1 und α_2 .

Wir wollen diese beiden Wirbelsysteme im folgenden nicht weiter beachten, sondern unter vorläufiger Vernachlässigung der Reibung uns mit der bereits genannten K u t t a -Strömung befassen, welche dann notwendig ein Potential besitzt.

²⁹⁾ Die Schiffsschraube u. ihre Wirkung auf das Wasser, München u. Berlin 1909.

³⁰⁾ Aerodynamik § 217; vgl. auch den Artikel „Flüssigkeitsbewegung“ von L. P r a n d t l im Handwörterbuch der Naturwissenschaften, Jena 1913, Bd. IV.

³¹⁾ Vgl. eine Bemerkung von L. P r a n d t l in der Diskussion zu dem unter ²³⁾ zitierten F ö t t i n g e r s c h e n Vortrag, S. 41.

³²⁾ Über diese Wirbelreaktionen vgl. übrigens eine Studie von D. R i a b o u c h i n - s k i, Theoretische Untersuchung über Schrauben, Moskau 1912 (russisch).

§ 2. Die Kutta-Strömung um eine ebene Platte³³⁾.

1. Wenn durch

$$\Phi(\xi, \eta) = \text{const.},$$

$$\Psi(\xi, \eta) = \text{const.}$$

das System der Äquipotentiallinien und der Stromlinien einer nur von zwei Kartesischen Koordinaten ξ, η abhängigen Potentialströmung dargestellt wird, so gilt für die Geschwindigkeitskomponenten

$$u_\xi = \frac{\partial \Phi}{\partial \xi} = \frac{\partial \Psi}{\partial \eta},$$

$$u_\eta = \frac{\partial \Phi}{\partial \eta} = -\frac{\partial \Psi}{\partial \xi},$$

und die Funktionen Φ und Ψ genügen ebenso wie die aus ihnen zusammengesetzte komplexe Stromfunktion

$$U = \Phi + i\Psi$$

der Differentialgleichung

$$\frac{\partial^2 U}{\partial \xi^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial \eta^2} = 0 \quad \dots \dots \dots (8)$$

Setzt man $\zeta = \xi + i\eta$, so daß also ζ die Punkte der komplexen Zahlenebene ξ, η repräsentiert, so gibt

$$\frac{dU}{d\zeta} = \frac{\partial U}{\partial \xi} = \frac{\partial \Phi}{\partial \xi} + i \frac{\partial \Psi}{\partial \xi} = u_\xi - i u_\eta \quad \dots \dots \dots (9)$$

kurz gesagt die „Geschwindigkeit dieser Strömung im Punkte ζ “ an.

Bildet man die Funktion U , d. h. die Doppelschar der Strom- und Äquipotentiallinien von der ζ -Ebene auf eine andere komplexe Z -Ebene ab mittels irgend einer analytischen Funktion $Z = f(\zeta)$, so ist, abgesehen von den Punkten, an denen $df : d\zeta$ entweder Null oder unendlich wird, diese Abbildung bekanntlich winkeltreu, d. h. auch die neue Doppelschar der Z -Ebene bildet ebenso wie die Schar $\Phi = \text{const.}, \Psi = \text{const.}$ ein orthogonales Netz und läßt sich darum wieder als das Bild einer neuen Potentialströmung ansehen, deren Geschwindigkeit dann natürlich durch $dU : dZ$ gegeben ist.

2. Wir wollen uns die Z -Ebene so auf die ζ -Ebene gelegt denken, daß die positiven X - und ξ -Achsen und ebenso die positiven Y - und η -Achsen zusammenfallen,

³³⁾ Die Ergebnisse dieses Paragraphen sind, z. T. auf etwas anderem Wege, schon von W. M. K u t t a (s. Fußnote ²²⁾) gefunden worden. Trotz ihrer begrifflichen Klarheit scheinen sie wegen einiger analytischen Schwierigkeiten bisher nur selten zur Berechnung technischer Probleme herangezogen worden zu sein. Aus diesem Grunde dürfte die folgende durchsichtige Herleitung der Eigenschaften unserer speziellen Kutta-Strömung nicht überflüssig sein.

und in der Z -Ebene um den Nullpunkt einen Kreis vom Radius $b/2$ schlagen. Die abbildende Funktion f wollen wir dann so wählen, daß jeder Punkt des Kreises in der Z -Ebene seiner senkrechten Projektion auf die ξ -Achse der ζ -Ebene entspricht, daß also der zwischen den Punkten $\xi = -b/2, \eta = 0$ oder A und $\xi = +b/2, \eta = 0$ oder B liegende, doppelt zu rechnende Teil der ξ -Achse auf die Kreisperipherie abgebildet wird. Diese Abbildung wird offenbar geleistet durch die Funktion

$$2\zeta = Z + \frac{b^2}{4} \cdot \frac{1}{Z} \quad (10)$$

Denn setzt man $Z = \frac{b}{2} \cdot e^{i\varphi}$, so durchläuft mit wachsendem φ der Punkt Z gerade die Peripherie des Kreises, während ζ nach (10) den Wert

$$\zeta = \frac{b}{2} \cos \varphi$$

annimmt, also in der Tat zugleich die Projektionspunkte auf der ξ -Achse durchheilt

In der Abbildung (10) entspricht überdies dem Punkte $Z = \infty$ der Punkt $\zeta = \infty$ wechselseitig, und da der Differentialquotient $d\zeta : dZ$ null nur in den Punkten A und B ($Z = \pm b/2$) wird, außerhalb des Kreises aber in der ganzen Z -Ebene nirgends über alle Grenzen wächst, so ist mit Ausschluß der Grenzpunkte A und B diese Abbildung überall außerhalb des Kreises winkeltreu und ordnet jeder Potentialströmung der ζ -Ebene, welche die Strecke AB umspült, eine sich im Unendlichen gleich verhaltende in der Z -Ebene zu, welche den Kreis $b/2$ zur Begrenzung hat

Insbesondere entspricht so der zur ξ -Achse parallelen Strömung mit der Stromfunktion

$$U_1 = a_1 \zeta,$$

wo die reelle positive Konstante a_1 die Stromgeschwindigkeit ist, in der Z -Ebene die Funktion

$$U_1 = \frac{a_1}{2} \left(Z + \frac{b^2}{4} \cdot \frac{1}{Z} \right), \quad (11)$$

welche eine aus dem Negativ-Unendlichen der X -Achse kommende, den Kreis $b/2$ umfließende Strömung darstellen wird.

Dreht man für einen Augenblick das Achsenpaar X, Y um den Nullpunkt, bis die positive Y -Achse in die ursprüngliche Lage der positiven X -Achse fällt, was einer Vertauschung von Z mit $-iZ$ gleichkommt, so folgt aus (11) mit einer andern reellen positiven Konstanten a_2 die Stromfunktion U_2 einer Strömung, die aus dem Negativ-Unendlichen der Y -Achse kommt und ebenfalls den Kreis $b/2$ umfaßt, nämlich

$$U_2 = -i \frac{a_2}{2} \left(Z - \frac{b^2}{4} \cdot \frac{1}{Z} \right). \quad (12)$$

Nehmen wir schließlich hinzu, daß mit der reellen Konstanten a_3

$$U_3 = i a_3 \log \operatorname{nat} Z \quad \dots \dots \dots (13)$$

eine Strömung darstellt, die den Kreis $b/2$ als Zirkulation umfließt (denn nach (9) ist das Verhältnis der Geschwindigkeitskomponenten $u_x : u_y = Y : -X$, wie die Bildung des Differentialquotienten $dU_3 : dZ$ zeigt). so gibt die Überlagerung der drei Stromfunktionen (11), (12) und (13) in

$$U = \frac{a_1}{2} \left(Z + \frac{b^2}{4} \cdot \frac{1}{Z} \right) - i \frac{a_2}{2} \left(Z - \frac{b^2}{4} \cdot \frac{1}{Z} \right) + i a_3 \log \operatorname{nat} Z \quad \dots \dots (14)$$

mit den drei noch zu bestimmenden reellen Parametern a_1, a_2, a_3 die bekannte, den Kreis $b/2$ umfassende, von einer Zirkulation überlagerte Parallelströmung mit beliebig vorzuschreibender Richtung im Unendlichen. Bilden wir diese nach (10) auf eine dritte z -Ebene vermöge

$$2z = Z + \frac{b^2}{4} \cdot \frac{1}{Z} \quad \dots \dots \dots (15)$$

ab, d. h. schreiben wir das simultane Gleichungssystem (14) und (15) an, so haben wir die Stromfunktion der Kutta-Strömung um eine gerade, in der angegebenen Weise orientierte Strecke \overline{AB} gewonnen, wobei jetzt die Stromgeschwindigkeit und -richtung im Unendlichen sowie die Stärke der Zirkulation noch durch die Wahl der Parameter a_1, a_2, a_3 festzulegen ist.

Zwar ist das Potential dieser Strömung in keiner der beiden Variablen x und y periodisch, kann also noch nicht als genaues Bild einer Relativströmung angesehen werden, weil es ja statt der unendlich vielen periodisch in eine Reihe geordneten Flügelemente (vgl. Abb. 1) deren nur eines berücksichtigt; trotzdem wird es uns wertvolle Dienste leisten, insofern es uns die Druckresultante für den Fall, daß die Flügelemente nicht sehr nahe beieinander liegen und ihre gegenseitige Beeinflussung vernachlässigt werden darf, in einfachster Art zu berechnen gestattet.

3. Die Geschwindigkeit ist

$$\frac{dU}{dz} = \frac{dU}{dZ} \cdot \frac{dZ}{dz} = \frac{Z^2}{Z^2 - \frac{b^2}{4}} \left[(a_1 - i a_2) - (a_1 + i a_2) \frac{b^2}{4} \cdot \frac{1}{Z^2} + \frac{2i a_3}{Z} \right] \quad \dots (16)$$

Sie wird für $z = Z = \infty$ bzw. für $z = Z = \pm b/2$, d. h. für die beiden Kanten A und B gegeben durch

$$\left(\frac{dU}{dz} \right)_{\infty} = a_1 - i a_2 \quad \dots \dots \dots (17)$$

bzw.

$$\left(\frac{dU}{dz} \right)_{\pm \frac{b}{2}} = a_1 - i \frac{b}{2} \lim_{z \rightarrow \pm \frac{b}{2}} \frac{a_2 b \mp 2 a_3}{Z^2 - \frac{b^2}{4}} \quad \dots \dots \dots (18)$$

Zufolge (9) sind also a_1 und a_2 , wie das übrigens auch aus der Abbildung selbst zu schließen ist, die Komponenten der Geschwindigkeit im Unendlichen; verlangen wir, daß diese den Betrag v hat und daß ihre Richtung mit der positiven x -Achse d. h. mit dem Flügelement AB den Winkel β bildet (Abb. 5), so muß

$$\left. \begin{aligned} a_1 &= v \cos \beta \\ a_2 &= v \sin \beta \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (19)$$

gesetzt werden.

An den Kanten A und B wächst nach (18) die Geschwindigkeit über alle Grenzen, solange $|a_2| b \neq 2 |a_3|$ ist. Wir können aber die Stärke der Zirkulation, d. h. die Größe des Parameters a_3 so wählen, daß an der einen Kante die Geschwindigkeit endlich bleibt. Die Erfahrung spricht dafür, daß nur diejenige Strömung stabil ist, bei welcher das Abfließen an der Hinterkante B glatt erfolgt. Deswegen werden wir mit Berücksichtigung von (19) der Zirkulationskonstante den Wert

$$a_3 = \frac{b}{2} a_2 = \frac{v b}{2} \sin \beta \dots \dots \dots (20)$$

geben, was offenbar einer Zirkulation von dem gleichen Drehsinne entspricht, der die positive y -Achse in die positive x -Achse auf kürzestem Wege überführt. An der Vorderkante A wird dann aber nach wie vor die Geschwindigkeit unendlich groß bleiben, ein Übelstand, dem man praktisch durch eine geringfügige, gut abgerundete Verdickung dieser Kante begegnet.

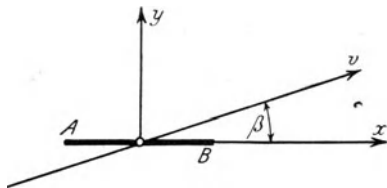


Abb. 5.

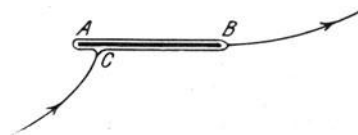


Abb. 6.

Mit (19) und (20) folgt nun aus (16) nach kurzer Umformung der endgültige Ausdruck für die Geschwindigkeit

$$\frac{dU}{dz} = v \left[e^{-i\beta} + i \frac{b \sin \beta}{Z + \frac{b}{2}} \right] \dots \dots \dots (21)$$

welcher zeigt, daß an der Hinterkante $Z = \frac{b}{2}$ die Geschwindigkeit den Betrag

$$\left(\frac{dU}{dz} \right)_B = v \cos \beta \dots \dots \dots (22)$$

und die Richtung der positiven x-Achse besitzt, so daß also das Arbeitsmedium tangential das Flügelement verläßt, während die Geschwindigkeit null wird für

$$Z = -\frac{b}{2} e^{2i\beta}$$

oder

$$z = -\frac{b}{2} \cos 2\beta \dots \dots \dots (23)$$

d. h. für einen auf dem Flügelement nahe der Vorderkante A gelegenen Punkt G (Abb. 6), wo die einzige das Flügelement treffende Stromlinie sich spaltet, um es nach beiden Richtungen zu umfassen und sich an der Hinterkante B wieder zu vereinigen.

4. Es bleibt noch übrig, die Druckresultante der nunmehr vollständig bekannten Strömung auf das Flügelement zu ermitteln. Teilt man die Geschwindigkeit nach (16) mit Berücksichtigung von (19) in ihren translatorischen und ihren zirkulatorischen Teil

$$\left. \begin{aligned} \left(\frac{dU}{dz}\right)_t &= v \cdot \frac{Z^2 e^{-i\beta} - \frac{b^2}{4} e^{i\beta}}{Z^2 - \frac{b^2}{4}} \\ \left(\frac{dU}{dz}\right)_c &= 2i a_3 \frac{Z}{Z^2 - \frac{b^2}{4}} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (24)$$

und vertauscht man z mit -z oder, was dasselbe bedeutet, Z mit -Z, d. h. geht man von einem Punkt x, y zu dem entsprechenden Punkt -x, -y über, so ändert sich (dU : dz)_t überhaupt nicht, während (dU : dz)_c nur sein Vorzeichen wechselt. Die absoluten Geschwindigkeitsbeträge der translatorischen Strömung für sich und ebenso der Zirkulation für sich sind in diametral in bezug auf den Nullpunkt gegenüberliegenden Punkten jedesmal gleich; das nämliche gilt nach (6) von den hydrodynamischen Drucken p. Dies besagt aber, daß weder die translatorische Strömung für sich noch die Zirkulation für sich einen resultierenden Druck auf das Flügelement auszuüben vermag.

Diese Symmetrie weist nun aber die Gesamtgeschwindigkeit dU : dz = (dU : dz)_t + (dU : dz)_c nicht mehr auf. Um die Kraft zu ermitteln, mit welcher die Kutta-Strömung auf das Flügelement drücken wird, berechnen wir die Geschwindigkeit in seiner unmittelbaren Nähe, setzen also nach dem früher Gesagten

$$\left. \begin{aligned} Z &= \frac{b}{2} e^{i\varphi} \\ z = x &= \frac{b}{2} \cos \varphi \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (25)$$

und lassen für die der positiven y -Achse zugewandte Saugfläche des Flügелеlements den Hilfswinkel φ von 0 bis π , für die Druckfläche dagegen von π bis 2π wachsen. Dann haben die beiden Geschwindigkeitsanteile

$$\left. \begin{aligned} \left[\frac{dU}{dz} \right]_t &= v \frac{\sin(\varphi - \beta)}{\sin \varphi} \\ \left[\frac{dU}{dz} \right]_c &= \frac{2a_3}{b \sin \varphi} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (26)$$

nach (9) nur noch x -Komponenten, wie es ja zu erwarten war, und die auf dem Flügелеlement senkrecht stehende, in die positive y -Achse fallende Komponente des resultierenden Drucks, bezogen auf die normal zur xy -Ebene gemessene Schichtdicke Δr , berechnet sich zu

$$\Delta R_1 = \Delta r \int_{-\frac{b}{2}}^{+\frac{b}{2}} (\bar{p} - p) dx \dots \dots \dots (27)$$

Dabei ist p der Druck auf der Saugseite, \bar{p} der auf der Druckseite, und zwar wird nach (6)

$$p = \text{const.} - \frac{\sigma}{2g} \left\{ \left[\frac{dU}{dz} \right]_t^2 + \left[\frac{dU}{dz} \right]_c^2 + 2 \left[\frac{dU}{dz} \right]_t \cdot \left[\frac{dU}{dz} \right]_c \right\}.$$

Die beiden ersten Glieder der Klammer $\{\}$ geben, wie schon erwähnt, bei der Integration null, so daß man, indem man noch den Wert von x aus (25), den von

$\left[\frac{dU}{dz} \right]_t \cdot \left[\frac{dU}{dz} \right]_c$ aus (26) einsetzt, erhält

$$\begin{aligned} \Delta R_1 &= \Delta r \frac{\sigma}{g} v a_3 \lim_{\varepsilon=0} \left\{ \int_{\varepsilon}^{\pi-\varepsilon} \frac{\sin(\varphi - \beta)}{\sin \varphi} d\varphi + \int_{\pi+\varepsilon}^{2\pi-\varepsilon} \frac{\sin(\varphi - \beta)}{\sin \varphi} d\varphi \right\} \\ &= 2\pi \Delta r \frac{\sigma}{g} v a_3 \cos \beta \end{aligned}$$

oder nach (20)

$$\Delta R_1 = \pi b \Delta r \frac{\sigma}{g} v^2 \sin \beta \cos \beta \dots \dots \dots (28)$$

Man kann leicht einsehen, daß außer dieser Normalkomponente noch eine tangentielle, als Saugkraft wirkende und von der unendlich großen Geschwindigkeit an der Kante A herrührende Komponente der Druckresultante ΔR_0 vorhanden sein muß. Anstatt deren Größe durch eine Grenzbetrachtung zu ermitteln, genügt es offenbar, die Richtung der Resultante ΔR_0 aufzusuchen; dann ist mit der einen Komponente ΔR_1 auch die andere, tangentielle, ΔR_2 gefunden.

man, indem man die Richtung β um 90° in dem der Zirkulation entgegengesetzten Sinne dreht.

Dies ist der sogenannte Kutta³⁴⁾-Joukowski³⁵⁾sche Satz.

5. Der Winkel β , den wir künftig Inzidenzwinkel nennen wollen, gibt nach dem unter 3. Gesagten die scheinbare Ablenkung der mit dem Flügelement in unmittelbare Berührung kommenden Flüssigkeitsteilchen in einem gewissen Bereiche hinter der Kante B an. Dem entspricht eine wahre Ablenkung um den Winkel δ , die sich leicht berechnen läßt. Die Geschwindigkeit in B hat nach (22) den Betrag $v \cos \beta$, und wenn man die Reibung durch den Faktor $\mu < 1$ berücksichtigt, so hat man die wirkliche Relativgeschwindigkeit

$$\vec{OD} = \mu v \cos \beta.$$

Ist in Abb. 8 $DF \perp HO$ und gleich $r\omega$, so gibt \vec{OF} die Richtung des abströmenden Arbeitsmediums an, wie sie einem vom Schiff aus Beobachtenden erscheinen wird. Ist schließlich $FG = w$, so ist \vec{OG} die absolute Richtung des abfließenden Mediums, und man findet für die Winkel δ_1 und δ_2

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{r\omega - \mu v \cos \alpha \cos \beta}{\mu v \sin \alpha \cos \beta}$$

oder

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{1}{\mu} \operatorname{tg} \beta + \frac{1 - \mu}{\mu} \operatorname{ctg} \alpha \dots \dots \dots (31)$$

und

$$\operatorname{tg} \delta_2 = \frac{\operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \beta + (1 - \mu)}{\operatorname{tg} \beta - (1 - \mu) \operatorname{tg} \alpha} \dots \dots \dots (32)$$

Für $\mu = 1$, d. h. bei vernachlässigter Reibung, wird $\delta_1 = \beta$, $\delta_2 = \alpha$. Nun werden wir finden, daß für β nur kleine Werte, etwa $\beta = 2^\circ$ bis $\beta = 8^\circ$ zulässig sind, während an der Flügelspitze etwa $\operatorname{tg} \alpha = 1/4$ im Bereich der vorkommenden Werte liegt. Dem würden ohne Reibung also außerordentlich kleine Ablenkungen δ_1 und δ_2 entsprechen, jedenfalls viel kleinere, als sie in Wirklichkeit zu beobachten sind. Nehmen wir dagegen Reibung als vorhanden an und setzen z. B. $\mu = 0,9$, bezüglich eines Verlustes von 10%, so geben die Gleichungen (31) und (32) beispielsweise mit $\beta = 4\frac{1}{2}^\circ$ die Werte $\delta_1 = 28^\circ$ und $\delta_2 = 66^\circ$, die recht wohl mit der Wirklichkeit in Übereinstimmung sein mögen.

Mißt man die Winkel δ_1 oder δ_2 , so ist man umgekehrt vermöge der Gleichungen (31) und (32) imstande, die Reibungsverluste abzuschätzen, soweit die Hautreibung allein in Frage kommt.

³⁴⁾ Ill. aeron. Mitt., 1902; Münchener Ber., 1910.

³⁵⁾ Ztschr. f. Flugt. u. Motorluftsch., 1910.

§ 3. Die Jalousieströmung.

1. Vollzieht man die Elimination von Z aus dem simultanen System (15) und (16), so erscheint die Formel für die Geschwindigkeit in einer Gestalt von bemerkenswerter Verallgemeinerungsfähigkeit. Man erhält nämlich

$$\frac{dU}{dz} = a_1 - i a_2 \frac{z}{\sqrt{\left(z + \frac{b}{2}\right)\left(z - \frac{b}{2}\right)}} + i a_3 \frac{1}{\sqrt{\left(z + \frac{b}{2}\right)\left(z - \frac{b}{2}\right)}} \dots \quad (33)$$

Die drei Terme der rechten Seite stellen die drei in Abb. 9 getrennt gezeichneten Strömungen dar, deren Überlagerung das Bild der Abb. 3 erzeugte (die Pfeile be-

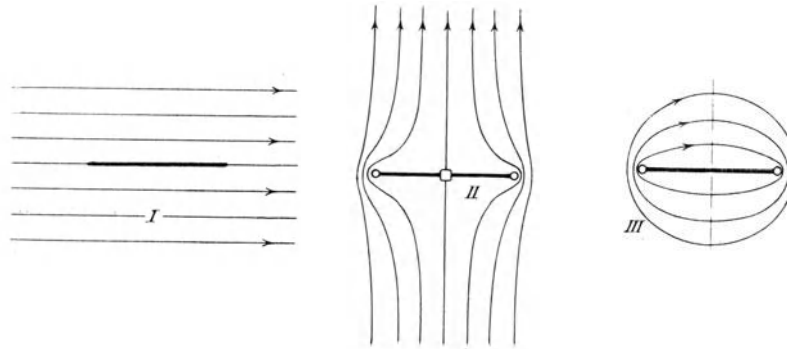


Abb. 9.

ziehen sich auf positive Werte von a_1, a_2, a_3), und bringen zum Ausdruck, daß die Stromgeschwindigkeit in den durch Ringe markierten Kanten unendlich groß von der Ordnung $\frac{1}{2}$, in dem mit einem Quadräthen bezeichneten Stagnationspunkt dagegen null wird, und zwar von der ersten Ordnung.

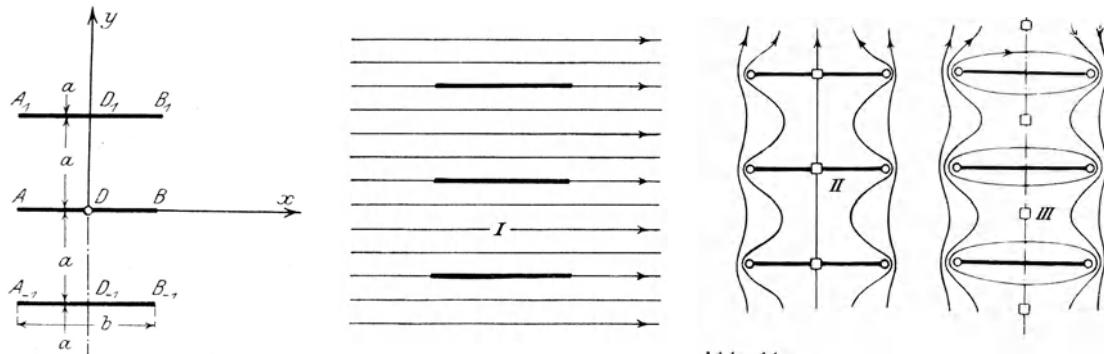


Abb. 10.

Abb. 11.

Sind nun statt der einen Strecke deren unendlich viele vorgelegt, in der Art aufgereiht, wie es Abb.10 zeigt, so lassen sich wenigstens qualitativ in Abb.11

die drei der Abb. 9 entsprechenden Teilströmungen ohne weiteres angeben. Nehmen wir die Bezeichnungen der Abb. 10 zu Hilfe, so können wir sagen: Die Strömung I besitzt weder Unendlichkeits- noch Stagnationspunkte, die Strömungen II und III haben unendlich große Geschwindigkeiten in den Punkten $z = \pm \frac{b}{2} + n i a$ ($n = 0, \pm 1, \pm 2, \dots$), dagegen Stagnationen für $z = n i a$ bzw. $z = (n + \frac{1}{2}) i a$.

Es liegt jetzt außerordentlich nahe, die Geschwindigkeitsformel (33) dadurch zu verallgemeinern, daß man in ihre rechtsseitigen Terme an Stelle der linearen Funktionen $z, z + \frac{b}{2}, z - \frac{b}{2}$, die nur in je einem Punkte verschwinden, geeignete transzendente Funktionen einführt, welche in den vorhin aufgezählten Unendlichkeits- bzw. Stagnationspunkten verschwinden. Da die Hyperbelfunktionen

$$\begin{aligned} \text{Sin } z &= \frac{1}{2} (e^z - e^{-z}), \\ \text{Cos } z &= \frac{1}{2} (e^z + e^{-z}) \end{aligned}$$

gerade solche Eigenschaften besitzen, nämlich die Werte $z = \pi n i$ bzw. $z = \pi (n + \frac{1}{2}) i$ zu einfachen Nullpunkten haben, so ist die Vermutung begründet, daß der Ansatz

$$\frac{dU}{dz} = a_1 - i \frac{a_2 \text{Sin } \frac{\pi z}{a} - a_3 \text{Cos } \frac{\pi z}{a}}{\sqrt{\text{Sin } \frac{\pi}{a} \left(z + \frac{b}{2}\right) \cdot \text{Sin } \frac{\pi}{a} \left(z - \frac{b}{2}\right)}} \dots \dots \dots (34)$$

das Erforderliche leistet.

Diese Vermutung wird dadurch bestätigt, daß, wie eine kurze Rechnung zeigt, die rechte Seite in der Tat reell wird für alle Punkte, welche den einzelnen Strecken $AB, \overline{A_1 B_1}, \overline{A_{-1} B_{-1}}, \dots$ angehören, und nur für diese, d. h. für

$$z = n i a + x \quad \left(-\frac{b}{2} \leq x \leq +\frac{b}{2}\right).$$

Die Strömung besitzt dort also keine y-Komponente und hat demnach die vorgegebenen Begrenzungen. Das Vorzeichen der Quadratwurzel ist eindeutig festgelegt, wenn wir fordern, daß es positiv sein soll etwa in dem Punkte $z = i \frac{a}{2}$. Das Potential dieser Strömung ist natürlich durch den reellen Teil der aus (34) vermittels einer Integration folgenden Stromfunktion dargestellt.

Lassen wir hiernach bei beliebigem y den reellen Teil x von z über alle Grenzen wachsen, so finden wir für die Geschwindigkeit im Unendlichen

$$\left(\frac{dU}{dz}\right)_{x=+\infty} = a_1 - i a_2 \pm i a_3 \dots \dots \dots (35)$$

a_3 ist somit der Absolutwert des Anteils, den im Unendlichen die Zirkulation an der y -Komponente der Geschwindigkeit hat. Geben wir also die translatorische Strömung für sich, d. h. ohne Berücksichtigung der Zirkulation, durch die früheren Parameter v, β vor, so ist

$$\begin{aligned} a_1 &= v \cos \beta \\ a_2 &= v \sin \beta \end{aligned} \quad \dots \dots \dots (36)$$

zu setzen, während die Forderung glatten Abfließens an den Hinterkanten B nach (34) auf die Bedingung

$$a_3 = a_2 \operatorname{Tg} \frac{\pi b}{2a} = v \sin \beta \operatorname{Tg} \frac{\pi b}{2a} \quad \dots \dots \dots (37)$$

führt. Mit den Werten von a_1, a_2, a_3 wird schließlich die Geschwindigkeit

$$\frac{dU}{dz} = v \cos \beta + v \frac{\sin \beta}{\operatorname{Cof} \frac{\pi b}{2a}} \sqrt{\frac{\operatorname{Sin} \frac{\pi}{a} \left(\frac{b}{2} - z \right)}{\operatorname{Sin} \frac{\pi}{a} \left(\frac{b}{2} + z \right)}} \quad \dots \dots \dots (38)$$

Sie hat an den Hinterkanten $z = \frac{b}{2} + nia$ die tangentielle Richtung und die schon in (22) ermittelte Größe beibehalten.

Charakterisiert man die Strömung mit Berücksichtigung der Zirkulation für $x = \pm \infty$ durch v', β' , so stehen diese Parameter mit v und β in Verbindung. Es ist nach (35) und (37)

$$v' \cos \beta' - i v' \sin \beta' = v \cos \beta - i v \sin \beta \left(1 \mp \operatorname{Tg} \frac{\pi b}{2a} \right),$$

also

$$\left. \begin{aligned} v' &= v \frac{\cos \beta}{\cos \beta'} \\ \operatorname{tg} \beta' &= \operatorname{tg} \beta \left(1 \mp \operatorname{Tg} \frac{\pi b}{2a} \right) \quad (x = \pm \infty) \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (39)$$

Wir werden es nun, wie schon erwähnt, stets mit kleinen Winkeln β zu tun haben, deren trigonometrischer Tangens höchstens den Wert 0,1 erreicht. Und es sei betont, daß die Übereinstimmung unserer Ergebnisse mit der Praxis durch diese Voraussetzung bedingt ist; denn die ganze Theorie der Zirkulationsströmungen ist, wie schon Kutta feststellte, wahrscheinlich aus Gründen der Stabilität, an kleine Winkel β gebunden. Wir wollen Fehler bis zum Betrage von 1% unbedenklich zulassen und dürfen und werden deswegen jederzeit, so oft es uns bequem erscheint, β^2 sowie alle höheren Potenzen gegen β selbst streichen. Da der hyperbolische Tangens für alle reellen Werte des Arguments zwischen null und eins liegt, so folgt aus (39) mit einem Fehler von höchstens 3%₀₀

$$\left. \begin{aligned} 0 < \beta' < \beta & \quad \text{für } x = +\infty \\ \beta < \beta' < 2\beta & \quad \text{für } x = -\infty \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (40)$$

und bis auf mindestens 5 0/100 genau

$$v' = v \dots \dots \dots (41)$$

2. Ehe wir zur Berechnung der Druckresultante schreiten, orientieren wir uns über deren Richtung und bemerken, daß der früher gegebene Beweis dafür, daß diese Richtung senkrecht steht auf der Richtung β , d. h. auf der von der Zirkulation absehbenden Geschwindigkeitsrichtung im Unendlichen, mit einer geringen Modifikation auch jetzt noch seine Gültigkeit behält. Dem damals zu Hilfe genommenen Kreis vom Radius R brauchen wir nämlich nur den Radius $m n a$ zu geben, unter m und n zwei große, in derselben Weise über alle Grenzen wachsende positive Zahlen verstanden. Wenn wir dann annehmen, daß außer der Strecke AB nur noch die $2n$ benachbarten $\overline{A_{\pm 1}B_{\pm 1}}, \overline{A_{\pm 2}B_{\pm 2}}, \dots, \overline{A_{\pm n}B_{\pm n}}$ vorhanden sind, so wird die Formel für die Geschwindigkeit $dU:dz$ in der Umgebung von AB noch mit um so größerer Genauigkeit gelten, je größer n ist, und wir können somit die früheren Schlüsse sinngemäß wiederholen.

Berechnen wir also nach (6) etwa wieder die y -Komponente $\mathcal{A} R_1'$ für das Flügелеlement AB, bezogen auf die Schichtdicke $\mathcal{A} r$, so erkennen wir leicht, daß von den dabei unter dem Integral auftretenden Quadraten und Doppelprodukten der drei Terme der rechten Seite in (34) aus Symmetriegründen wie früher nur das Doppelprodukt

$$2 a_1 \frac{i a_3 \operatorname{Cof} \frac{\pi z}{a}}{\sqrt{\operatorname{Sin} \frac{\pi}{a} \left(z + \frac{b}{2} \right) \operatorname{Sin} \frac{\pi}{a} \left(z - \frac{b}{2} \right)}}$$

übrig bleibt. Dadurch wird ausgedrückt, daß von den Teilströmungen der Abb. 11 weder jede für sich, noch die Überlagerung von I und II eine Druckresultante erzeugen können, und daß die Resultante von II und III zusammen keine y -Komponente besitzt.

Die Quadratwurzel ist auf der Saugseite positiv, auf der Druckseite negativ, so daß schließlich mit (36) und (37) sich ergibt

$$\mathcal{A} R_1' = 2 i \frac{\sigma}{g} \mathcal{A} r v^2 \cos \beta \sin \beta \mathfrak{Z} g \frac{\pi b}{2 a} \int_{-\frac{b}{2}}^{+\frac{b}{2}} \frac{\operatorname{Cof} \frac{\pi x}{a}}{\sqrt{\operatorname{Sin} \frac{\pi}{a} \left(x + \frac{b}{2} \right) \operatorname{Sin} \frac{\pi}{a} \left(x - \frac{b}{2} \right)}} dx$$

Die Quadratwurzel ist positiv und der Wert des Integrals wird a/i. Daher hat man³⁶⁾

$$\Delta R_1' = \pi b \Delta r \frac{\sigma}{g} v^2 \sin \beta \cos \beta \frac{2 a}{\pi b} \Im g \frac{\pi b}{2 a},$$

also für die Druckresultante selbst, durch Vergleichen mit (29)

$$\Delta R_0' = \Delta R_0 \cdot \frac{2 a}{\pi b} \Im g \frac{\pi b}{2 a} \dots \dots \dots (42)$$

3. Man erkennt, daß das hier angewandte heuristische Prinzip zur Herleitung noch vieler weiterer Potentialströmungen, deren Unendlichkeits- und Stagnationspunkte bekannt sind, zweckdienlich ist.

Stellt man z. B. die Strecken AB nicht übereinander, sondern in eine Reihe hintereinander mit konstantem Abstand a ihrer Mitten (Abb. 12), so findet man unter der Voraussetzung a > b auf demselben Weg, offenbar durch Vertauschen

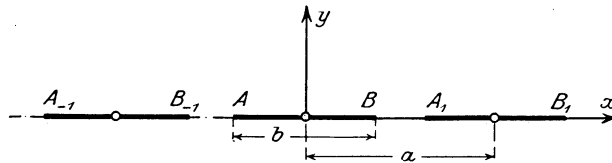


Abb. 12.

von i a mit a, oder, indem man die Hyperbelfunktionen durch die Kreisfunktionen ersetzt, für das Potential der zugehörigen Strömung analog zu (38)

$$U = z v \cos \beta + v \frac{\sin \beta}{\cos \frac{\pi b}{2 a}} \int \sqrt{\frac{\sin \frac{\pi}{a} \left(\frac{b}{2} - z \right)}{\sin \frac{\pi}{a} \left(\frac{b}{2} + z \right)}} dz,$$

wobei die Geschwindigkeit ohne Beachtung der Zirkulation im Unendlichen wieder den Betrag v und die Richtung β hat, und worin die Zirkulationskonstante so normiert wurde, daß wieder an den Hinterkanten B glattes Abströmen verbürgt ist. Diesmal liefert die Zirkulation im Unendlichen zur x-Komponente der Geschwindigkeit den Beitrag ± v sin β · tg $\frac{\pi b}{2 a}$; das obere oder das untere Zeichen gilt, je nachdem man positiv oder negativ unendlich große y-Werte betrachtet,

³⁶⁾ Dieses Ergebnis hat schon W. M. K u t t a, Münchener Ber. 1911, S. 116, auf anderem Wege abgeleitet; von ihm rührt auch die Bezeichnung Jalousieströmung her.

so daß man für die tatsächliche Geschwindigkeit v' im Unendlichen und deren Richtung β'' hat

$$\operatorname{tg} \beta'' = \frac{\operatorname{tg} \beta}{1 \pm \operatorname{tg} \beta \cdot \operatorname{tg} \frac{\pi b}{2a}} \quad (y = \pm \infty),$$

$$v'' = v \frac{\sin \beta}{\sin \beta''},$$

wie aus (35) bis (37) leicht folgt.

Und schließlich findet man auf dieselbe Weise wie früher die Druckresultante

$$\Delta R_0'' = \Delta R_0 \cdot \frac{2a}{\pi b} \operatorname{tg} \frac{\pi b}{2a} \dots \dots \dots (43)$$

mit der gleichen Regel für deren Richtung.

Vergleicht man die Drucke (42) und (43) für konstante Werte v , β , a , b miteinander, so erkennt man, daß für $a = \infty$

$$\Delta R_0 = \Delta R_0' = \Delta R_0'',$$

für alle übrigen Werte a jedoch wegen $\frac{2a}{\pi b} \operatorname{tg} \frac{\pi b}{2a} < 1 < \frac{2a}{\pi b} \operatorname{tg} \frac{\pi b}{2a}$

$$\Delta R_0' < \Delta R_0 < \Delta R_0''$$

ist. Dieses Ergebnis läßt sich, wenigstens qualitativ, auch durch folgende Überlegung einsehen.

Taucht man ein an der Vorderkante A abgerundetes Brett in der geschilderten Weise in eine reine Parallelströmung (v , β) und gibt man zu, daß die Strömung praktisch dann stabil ist, wenn an der Hinterkante B glattes Abströmen stattfindet, so bedingt das Eintauchen des Brettes offenbar den Hinzutritt einer Zirkulation von bestimmtem Sinn und bestimmter Stärke, und man kann die beiden Kanten A und B etwa als Pole der Strömung bezeichnen und durch + und — charakterisieren. Bringt man nunmehr (Abb. 13) über bzw. unter dieses Brett je ein zweites Brett A'B' bzw. A₁B₁ in den Abständen a parallel zum ersten, so schwächen zweifellos die beiden gleichnamigen Pole B' und B₁ den Pol B, während die entgegengesetzten Pole A' und A₁ diese Wirkung zum Teil wieder annullieren, jedoch so, daß insgesamt noch eine Schwächung des Poles B übrig bleibt. Führt man durch die in der Abbildung angedeutete Drehung die Bretter A'B' und A₁B₁ in die Lagen A''B'' und A₂B₂ über, so werden wegen der Nachbarschaft der Pole B₂ bzw. A'' die Pole A bzw. B sicherlich eine Stärkung erfahren. Damit also nach wie vor glattes Abströmen an der Hinterkante B erfolge, ist notwendig, daß die ursprüngliche Eigenzirkulation AB, d. h. die Zirkulationskonstante a_3 im ersten Fall kleiner, im zweiten Fall größer gewählt werde. Das hat

aber nach (29) zur Folge, daß die Druckresultante im ersten Fall kleiner, im zweiten Fall größer geworden ist. Und Entsprechendes gilt, wenn die Reihe der Bretter fortgesetzt wird.

Wir werden später zeigen, daß es nahe der Achse Flügelemente gibt, deren Bilder in der Relativströmung nach Art der Abb. 10 angeordnet sind. Für diese Schicht wird also $A R_0'$ den genauen Wert der Druckresultante darstellen. Bei den übrigen Flügelementen, die in der Weise schräg gegeneinander liegen, wie die Bretter A_3B_3 , AB , $A''B''$ der Abb. 13, läßt sich ein für die Rechnung brauchbarer, hinreichend einfacher Ausdruck der Druckresultante nicht angeben³⁷⁾. Wir werden aber ihre Größe mit jeder erforderlichen Genauigkeit später abzuschätzen vermögen.

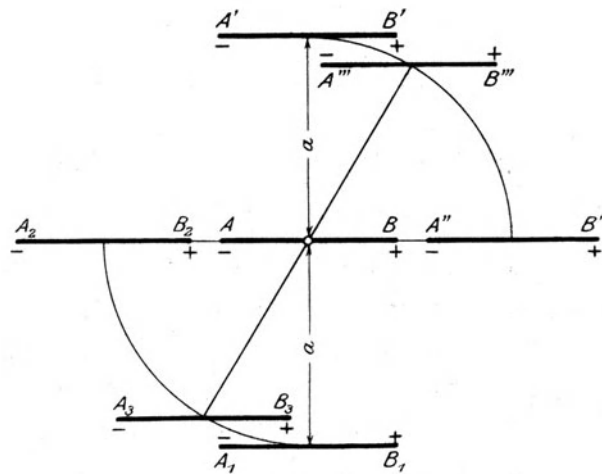


Abb. 13.

4. Die Flüssigkeitsteilchen, welche die soeben genannten Flügelemente nahe der Achse passieren, bilden gewissermaßen den Kern des Schraubenstrahls. Während sie in großer Entfernung vor dem Propeller noch keine Rotationsgeschwindigkeit hatten, werden sie in großer Entfernung hinter dem Propeller ziemlich lebhaft rotieren. Denn da für sie der Quotient $\pi a : 2 b$ praktisch in der Regel mindestens den Wert 2 hat (vgl. die späteren Beispiele), so ist $\mathfrak{T}g \frac{\pi a}{2 b}$ gleich der Einheit bis auf einen Fehler von höchstens $3\frac{1}{2}\%$, den wir, da es sich nur um eine Abschätzung handeln soll, hier vernachlässigen wollen. Dann aber folgt aus (39), indem wir wieder β^2 und höhere Potenzen weglassen,

$$\begin{aligned} \beta' &\approx 2\beta \quad \text{für } x = -\infty, \\ \beta' &\approx 0 \quad \text{für } x = +\infty. \end{aligned}$$

³⁷⁾ Ich hoffe diese Behauptung demnächst anläßlich der Diskussion der Strömung um eine schiefgestellte Jalousie ausführlicher zu begründen.

Das bedeutet, daß in der Relativströmung diese Flüssigkeitsteilchen durch die Flügel um den doppelten Inzidenzwinkel β abgelenkt werden und weit hinter dem Propeller in nahezu axialer Richtung mit der ursprünglichen Geschwindigkeit $v' \approx v$ fließen. Dort ist also ihre wirkliche Rotationsgeschwindigkeit gleich derjenigen des Propellers selbst, während ihre wirkliche Axialgeschwindigkeit unmerklich geworden ist.

Der Kern des Schraubenstrahls besitzt, wie oft beobachtet wurde, eine ganz bedeutende Stabilität, und tatsächlich hat man diese seine Eigenrotation noch kilometerweit hinter dem Propeller gesehen.

Zweiter Abschnitt.

Die Dynamik des einzelnen Propellerflügels.

§ 4. Axialschub und Drehmoment.

1. Nachdem wir die Grundlagen für eine rationelle Theorie des Propellers nun gewonnen haben, gehen wir von der in § 2 geschilderten Relativströmung aus, welche einem einflügligen Propeller unter der Voraussetzung entspricht, daß die Zirkulation um jedes seiner Elemente weder durch die Nachbarelemente desselben Flügels noch durch den Einfluß modifiziert wird, den das Element innerhalb seiner eigenen Schicht auf sich selbst, streng genommen, ausübt.

Stellt in Abb. 7 AB das Flügelement dar, wo A die Eintrittskante ist, so steht, wie wir fanden, die Druckresultante $\mathcal{A} R_0$ normal zur Richtung der Geschwindigkeit v im Unendlichen. Zerlegt man $\mathcal{A} R_0$ in eine Komponente $\mathcal{A} R_1$ senkrecht zu \overline{AB} und eine als Saugkraft wirkende Komponente $\mathcal{A} R_2$ in der Richtung \overleftarrow{AB} , so läßt sich der Einfluß der Reibung durch zwei echte, im folgenden stets als bekannt und konstant vorausgesetzte Brüche α_1 und α_2 damit berücksichtigen, daß man von der Normalkraft nur den Betrag $\alpha_1 \mathcal{A} R_1$ und von der Saugkraft nur den Betrag $\alpha_2 \mathcal{A} R_2$ als wirkend annimmt. Der Winkel γ , den die neue Resultierende $\mathcal{A} R$ mit der Normalen des Elements einschließt, ergibt sich nach Abb. 14 aus

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{\alpha_2}{\alpha_1} \operatorname{tg} \beta, \dots \dots \dots (44)$$

und der Betrag von $\mathcal{A} R$ wird

$$\mathcal{A} R = \alpha_1 \frac{\cos \beta}{\cos \gamma} \mathcal{A} R_0 \dots \dots \dots (45)$$

Bei sehr glatten, polierten Propellerflügeln, wie sie die Praxis verwendet, ist α_1 von der Einheit nicht viel verschieden, während der Koeffizient α_2 wegen der an der Eintrittskante immer erheblichen Geschwindigkeitsgradienten und der dadurch bedingten inneren Flüssigkeitsreibung wesentlich kleiner, meist nahezu null

oder sogar negativ wird. Angaben über die aus Versuchen zu entnehmenden Zahlenwerte von α_1 und α_2 werden später zu machen sein.

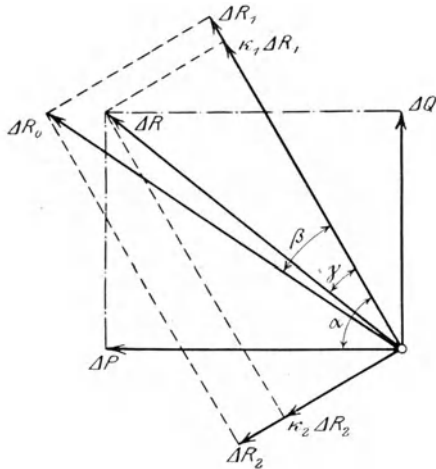


Abb. 14.

Die weitere Zerlegung von $\mathcal{A} R$ in eine Komponente $\mathcal{A} P$ parallel zur Propellerachse und in eine dazu senkrechte $\mathcal{A} Q$ liefert den durch das Element auf die Nabe übertragenen Axialschub

$$\mathcal{A} P = \alpha_1 \frac{\cos \beta}{\cos \gamma} \mathcal{A} R_0 \cos (\alpha - \gamma) \quad (46)$$

sowie das zu überwindende Drehmoment

$$\mathcal{A} \mathcal{M} = r \mathcal{A} Q = \alpha_1 \frac{\cos \beta}{\cos \gamma} \mathcal{A} R_0 r \sin (\alpha - \gamma) \quad (47)$$

Wir wollen den im folgenden stets wiederkehrenden Quotienten

$$c = \frac{w}{\omega} \quad (48)$$

aus der Fortschrittgeschwindigkeit des Propellers und seiner Winkelgeschwindigkeit den *Marschkoeffizienten* heißen. Er bewegt sich ungefähr zwischen den Werten 10 und 100 cm.

Setzen wir hiernach den Betrag von $\mathcal{A} R_0$ aus Gleichung (29) in (46) und (47) ein und benützen dabei noch die Abkürzung

$$\pi \frac{\sigma}{g} = G \quad (49)$$

sowie die auch aus Abb. 7 zu entnehmende Beziehung (7), so kommt für Schub und Moment des Flügelements

$$\mathcal{A} P = \alpha_1 G \omega^2 \sin \beta \frac{\cos \beta}{\cos \gamma} \cos (\alpha - \gamma) b (r^2 + c^2) \mathcal{A} r \quad (50)$$

$$\mathcal{A} \mathcal{M} = \alpha_1 G \omega^2 \sin \beta \frac{\cos \beta}{\cos \gamma} \sin (\alpha - \gamma) b (r^2 + c^2) r \mathcal{A} r \quad (51)$$

Wir werden nun die zwar nicht notwendige, aber jedenfalls konstruktiv zulässige und alle folgende Rechnung überhaupt erst explizit ermöglichende Annahme machen, daß β ein vom Radius unabhängiger, vorgegebener und, wie gleich vorweg bemerkt sei, kleiner Winkel ist. Es wird sich herausstellen, daß β in der Regel nicht größer als etwa 6° gewählt werden darf, so daß wir selbst im ungünstigsten Fall, daß $\alpha_2 = 0$, also $\gamma = 0$ ist, einen Fehler von höchstens 5 ‰ begehen, wenn wir $\sin \beta \cos \beta : \cos \gamma$ einfach durch β ersetzen und außerdem mit der Abkürzung

$$\lambda = 1 - \frac{\alpha_2}{\alpha_1} \dots \dots \dots (52)$$

schreiben

$$\beta - \gamma = \lambda \beta \dots \dots \dots (53)$$

Es sei betont, daß ohne diese Vernachlässigungen, die wir uns zufolge des in der Einleitung ausgesprochenen Grundsatzes erlauben, alle folgenden Ergebnisse sich nur in ganz unwesentlicher Weise modifizieren würden.

Beachten wir endlich, daß nach Fig. 7

$$\cos(\alpha - \gamma) = \cos(\alpha - \beta) \cos \lambda \beta - \sin(\alpha - \beta) \sin \lambda \beta$$

oder

$$\cos(\alpha - \gamma) = \frac{r \cos \lambda \beta - c \sin \lambda \beta}{\sqrt{r^2 + c^2}} \approx \frac{r - c \lambda \beta}{\sqrt{r^2 + c^2}} \dots \dots \dots (54)$$

und ebenso

$$\sin(\alpha - \gamma) = \frac{r \sin \lambda \beta + c \cos \lambda \beta}{\sqrt{r^2 + c^2}} \approx \frac{r \lambda \beta + c}{\sqrt{r^2 + c^2}} \dots \dots \dots (55)$$

ist, so erhalten wir als endgültige Ausdrücke für den Gesamtschub und das Gesamtmoment, indem wir über den ganzen Flügel vom Nabenradius r_0 bis zum Außenradius r_1 integrieren,

$$P = \alpha_1 (i \omega^2 \beta \int_{r_0}^{r_1} b \sqrt{r^2 + c^2} (r - c \lambda \beta) dr \dots \dots \dots (56)$$

$$M = \alpha_1 (i \omega^2 \beta \int_{r_0}^{r_1} b \sqrt{r^2 + c^2} (r \lambda \beta + c) r dr \dots \dots \dots (57)$$

Da wir b vorläufig als eine bekannte Funktion von r voraussetzen, deren Untersuchung später ausführlich nachgeholt wird, und da wir außerdem den Zusammenhang zwischen P und c , d. h. zwischen dem Schiffswiderstand und der Marschgeschwindigkeit, stets ebenfalls als bekannt annehmen, so sind hierdurch Schub, Moment und Marschgeschwindigkeit in jedem Falle bestimmt, sobald ω gegeben ist.

2. Setzen wir das (angenähert richtige ³⁸⁾) quadratische Widerstandsgesetz voraus, wonach der Schiffswiderstand P proportional mit dem Quadrat der Geschwindigkeit wächst, so folgt aus den Formeln (56) und (57), daß P und M proportional mit ω^2 zunehmen. Denn der Marschkoeffizient c , und damit der Inzidenzwinkel β , ist dann in der Tat konstant. Wir finden also die Erfahrungsgesetze, daß der Schub und das Moment proportional der zweiten, die Arbeit demnach proportional der dritten Potenz der Tourenzahl wächst, von der Theorie bestätigt.

Da ferner die Größen $\sqrt{r^2 + c^2}$, $r - c \lambda \beta$ sich von r nur wenig unterscheiden für alle der Nabe nicht zu nahe liegenden Elemente, die ja gerade den Hauptanteil des Schubes aufzunehmen haben, so wächst P angenähert mit β . Nun ist aber nach Abb. 7:

$$\operatorname{tg}(\alpha - \beta) = \frac{w}{r \omega}$$

oder bis auf höhere Potenzen von $w : r \omega$

$$\beta = \alpha - \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{w}{r \omega} \approx \alpha - \frac{w}{r \omega}$$

d. h. der Schub nimmt mit wachsender Geschwindigkeit bei konstanter Tourenzahl nahezu linear ab, ein Ergebnis, das tatsächlich von F. Gebers ³⁹⁾ experimentell festgestellt worden ist.

3. Man sieht übrigens aus (56), daß alle Flügелеlemente, für welche $r < c \lambda \beta$ ist, einen negativen Schub bei positivem Moment erzeugen, weshalb unter allen Umständen der Nabenradius r_0 größer als $c \lambda \beta$ gewählt werden soll. Forciert man bei konstanter Tourenzahl die Geschwindigkeit, oder läßt man bei konstanter Geschwindigkeit die Tourenzahl sinken, etwa dadurch, daß man durch gleichzeitiges Schleppen des Fahrzeuges den Schub P seinem eigenen Propeller mehr und mehr entzieht, so tritt schließlich bei einem gewissen Marschkoeffizienten c_0 der Fall ein, daß P verschwindet. Der Wirkungsbereich des Propellers ist dann durch diesen Marschkoeffizienten begrenzt und um so größer, je größer c_0 ist. Wenn der Steigungswinkel α eines gegebenen Propellers festgelegt und als Funktion von r bekannt ist, so berücksichtigt man, daß aus

³⁸⁾ Über die Kritik dieses Gesetzes siehe H. Lorenz, Ztschr. d. Ver. Deutscher Ing., 1907; Lehrb. d. techn. Physik, 3. Bd., München u. Berlin 1910, § 53.

³⁹⁾ Jahrb. d. Schiffbaut. Ges., 1910. Vgl. auch A. Proell, ebenda, S. 828; sowie C. Eberhardt, Der Motorwagen, 1909.

$$\operatorname{tg}(\alpha - \beta_0) = \frac{c_0}{r}$$

folgt

$$\beta_0 = \alpha - \operatorname{arc\,tg} \frac{c_0}{r}$$

und hat dann als Bestimmungsgleichung für c_0

$$\int_{r_0}^{r_1} b \sqrt{r^2 + c_0^2} \left[r - c_0 \lambda \left(\alpha - \operatorname{arc\,tg} \frac{c_0}{r} \right) \right] dr = 0 \quad \dots \quad (58)$$

Das Merkwürdige dabei ist, daß für $c = c_0$ keineswegs das Moment \mathfrak{M} verschwindet: Der Propeller arbeitet dann wirkungslos, und der Dissipation an Energie entspricht kein Äquivalent an gewonnenem Schub; die Maschinenleistung wird aufgebraucht zur Unterhaltung der Zirkulation, deren Druckresultante keine axiale Komponente besitzt.

4. Es muß betont werden, daß die bisherigen Ergebnisse, die den Flügel wie ein durch die sonst nicht weiter gestörte Arbeitsflüssigkeit gezogenes Brett behandeln, nur mit Vorsicht auf den wirklichen Propeller übertragen werden dürfen. Dies gilt insbesondere für denjenigen Wirkungsgrad η_1 , der die in den Formeln (56) und (57) für Schub und Moment berücksichtigten Verluste enthält, d. h. die Hautreibung an den Flügelflächen und einen gewissen Teil der inneren Reibung, nicht aber die gegenseitige Störung der einzelnen Flügel, und der offenbar gegeben ist durch

$$\eta_1 = \frac{P w}{\mathfrak{M} \omega} = c \frac{P}{\mathfrak{M}} \quad \dots \quad (59)$$

Führt man für die als bekannt anzusehenden Integrale

$$\left. \begin{aligned} \int_{r_0}^{r_1} b \sqrt{r^2 + c^2} dr &= A(r) \\ \int_{r_0}^{r_1} b \sqrt{r^2 + c^2} r dr &= B(r) \\ \int_{r_0}^{r_1} b \sqrt{r^2 + c^2} r^2 dr &= C(r) \end{aligned} \right\} \dots \quad (60)$$

die beigeschriebenen Abkürzungen ein, so wird mit (56) und (57)

$$\eta_1 = 1 - \lambda \beta \frac{c^2 A + C}{c B + \lambda \beta C} \quad \dots \quad (61)$$

Für ein reibungsloses Arbeitsmedium wäre mit $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$ nach (52) $\lambda = 0$ und somit $\eta_1 = 1$. Dieses scheinbar paradoxe Ergebnis erklärt sich einfach daraus, daß wir, indem wir uns um

die gegenseitige Beeinflussung der Flügel noch nicht kümmern, die Eigenrotation des hinteren Schraubenstrahls und den dadurch bedingten Energieverlust vorläufig außer acht gelassen haben. Da diese Eigenrotation aber auch bei einem reibungslos in einer reibungslosen Flüssigkeit arbeitenden Propeller, wie in § 3, 4. erörtert wurde, eine notwendige Folge der Zirkulation ist, so muß der tatsächliche Wirkungsgrad auch des verlustlosesten Idealpropellers kleiner als η_1 sein. Wir werden darauf später zurückkommen.

Trotzdem erlaubt die Formel (61) einige praktisch wichtigen Schlüsse zu ziehen, die sich auf die Erwägung gründen, daß mit η_1 jedesmal auch der tatsächliche Wirkungsgrad des Propellers sinken muß.

Da stets $\eta_1 < 1$ ist, so geht aus (61) zunächst hervor, daß λ nie negativ werden kann. Das heißt aber nach (52): Der Koeffizient α_1 der Hautreibung ist mindestens ebenso groß als der Koeffizient α_2 , der das Erlöschen der Saugwirkung kennzeichnet.

Der Wert von η_1 wird, wie man aus (61) leicht feststellt, mit wachsendem $\lambda \beta$ immer kleiner. Zur Erzielung eines hohen Wirkungsgrades muß man also einerseits dafür sorgen, daß λ klein ist, d. h. daß die Saugwirkung an der Vorderkante möglichst erhalten bleibt. Hieraus erhellt ohne weiteres, wie notwendig es ist, daß man die Eintrittskante des Flügels kräftig abrundet⁴⁰⁾. Andererseits darf bei einem guten Propeller der Inzidenzwinkel β niemals über ein gewisses Maß wachsen, da η_1 nur bei kleinem β der Einheit naheliegen kann. Weil nun nach (56) mit β auch der Schub abnimmt, so folgt daraus, daß der Wirkungsgrad mit sinkender Belastung des Propellers zunimmt. So erklärt sich die in der Praxis wohlbekanntete Tatsache, daß die Verteilung des Schubes auf mehrere Flügel, ja unter Umständen auf mehrere Propeller vorteilhaft ist.

§ 5. Die Extremalbedingung.

1. Unsere nächste Aufgabe besteht darin, über die zweckmäßige Wahl der beiden für die Gestaltung des Flügels wichtigsten Größen Aufschluß zu bekommen, nämlich über den Nabenradius r_0 und über den Außenradius r_1 . Wir werden diese Radien so bestimmen, daß η_1 bei vorgegebenem Schub ein Maximum wird.

⁴⁰⁾ Das Nämliche ergaben die Versuche von F. B e n d e m a n n an Luftschrauben, Ber. d. Geschäftsstelle f. Flugt. d. Sonderausschusses d. Jubil.-Stiftg. d. deutsch. Industrie, München u. Berlin 1912.

Setzen wir

$$\left. \begin{aligned} b \sqrt{r^2 + c^2} (r - c \lambda \beta) &= \mathcal{A}(r) \\ b \sqrt{r^2 + c^2} r (r \lambda \beta + c) &= \mathcal{M}(r) \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (62)$$

so haben wir zufolge (59) das Maximum des Ausdrucks

$$\int_{r_0}^{r_1} \mathcal{A} \, dr : \int_{r_0}^{r_1} \mathcal{M} \, dr$$

mit der Nebenbedingung

$$F(r_0, r_1) \equiv \int_{r_0}^{r_1} \mathcal{A} \, dr - \frac{P}{\alpha_1 G \omega^2 \beta} = 0 \dots \dots \dots (63)$$

oder das Minimum von

$$f(r_0, r_1) \equiv \int_{r_0}^{r_1} \mathcal{M} \, dr$$

mit derselben Nebenbedingung (63) zu suchen. Dies erfordert, daß

$$\frac{\partial f}{\partial r_0} \cdot \frac{\partial F}{\partial r_1} - \frac{\partial f}{\partial r_1} \cdot \frac{\partial F}{\partial r_0} = 0$$

werde oder ausführlicher, indem wir durch die Indizes 0 bzw. 1 andeuten, daß das Argument r der betreffenden Funktion den Wert r_0 bzw. r_1 annehme,

$$\left(-M_0 + \int_{r_0}^{r_1} \frac{\partial M}{\partial r_0} \, dr \right) \left(\mathcal{A}_1 + \int_{r_0}^{r_1} \frac{\partial \mathcal{A}}{\partial r_1} \, dr \right) = \left(M_1 + \int_{r_0}^{r_1} \frac{\partial M}{\partial r_1} \, dr \right) \left(-\mathcal{A}_0 + \int_{r_0}^{r_1} \frac{\partial \mathcal{A}}{\partial r_0} \, dr \right) \quad (64)$$

Nun besitzen alle Flügelformen, die wir später diskutieren werden, die Eigenschaft, daß entweder

- a) \mathcal{A} und M von r_0 und r_1 unabhängig oder
- b) $\mathcal{A}_1 = M_1 = 0$ und gleichzeitig \mathcal{A} und M von r_0 unabhängig sind.

Für diese beiden Fälle erhält man statt (64) die wichtigen Beziehungen

$$\mathcal{A}_0 M_1 = M_0 \mathcal{A}_1 \dots \dots \dots (65)$$

$$\mathcal{A}_0 \int_{r_0}^{r_1} \frac{\partial M}{\partial r_1} \, dr = M_0 \int_{r_0}^{r_1} \frac{\partial \mathcal{A}}{\partial r_1} \, dr, \dots \dots \dots (66)$$

welche wir die Extremalbedingung erster und zweiter Art nennen wollen. Jede von ihnen reicht im Verein mit (63) gerade hin, um das Wertepaar r_0, r_1 zu bestimmen, welches alsdann ein gekoppeltes heißen möge. Es folgt aus der Natur des Problems, daß gekoppelte Wertepaare tatsächlich einem Maximum von η_1 entsprechen; denn mit wachsenden Werten von r_0 und r_1 strebt η_1 der Null zu, mit abnehmendem r_0 sinkt nach dem früher Gesagten η_1 ebenfalls.

2. Berücksichtigt man (62), so wird die Extremalbedingung erster Art (65) nach kurzer Umformung zu

$$r_0 r_1 - c^2 = c \lambda \beta (r_0 + r_1), \dots \dots \dots (67)$$

wobei noch mit dem wegen (63) nicht verschwindenden Faktor $\lambda \beta (r_1 - r_0)$ gekürzt worden ist. Die Extremalbedingung (67) gilt also nur, solange $\lambda \beta \neq 0$ ist, und sie wird gegenstandslos, sobald $\lambda \beta$ verschwindet, weil alsdann stets $\eta_1 = 1$ würde.

Die rechte Seite von (67) ist infolge des kleinen Faktors $\lambda \beta$ immer ziemlich klein gegenüber den Termen der linken Seite, und daher gilt in erster Annäherung: Der Marschkoeffizient muß ungefähr das geometrische Mittel der beiden Begrenzungsradien sein; oder auch, wegen der eigentlichen Bedeutung des Marschkoeffizienten: Die Fortschrittgeschwindigkeit des Propellers muß ungefähr das geometrische Mittel aus den Umfangsgeschwindigkeiten an der Nabe und an der Flügelspitze sein. Hiernach ist eine angenäherte Abschätzung von r_0 und r_1 bei vorgegebenem Marschkoeffizienten immer schon von vornherein möglich.

3. Das gekoppelte Wertepaar r_0, r_1 ist für konstante $P, \lambda, \beta, w, \omega$ und gegebene Flügelform b durch (63) und (67) eindeutig bestimmt. Um dies einzusehen, schreibt man (67) in der Form

$$(r_0 - c \lambda \beta) (r_1 - c \lambda \beta) = c^2 (1 + \lambda^2 \beta^2)$$

und erkennt, daß die dieser Gleichung genügenden Radien r_0 und r_1 einer rechtwinkligen Hyperbel I mit den Asymptoten

$$\begin{aligned} r_0 &= c \lambda \beta, \\ r_1 &= c \lambda \beta \end{aligned}$$

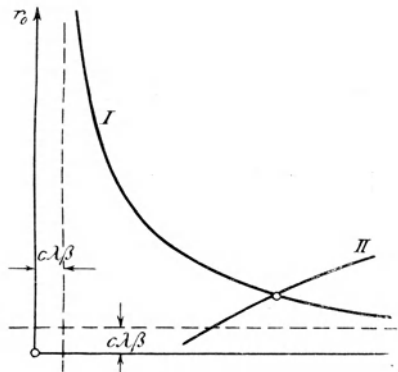


Abb. 15.

angehören, wenn man r_0 und r_1 als Kartesische Koordinaten deutet wie in Abb. 15. Die beiden Zweige dieser Hyperbel haben wegen $c^2 (1 + \lambda^2 \beta^2) > 0$ stets den Nullpunkt des Systems zwischen sich, weshalb der eine (nicht gezeichnete) Zweig nirgends in den positiven Quadranten eindringen kann. Andererseits sind alle praktisch verwendbaren Flügelformen so beschaffen, daß einer Vergrößerung bzw. Verkleinerung von r_0 eine Vergrößerung bzw. Verkleinerung von r_1 entspricht, falls derselbe Schub geleistet werden soll; d. h. die Gleichung (63) verlangt, daß r_0 und r_1 auf einer Kurve II mit positivem Differentialquotienten $dr_0 : dr_1$ liegen, von welcher naturgemäß nur der im positiven Quadranten verlaufende Teil eine physikalische Bedeutung hat. Die Hyperbel I mit monoton abnehmender und die

Kurve II mit monoton wachsender Ordinate haben aber immer einen und nur einen Schnittpunkt, dessen Koordinaten eben dem gekoppelten Wertepaar entsprechen.

4. Wenn, wie dies aus rein konstruktiven Gründen in der Regel der Fall ist, der Außenradius r_1 vorgegeben wird, so folgt der zugehörige Nabenradius r_0 nach (67) zu

$$r_0 = c \frac{r_1 \lambda \beta + c}{r_1 - c \lambda \beta} \dots \dots \dots (68)$$

Man pflegt nun mit dem Außenradius r_1 fast stets bis an die erlaubte, bei Schiffen durch den Tiefgang, bei Flugzeugen durch die Lage der Motorachse bestimmte Grenze zu gehen. Dann läßt sich an Hand der Extremalbedingung immer nachträglich entscheiden, ob wirklich einem solchen größten Wert von r_1 auch tatsächlich ein größter Wert des Maximums von η_1 koordiniert ist.

Differentiieren wir nämlich die Gleichungen (56) und (57) total, indem wir den Schub konstant halten, so kommt mit den Abkürzungen (62) im Fall a) von Seite 400

$$\left. \begin{aligned} 0 &= d \beta \int_{r_0}^{r_1} b \sqrt{r^2 + c^2} (r - 2 c \lambda \beta) dr + \beta \mathcal{A}_1 d r_1 - \beta \mathcal{A}_0 d r_0 \\ \frac{1}{\alpha_1 G \omega^2} d \mathfrak{M} &= d \beta \int_{r_0}^{r_1} b \sqrt{r^2 + c^2} r (2 r \lambda \beta + c) dr + \beta M_1 d r_1 - \beta M_0 d r_0 \end{aligned} \right\} (69)$$

Multiplizieren wir die erste dieser Gleichungen mit $-M_0$, die zweite mit $+\mathcal{A}_0$, addieren und beachten (65), so wird

$$\frac{\mathcal{A}_0}{\alpha_1 G \omega^2} \cdot \frac{d \mathfrak{M}}{d \beta} = \int_{r_0}^{r_1} b \sqrt{r^2 + c^2} [\mathcal{A}_0 r (2 r \lambda \beta + c) - M_0 (r - 2 c \lambda \beta)] dr \dots (70)$$

Dafür darf man mit der Abkürzung

$$R \equiv 2 r^2 (r_0 - c \lambda \beta) - r (r_0^2 + c^2) + 2 r_0 c (r_0 \lambda \beta + c) \dots \dots (71)$$

auch schreiben

$$\frac{r_0 - c \lambda \beta}{\alpha_1 G \omega^2 \lambda \beta} \cdot \frac{d \mathfrak{M}}{d \beta} = \int_{r_0}^{r_1} b \sqrt{r^2 + c^2} R dr \dots \dots (72)$$

Ganz entsprechend erhält man aus den Gleichungen (69) durch Kombination mit $-M_1$ und $+\mathcal{A}_1$ und mit der Abkürzung

$$S \equiv 2 r^2 (r_1 - c \lambda \beta) - r (r_1^2 + c^2) + 2 r_1 c (r_1 \lambda \beta + c) \dots \dots (73)$$

die Beziehung

$$\frac{r_1 - c \lambda \beta}{\alpha_1 G \omega^2 \lambda \beta} \cdot \frac{d \mathfrak{M}}{d \beta} = \int_{r_0}^{r_1} b \sqrt{r^2 + c^2} S dr \dots \dots (74)$$

Subtrahiert man (72) von (74), so findet man, wenn man noch (67) berücksichtigt, die Relation

$$\frac{1}{2 \alpha_1 G \omega^2 \lambda \beta} \cdot \frac{d \mathfrak{M}^2}{d \beta} = \int_{r_0}^{r_1} b \sqrt{r^2 + c^2} \left[r^2 - \frac{r}{2} (r_0 + r_1) + r_0 r_1 \right] dr, \dots \quad (75)$$

die in jedem Falle, wenn die Funktion b gegeben oder bestimmt ist, den Differentialquotienten

$$\frac{d \eta_1}{d \beta} = - \frac{P c}{\mathfrak{M}^2} \cdot \frac{d \mathfrak{M}^2}{d \beta} = - \frac{2 P c \alpha_1 G \omega^2 \lambda \beta}{\mathfrak{M}^2} \int_{r_0}^{r_1} b \sqrt{r^2 + c^2} \left[r^2 - \frac{r}{2} (r_0 + r_1) + r_0 r_1 \right] dr \quad (76)$$

zu berechnen gestattet.

Machen wir die Voraussetzung

$$\frac{r_1}{r_0} < 7 + \sqrt{48} = 13,928, \dots \quad (77)$$

welche aus Festigkeitsgründen in der Regel erfüllt sein dürfte, so wird

$$(r_1 - 7 r_0)^2 < 48 r_0^2$$

oder

$$\frac{(r_1 + r_0)^2}{16} - r_0 r_1 < 0. \dots \quad (78)$$

Dies ist aber die Diskriminante der quadratischen Gleichung

$$T \equiv r^2 - \frac{r}{2} (r_0 + r_1) + r_0 r_1 = 0,$$

und die Bedingung (77) ist hinreichend dafür, daß deren Wurzeln imaginär sind und folglich der Ausdruck T stets positiv ist. Dann ist aber nach (76) immer $d \eta_1 : d \beta < 0$. Das heißt: Unter der Voraussetzung (77) nimmt der Wirkungsgrad mit wachsendem Inzidenzwinkel β bei konstantem Schub stets ab.

Es sei betont, daß diese Aussage grundsätzlich verschieden ist von dem auf Seite 399 Gesagten, wonach, wie die Relation (61) zeigte, bei festgehaltenen Werten von r_0 und r_1 die Zahl η_1 immer zugleich sank, wenn β wuchs. Jetzt halten wir den Schub konstant, während wir die drei Parameter r_0, r_1, β so variieren, daß die Bedingungen (63) und (67) erfüllt bleiben.

Wenn dagegen die Ungleichung (77) nicht statthat, so kann unsere jetzige Aussage zwar immer noch gelten, muß es aber nicht. Dann hat man das Vorzeichen des rechtsseitigen Integrals in (76) zu diskutieren, was bei gegebener Flügelform stets möglich ist, im einzelnen Fall aber mit großen rechnerischen Umständlichkeiten verknüpft sein wird, weil die Parameter r_0, r_1, β eben durch die genannten Bedingungen verbunden sind. Nur nebenbei sei erwähnt, daß in der Tat leicht

Fälle denkbar erscheinen, in welchen $d\eta_1 : d\beta$ innerhalb eines gewissen Bereichs positiv wird.

Differenzieren wir ferner die Gleichung (67) total, so kommt

$$0 = -c\lambda(r_0 + r_1) d\beta + (r_0 - c\lambda\beta) dr_0 + (r_1 - c\lambda\beta) dr_1$$

Eliminiert man hieraus mit Hilfe der ersten Gleichung (69) das Differential dr_0 , so findet man

$$\frac{d\beta}{dr_1} = -\beta \frac{\mathcal{A}_0(r_0 - c\lambda\beta) + \mathcal{A}_1(r_1 - c\lambda\beta)}{(r_1 - c\lambda\beta) \int_{r_0}^{r_1} \sqrt{r^2 + c^2} (r - 2c\lambda\beta) dr - \mathcal{A}_0 c\lambda\beta (r_0 + r_1)} \quad (79)$$

Auf der rechten Seite dieser Beziehung ist der Zähler wesentlich positiv, der Nenner ist es in allen praktischen Fällen ebenfalls, weil der Mittelwert von \mathcal{A} nie kleiner als \mathcal{A}_0 , dagegen stets r_1 ganz erheblich größer als $c\lambda\beta$ ist. Für alle praktischen Fälle ist demnach $d\beta : dr_1$ negativ.

Daher ist die Bedingung (77) zugleich hinreichend dafür, daß $d\eta_1 : dr$ positiv wird, d. h. daß der Wirkungsgrad η_1 mit dem Außenradius r_1 zunimmt.

Ist die Bedingung (77) nicht erfüllt, so wird dies zwar i. a. immer noch gelten, nur ist der Nachweis dafür jedesmal mit viel Rechnung verknüpft.

Mit der Extremalbedingung zweiter Art (66) werden wir uns erst später bei der Diskussion eines bestimmten Flügeltypes näher zu befassen haben.

§ 6. Die Gestaltung des Flügels.

1. Der Steigungswinkel α des Flügелеlementes, dessen Achsenabstand r ist, wird nach Abb. 7 bestimmt durch die Beziehung

$$\operatorname{tg}(\alpha - \beta) = \frac{c}{r} \quad (80)$$

oder, was dasselbe besagt, durch

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{r \sin \beta + c \cos \beta}{r \cos \beta - c \sin \beta} \quad (81)$$

Für den Steigungswinkel $\bar{\alpha}$ der Elemente einer geometrischen Schraubenfläche wäre dagegen bei einer Ganghöhe h

$$\operatorname{tg} \bar{\alpha} = \frac{h}{2r\pi} \quad (82)$$

Daraus ist zu schließen: Der Steigungswinkel unseres Flügелеlementes ist gleich demjenigen des entsprechenden

Elementes einer Schraubenfläche von der Ganghöhe $h=2\pi c$, vermehrt um den Inzidenzwinkel β ; er nimmt also gegen die Nabe hin stärker zu als bei einer Schraubenfläche.

Diese Vorschrift für die Flügelsteigung ist natürlich eine Folge der Konstanz von β . Sie rechtfertigt sich durch die Experimente von F. B e n d e m a n n⁴¹⁾, welcher tatsächlich fand, daß Flügel mit derartig sich ändernder Steigung günstiger wirken als Schraubenflächen.

Wie aus (81) hervorgeht, wird der Steigungswinkel gleich 90° für den schon in § 3, 3 erwähnten Radius

$$r' = c \cdot \operatorname{tg} \beta \quad \dots \dots \dots (83)$$

um für noch kleinere Radien noch weiter zu wachsen, während er für unbeschränkt zunehmende Radien sich der Grenze β mehr und mehr nähert.

2. Bezeichnen wir mit α_0 und α_1 die zu den gekoppelten Radien r_0 und r_1 gehörenden Steigungswinkel, und nehmen wir die Extremalbedingung erster Art (67) als erfüllt an, worin wir rechts statt $\lambda\beta$ seinen eigentlichen Wert $\operatorname{tg} \lambda\beta$ schreiben mögen, und kombinieren sie mit (80), so werden wir haben

$$\operatorname{tg} \lambda\beta = \frac{1 - \operatorname{tg}(\alpha_0 - \beta) \operatorname{tg}(\alpha_1 - \beta)}{\operatorname{tg}(\alpha_0 - \beta) + \operatorname{tg}(\alpha_1 - \beta)} = \operatorname{ctg}(\alpha_0 + \alpha_1 - 2\beta)$$

oder, wenn wir noch auf (53) achten,

$$\alpha_0 + \alpha_1 = 90^\circ + \beta + \gamma \quad \dots \dots \dots (84)$$

Da γ ebenso wie β ein sehr kleiner Winkel ist, so heißt dies: Die zu gekoppelten Radien gehörenden Steigungswinkel ergänzen sich angenähert zu 90° , und es ist stets

$$\alpha_0 > 45^\circ + \frac{\beta + \gamma}{2}$$

$$\alpha_1 < 45^\circ + \frac{\beta + \gamma}{2}$$

3. Die Abhängigkeit des Steigungswinkels α von w , ω und β erhellt aus der Gleichung (81), welche, wenn man die Variablen r und $\operatorname{tg} \alpha$ als rechtwinklige Koordinaten deutet, eine doppelte Schar von Hyperbeln darstellt, deren Individuen, zu den Parametern c und $\operatorname{tg} \beta$ gehörend, die Asymptoten $\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \beta$ und $r = c \cdot \operatorname{tg} \beta$ besitzen. Die Übertragung in ein System r , α gibt die schematischen Diagramme

⁴¹⁾ Siehe Fußnote 40.

der Abb. 16 u. 17. Die Kurven schneiden die Gerade $\alpha = 90^\circ$ unter Winkeln δ , für welche

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{\cos^2 \beta}{c}$$

ist, und zwar mit der Abszisse $r' = c \cdot \operatorname{tg} \beta$.

Die Steigung nimmt also mit dem Inzidenzwinkel und mit der Marschgeschwindigkeit zu, sie nimmt dagegen mit wachsender Winkelgeschwindigkeit ab. Letzteres ist aus der Praxis des Propellerbaus wohlbekannt, und auch die schnelllaufenden, mit dem Motor direkt gekuppelten Flugzeugpropeller weisen stets eine erheblich geringere Steigung auf, als die mit einer Übersetzung zwischen Motor und Nabe arbeitenden Propeller, wie sie z. B. die Brüder Wright anwandten.

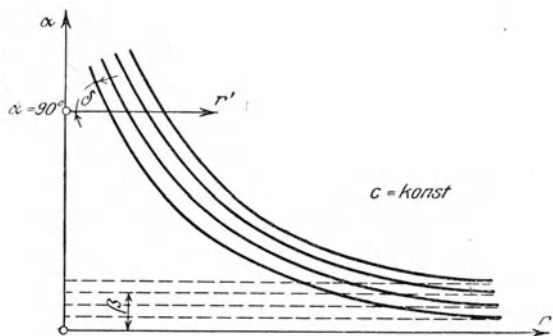


Abb. 16.

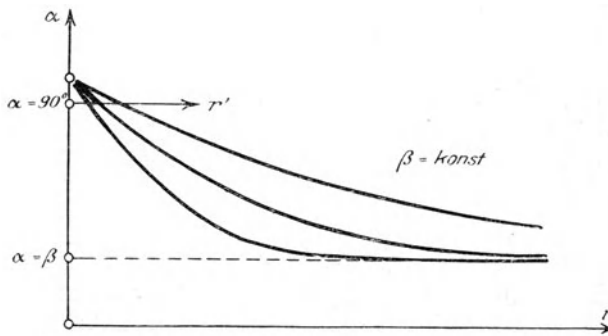


Abb. 17.

4. Das Profil des seiner Steigung nach nunmehr festgelegten Flügelements ist gemäß unserer Voraussetzung in § 1, 2. eine gerade Strecke, welche, wie wir fanden, im Interesse eines hohen Wirkungsgrades verdickt werden muß, sodaß die Eintrittskante sanft abgerundet verläuft. Diese Abrundung steht in einem engen Zusammenhang mit dem Inzidenzwinkel β .

Fassen wir nämlich (Abb. 18) diejenige Stromlinie II ins Auge, die, senkrecht auf das Flügelement AB auftreffend, die stetig verlaufenden Stromlinien I von solchen trennt, welche, wie III, in der Nähe von C und vor allem bei A äußerst starke Richtungsänderungen erleiden.

Nach (23) ist nun

$$\frac{\overline{AC}}{\overline{AB}} = \sin^2 \beta \quad \dots \dots \dots (35)$$

Das Profil des Flügelements, d. h. die Größe der Abrundung der Vorderkante ist dann bestimmt durch

(85) und die Forderung, daß der Punkt C bis an die Abrundung der Vorderkante vorgerückt wird, vgl. Abb. 19.

Die folgende Tabelle gibt den zahlenmäßigen Zusammenhang zwischen β und $\overline{AC} : \overline{AB}$:

β	2°	4°	6°	8°	10°	15°	20°	25°
$\frac{\overline{AC}}{\overline{AB}}$	0,0012	0,005	0,011	0,019	0,030	0,07	0,12	0,18

Sie zeigt, daß man mit β , wenn man allzustarke und dann jedenfalls bedenkliche Verdickungen vermeiden will, immer bei kleinen Werten, etwa $\beta < 10^\circ$ bleiben muß⁴²⁾. Nach unten hin ist übrigens der Winkel β durch die Größe des verlangten Schubes begrenzt.

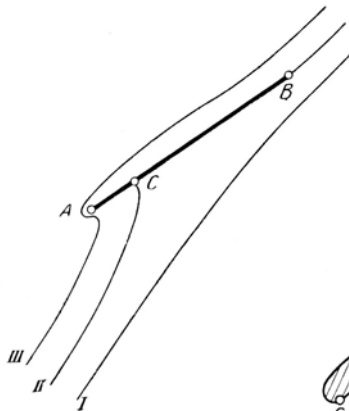


Abb. 18.

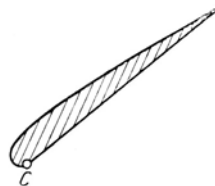


Abb. 19.

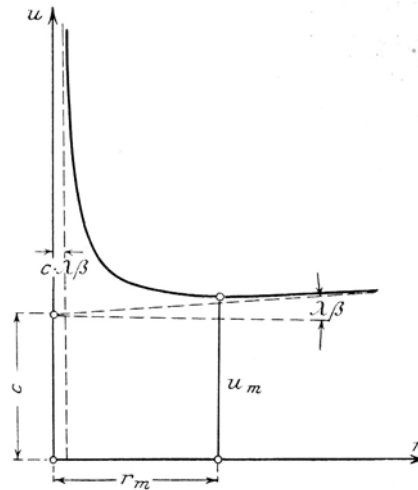


Abb. 20.

5. Schließlich haben wir noch einige Bemerkungen zur Form des Flügels zu machen, deren Bild wir uns künftig immer so darstellen wollen, daß wir die auf dem Kreiszyylinder vom Radius r gemessene Breite b in einem Kartesischen Koordinatensystem r, b symmetrisch zur r -Achse auftragen.

⁴²⁾ In den Flügelblattheorien, welche auf dem v. L ö b l s c h e n Luftstoßgesetz aufgebaut sind, kommt ein mit unserem Inzidenzwinkel einigermaßen verwandter sogenannter Stoßwinkel vor, der von verschiedenen Autoren innerhalb der Grenzen $2\frac{1}{2}^\circ$ und 12° als am günstigsten abgeschätzt wurde; vgl. A. P r ö l l, Mödebecks Taschenbuch f. Flugt. u. Luftschiff., 3. Aufl., Berlin 1911, S. 801 f.; ferner L a n c h e s t e r, Aerodynamik § 203.

Wir schreiben mit der Abkürzung (62) und mit

$$u(r) = r \frac{r \lambda \beta + c}{r - c \lambda \beta} \dots \dots \dots (86)$$

den Ausdruck für den Wirkungsgrad η_1 folgendermaßen

$$\eta_1 = \frac{\int_{r_0}^{r_1} \mathcal{A} c \, dr}{\int_{r_0}^{r_1} \mathcal{A} u \, dr} \dots \dots \dots (87)$$

Die Diskussion der Hilfsfunktion u von r , geometrisch interpretiert in einem System r, u , gibt eine Hyperbel mit den Asymptoten

$$\begin{aligned} r &= c \lambda \beta, \\ u &= r \lambda \beta + c. \end{aligned}$$

Höhere Potenzen von $\lambda \beta$ lassen wir folgerichtig hier und in den folgenden Gleichungen wieder weg. Den einen Ast dieser Hyperbel zeigt die Abb. 20; er besitzt eine horizontale Tangente in dem Punkt mit den Koordinaten

$$\left. \begin{aligned} r_m &= c (1 + \lambda \beta) \\ u_m &= c (1 + 2 \lambda \beta) \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (88)$$

Wir schließen daraus: Der Hyperbelast unterscheidet sich bei kleinen Werten von β , wie wir sie immer voraussetzen, nur sehr wenig von der Geraden $u = c$, und im Verein mit (87) geht daraus die Tatsache hervor, daß η_1 durch die Form des Flügels nur in geringem Maße beeinflusst werden kann. In der Tat hat es sich in der Praxis gezeigt, daß die verschiedensten Formen unter sonst gleichen Umständen recht nahezu gleich gut arbeiteten.

Will man die Breite b selbst in Funktion des Radius bestimmen, so hat man das Variationsproblem

$$\int_{r_0}^{r_1} \mathcal{A} u \, dr = \text{Minimum} \dots \dots \dots (89)$$

zu lösen mit der Nebenbedingung

$$\int_{r_0}^{r_1} \mathcal{A} \, dr = \frac{P}{z_1 G \omega^2 \beta} \dots \dots \dots (90)$$

Man sieht aber leicht ein, daß dieses Problem eine physikalisch brauchbare Lösung nicht besitzt. Denn angenommen, es sei

$$\mathcal{A} = F(r)$$

eine Lösung, so muß zunächst nach (90) der Inhalt des von der Kurve $\mathcal{A} = F(r)$, der r -Achse und den Geraden $r = r_0$, $r = r_1$ begrenzten Ebenenstückes (Abb. 21) den vorgeschriebenen Wert $P: \alpha_1 G \omega^2 \beta$ haben. Man kann nun aber stets, was auch $\mathcal{A} = F(r)$ sei, eine Funktion $\delta F(r)$ angeben, welche der Bedingung

$$\int_{r_0}^{r_1} \delta F(r) \, dr = 0 \dots \dots \dots (91)$$

gehoreht und bewirkt, daß das Integral

$$\int_{r_0}^{r_1} (F + \delta F) u \, dr$$

kleiner wird als der angebliche Minimalwert

$$\int_{r_0}^{r_1} F u \, dr.$$

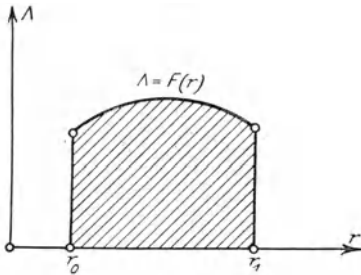


Abb. 21.

Man braucht nämlich die Funktion $\delta F(r)$ nur geeignet positiv zu wählen an Stellen, wo $u(r)$ kleine Beträge annimmt, und negativ, wo $u(r)$ groß ist, so wird es sich stets erreichen lassen, daß das Integral

$$\int_{r_0}^{r_1} \delta F u \, dr$$

unter Einhaltung der Bedingung (91) negativ wird.

Eine uneigentliche Lösung wäre z. B. diejenige Funktion $F(r)$, welche überall null ist mit Ausnahme des Bereiches zwischen $r_m - \delta r$ und $r_m + \delta r$, wo sie den über alle Grenzen wachsenden Wert F_m annimmt, derart, daß

$$\lim_{\delta r \rightarrow 0} 2 F_m \delta r = \frac{P}{\alpha_1 G \omega^2 \beta}$$

ist. Dann würde nach (88)

$$\eta_1 = \frac{c}{u_m} \approx 1 - 2 \lambda \beta \dots \dots \dots (92)$$

In Anbetracht, daß die Funktion F im Bereich von r_0 bis r_1 immer positiv sein muß, stellt dieser Wert das ideale, nicht erreichbare Maximum von η_1 für $\lambda > 0$ dar.

Eine solche Lösung ist natürlich technisch sinnlos, sie würde aber auch physikalisch durchaus keinem Maximum des tatsächlichen Wirkungsgrades entsprechen, weil mit zunehmender Flügelbreite b (\mathcal{A} und b wachsen nämlich für hinreichend große r monoton) der Einfluß benachbarter Flügel sich mehr und mehr störend zur Geltung bringt. Eine eigentliche Lösung des Problems der günstigsten Flügelform können wir darum erst dann mit Aussicht auf Erfolg in Angriff nehmen, wenn wir, wie dies im nächsten Abschnitt geschehen soll, diesen Einfluß untersuchen.

Dritter Abschnitt.

Die Dynamik des mehrflügeligen Propellers.

§ 7. Obere und untere Grenze für den Axialschub und das Drehmoment.

1. Für einen Propeller mit ν unter sich kongruenten und symmetrisch um die Achse verteilten Flügeln berechnen sich Schub und Moment aus (56), (57) zu

$$P' = \kappa_1 G \nu \omega^2 \beta \int_{r_0}^{r_1} b \sqrt{r^2 + c^2} (r - c \lambda \beta) dr \dots \dots \dots (93)$$

$$\mathfrak{M}' = \kappa_1 G \nu \omega^2 \beta \int_{r_0}^{r_1} b \sqrt{r^2 + c^2} r (r \lambda \beta + c) dr \dots \dots \dots (94)$$

Man sieht, daß mit ν auch P' und \mathfrak{M}' über alle Grenzen wachsen, was der Erfahrung widerspricht und seine Erklärung darin findet, daß der so berechnete Schub und das so berechnete Moment die gegenseitige Beeinflussung der Flügel nicht berücksichtigen. Wir wollen diesen Einfluß, der sich natürlich in einer Erniedrigung der Werte von P' und \mathfrak{M}' kundgibt, jetzt abschätzen.

Für die der Achse ziemlich nahe gelegenen Elemente vom Axialabstand $r' = c \cdot \operatorname{tg} \beta$ [vgl. (83)] hatten wir den Steigungswinkel $\alpha = 90^\circ$ ermittelt. Die Druckresultante wird dort verringert nach Maßgabe des aus (42) folgenden Faktors

$$\frac{4 r'}{\nu b} \mathfrak{Z}g \frac{\nu b}{4 r'} < 1, \dots \dots \dots (95)$$

insofern daselbst offenbar

$$a = \frac{2 r' \pi}{\nu}$$

zu setzen ist. Die Richtung der Druckresultante schließt nach wie vor den Winkel β mit der Normalen des Elementes ein, während in der Relativströmung im Unendlichen vor dem Propeller der Strom den Winkel β' mit der Richtung des Elementes bildet, wobei bis auf zweite und höhere Potenzen des kleinen Winkels β

$$\beta' = \beta \left(1 + \mathfrak{Z}g \frac{\nu b}{4 r'} \right) \dots \dots \dots (96)$$

zu setzen ist, wie in (39) gezeigt wurde. Die Geschwindigkeit im Unendlichen bleibt nach (41) merklich dieselbe.

An Stelle der Beziehungen (54) und (55) haben wir jetzt nach Abb. 22 (Seite 412) zu schreiben

$$\cos(\alpha - \gamma) = \frac{r' \cos(\beta' - \gamma) - c \sin(\beta' - \gamma)}{\sqrt{r'^2 + c^2}} \dots \dots \dots (97)$$

$$\sin(\alpha - \gamma) = \frac{r' \sin(\beta' - \gamma) + c \cos(\beta' - \gamma)}{\sqrt{r'^2 + c^2}} \dots \dots \dots (98)$$

und die ν Flügелеlemente mit dem Axialabstand $r' = c \cdot \operatorname{tg} \beta$ liefern zum Schub und Moment hiernach den Beitrag [vgl. (50) und (51)]:

$$\mathcal{A}P'' = 4 \alpha_1 G \omega^2 \sin \beta \frac{\cos \beta}{\cos \gamma} r' \sqrt{r'^2 + c^2} [r' \cos(\beta' - \gamma) - c \sin(\beta' - \gamma)] \mathfrak{Xg} \frac{\nu b}{4 r'} \mathcal{A}r' \quad (99)$$

$$\mathcal{A}\mathcal{M}'' = 4 \alpha_1 G \omega^2 \sin \beta \frac{\cos \beta}{\cos \gamma} r'^2 \sqrt{r'^2 + c^2} [r' \sin(\beta' - \gamma) + c \cos(\beta' - \gamma)] \mathfrak{Xg} \frac{\nu b}{4 r'} \mathcal{A}r' \quad (100)$$

Rechnen wir mit diesen Ausdrücken auch für diejenigen Elemente, deren Axialabstand $r > r'$ ist, und die infolgedessen einen Neigungswinkel kleiner als 90° haben, so überschätzen wir nach § 3, 3 den gegenseitigen Einfluß der Flügel und erhalten für Schub und Moment durch Integration die zu kleinen Werte

$$P'' = 4 \alpha_1 G \omega^2 \beta \int_{r_0}^{r_1} \sqrt{r^2 + c^2} r [r - c(\beta' - \gamma)] \mathfrak{Xg} \frac{\nu b}{4 r} dr \dots \dots (101)$$

$$\mathcal{M}'' = 4 \alpha_1 G \omega^2 \beta \int_{r_0}^{r_1} \sqrt{r^2 + c^2} r^2 [r(\beta' - \gamma) + c] \mathfrak{Xg} \frac{\nu b}{4 r} dr \dots \dots (102)$$

Dabei haben wir noch, wie im vorigen Abschnitt, statt $\sin \beta \cos \beta : \cos \gamma$, $\cos(\beta' - \gamma)$ und $\sin(\beta' - \gamma)$ die recht genauen Näherungen β , 1 und $\beta' - \gamma$ eingeführt, indem wir wieder einen Fehler von der Größenordnung β^2 zulassen. Berücksichtigen wir schließlich noch die Gleichung (96) und schreiben wieder $\beta - \gamma = \lambda \beta$, so haben wir

$$P'' = 4 \alpha_1 G \omega^2 \beta \int_{r_0}^{r_1} \sqrt{r^2 + c^2} r \left(r - c \lambda \beta - c \beta \mathfrak{Xg} \frac{\nu b}{4 r} \right) \mathfrak{Xg} \frac{\nu b}{4 r} dr \dots (103)$$

$$\mathcal{M}'' = 4 \alpha_1 G \omega^2 \beta \int_{r_0}^{r_1} \sqrt{r^2 + c^2} r^2 \left(r \lambda \beta + c + r \beta \mathfrak{Xg} \frac{\nu b}{4 r} \right) \mathfrak{Xg} \frac{\nu b}{4 r} dr \dots (104)$$

und sind dann sicher, daß der tatsächliche Schub P und das tatsächliche Moment \mathcal{M} in den Grenzen

$$\left. \begin{array}{l} P' > P > P'' \\ \mathcal{M}' > \mathcal{M} > \mathcal{M}'' \end{array} \right\} \dots \dots \dots (105)$$

eingeschlossen sind.

Die Ungenauigkeit unserer Rechnung besteht also darin, daß wir einen nur wenige Prozente betragenden Fehler in den Ausdrücken P' und M' wiederum nur bis auf einige Prozente seines eigenen Wertes ermittelt haben. Die Genauigkeit der Formeln für Schub und Moment so durch weitere Schritte zu erhöhen, wäre zwar nicht schwierig, aber mit unverhältnismäßig viel Umständlichkeit verknüpft und zudem zwecklos in Anbetracht der vereinfachenden Voraussetzungen, mit denen wir von vornherein an das Propellerproblem herangetreten sind. Spätere Beispiele werden zudem zeigen, daß die Grenzen (105) praktisch sehr nahe beieinander liegen, womit eine hinreichend genaue Ermittlung von P und M verbürgt ist. Außerdem werden wir dann erwarten können, daß alle aus (103) und (104) gezogenen Folgerungen zwar nicht mit vollkommener, aber doch mit großer Genauigkeit auch für den tatsächlichen Schub und für das tatsächliche Moment noch gelten.

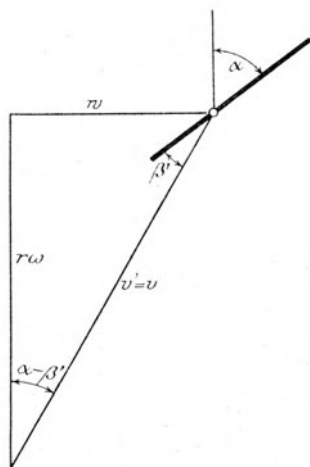


Abb. 22.

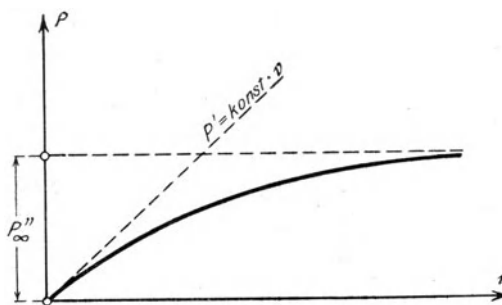


Abb. 23.

2. Lassen wir, indem wir die Breite b festhalten, die Flügelzahl ν über alle Grenzen wachsen, so nähern sich P'' und M'' zum Unterschied von P' und M' endlichen Grenzwerten

$$P''_{\infty} = 4 \kappa_1 (1 \omega^2 \beta \int_{r_0}^{r_1} \sqrt{r^2 + c^2} r [r - c (\lambda + 1) \beta] dr,$$

$$M''_{\infty} = 4 \kappa_1 (1 \omega^2 \beta \int_{r_0}^{r_1} \sqrt{r^2 + c^2} r^2 [r (\lambda + 1) \beta + c] dr.$$

Diese sind unabhängig von der Flügelbreite b ; der Auftrieb findet daher nur noch an den beiden Kantenselbst statt, und es folgt daraus, daß die Flügelform von um

so untergeordneterer Bedeutung wird, je größer die Flügelzahl gewählt ist.

Die Integrale geben schließlich ausgewertet

$$P''_{\infty} = \frac{\alpha_1}{2} G \omega^2 \beta \left[r \sqrt{r^2 + c^2} (2r^2 + c^2) - c^4 \log \operatorname{nat} \frac{r + \sqrt{r^2 + c^2}}{c} - \frac{8}{3} c (\lambda + 1) \beta (r^2 + c^2)^{3/2} \right]_{r_0}^{r_1} \quad (106)$$

$$\mathfrak{M}''_{\infty} = \frac{\alpha_1}{2} G \omega^2 \beta \left[c r \sqrt{r^2 + c^2} (2r^2 + c^2) - c^5 \log \operatorname{nat} \frac{r + \sqrt{r^2 + c^2}}{c} + \frac{8}{15} (\lambda + 1) \beta (r^2 + c^2)^{5/2} \cdot (3r^2 - 2c^2) \right]_{r_0}^{r_1} \quad (107)$$

und es ist leicht zu erweisen, daß P''_{∞} und \mathfrak{M}''_{∞} wirklich die obere Grenze für P'' und \mathfrak{M}'' darstellen. Aus $\partial P'' : \partial \nu = 0$ folgt nämlich

$$0 = \int_{r_0}^{r_1} \sqrt{r^2 + c^2} \frac{r - c \lambda \beta - 2 c \beta \mathfrak{Z}g \frac{\nu b}{4 r}}{\mathfrak{Cof}^2 \frac{\nu b}{4 r}} dr.$$

Da nun stets bei der Kleinheit von β für alle praktischen Fälle die Bedingung

$$r - c \lambda \beta > 2 c \beta,$$

also wegen $\mathfrak{Z}g \frac{\nu b}{4 r} < 1$ um so mehr

$$r - c \lambda \beta - 2 c \beta \mathfrak{Z}g \frac{\nu b}{4 r} > 0$$

erfüllt ist, so muß $\mathfrak{Cof}^2 \frac{\nu b}{4 r}$ über alle Grenzen wachsen und somit $\nu = \infty$ sein.

In derselben Art läßt sich der Beweis auch für \mathfrak{M}''_{∞} führen.

Bei kleineren Werten ν , etwa $\nu = 2$ bis $\nu = 3$, wird der Schub P' , bei sehr großen ν dagegen P'' gut mit dem tatsächlichen Schub P übereinstimmen. Die Kurve, welche den Zusammenhang zwischen P und ν angibt, wird darum, wenn wir P und ν als Kartesische Koordinaten deuten, die Gerade

$$P = \nu \left[\alpha_1 G \omega^2 \beta \int_{r_0}^{r_1} \sqrt{r^2 + c^2} (r - c \lambda \beta) dr \right] \equiv \nu \cdot \text{const.}$$

im Nullpunkt berühren und die Gerade

$$P = P''_{\infty}$$

zur Asymptote haben. Das (P, ν) -Diagramm der Abb. 23 ist dann in der Tat in

recht gutem Einklang mit den Versuchen von Riabouchinski⁴³⁾ an Propellern mit 1 bis 11 Flügeln. — Entsprechendes gilt auch vom Moment.

3. Vergrößert man jedoch die Flügelzahl, indem man gleichzeitig die gesamte Flügelfläche des Propellers konstant hält und also die Flügelbreiten allenthalben im selben Verhältnis verkleinert, so muß man das Produkt νb gleich einer von ν unabhängigen Funktion des Radius r setzen, etwa

$$\nu b = 4 r f(r) \dots \dots \dots (108)$$

Dann nehmen die Größen $P', \mathfrak{M}', P'', \mathfrak{M}''$ die von ν unabhängigen Werte an

$$\left. \begin{aligned} P_0' &= 4 \kappa_1 G \omega^2 \beta \int_{r_0}^{r_1} f(r) \sqrt{r^2 + c^2} r (r - c \lambda \beta) dr \\ \mathfrak{M}_0' &= 4 \kappa_1 G \omega^2 \beta \int_{r_0}^{r_1} f(r) \sqrt{r^2 + c^2} r^2 (r \lambda \beta + c) dr \\ P_0'' &= 4 \kappa_1 G \omega^2 \beta \int_{r_0}^{r_1} \mathfrak{Z}g f(r) \sqrt{r^2 + c^2} r [r - c \lambda \beta - c \beta \mathfrak{Z}g f(r)] dr \\ \mathfrak{M}_0'' &= 4 \kappa_1 G \omega^2 \beta \int_{r_0}^{r_1} \mathfrak{Z}g f(r) \sqrt{r^2 + c^2} r^2 [r \lambda \beta + c + r \beta \mathfrak{Z}g f(r)] dr \end{aligned} \right\} \dots (109)$$

Ist, wie z. B. bei Flugzeugen, die gesamte Propellerfläche gering, also auch die Funktion $f(r)$ immer sehr klein, so ist der Fehler ebenfalls unbedeutend, den man begeht, wenn man die Entwicklung

$$\mathfrak{Z}g f(r) = f(r) - \frac{[f(r)]^3}{3} + \dots$$

mit dem ersten Gliede abbricht und außerdem das Produkt $\beta \cdot \mathfrak{Z}g f(r)$ als klein von höherer Ordnung vernachlässigt. Unter dieser Voraussetzung gehen dann, wie zu erwarten war, die Schübe P_0' und P_0'' ineinander über und ebenso die Momente \mathfrak{M}_0' und \mathfrak{M}_0'' .

4. Der zu (59) analoge Wirkungsgrad

$$\eta_1' = c \frac{P'}{\mathfrak{M}_0'} \dots \dots \dots (110)$$

ist nach (93) und (94) mit η_1 identisch, was eben ausdrückt, daß P' und \mathfrak{M}' den gegenseitigen Einfluß der Flügel aufeinander nicht enthalten. Demgegenüber wird der Wirkungsgrad

$$\eta_1'' = c \frac{P''}{\mathfrak{M}_0''} \dots \dots \dots (111)$$

einerseits diesen Einfluß, d. h. nach dem in § 4,4 Gesagten die Rotationsenergie des hinteren Schraubenstrahls, überschätzen, andererseits aber immer noch einen

⁴³⁾ Bull. de l'Institut. Aérodyn. de Koutchino, 1909.

Teil des inneren Reibungsverlustes der Arbeitsflüssigkeit außer acht lassen. Da die beiden hierdurch bedingten Fehler sich jedoch offensichtlich wenigstens teilweise aufheben werden, so sind wir sicher, daß η_r'' praktisch von dem tatsächlichen Wirkungsgrad η des Propellers sich nicht erheblich unterscheiden kann.

Setzt man analog mit (60) zur Abkürzung

$$\left. \begin{aligned} \int_{r_0}^{r_1} \sqrt{r^2 + c^2} \mathfrak{Z}g \frac{\nu b}{4r} \left(\lambda + \mathfrak{Z}g \frac{\nu b}{4r} \right) r dr &= A''(r) \\ \int_{r_0}^{r_1} \sqrt{r^2 + c^2} \mathfrak{Z}g \frac{\nu b}{4r} r^2 dr &= B''(r) \\ \int_{r_0}^{r_1} \sqrt{r^2 + c^2} \mathfrak{Z}g \frac{\nu b}{4r} \left(\lambda + \mathfrak{Z}g \frac{\nu b}{4r} \right) r^3 dr &= C''(r) \end{aligned} \right\} \dots \dots (112)$$

so findet man leicht

$$\eta_r'' = 1 - \beta \frac{c^2 A'' + C''}{c B'' + \beta C''} \dots \dots \dots (113)$$

Auf der rechten Seite stellt hier der zweite Term außer dem Reibungsverlust den Bruchteil des Energieverlustes dar, der durch die unvermeidliche Eigenrotation des hinteren Schraubenstrahls bedingt ist. Wir wollen diesen letzteren Anteil noch auf eine zweite Weise ermitteln.

Für die Flügелеlemente vom Axialabstand $r' = c \cdot \beta$ hatten wir in § 3 unter Abstraktion von der Reibung gefunden, daß die Relativströmung in unendlich großer Entfernung vor bzw. hinter dem Propeller gegeben war durch die in der Abb. 24 schematisch gezeichneten Parameter ν', β' bzw. $\bar{\nu}', \bar{\beta}'$, wobei nach (39) und (41) bis auf β^2 und höhere Potenzen genau

$$\begin{aligned} \beta' &= \beta \left(1 + \mathfrak{Z}g \frac{\nu b}{4r'} \right), \\ \bar{\beta}' &= \beta \left(1 - \mathfrak{Z}g \frac{\nu b}{4r'} \right), \\ \nu' &= \bar{\nu}' = \omega \sqrt{r'^2 + c^2} \end{aligned}$$

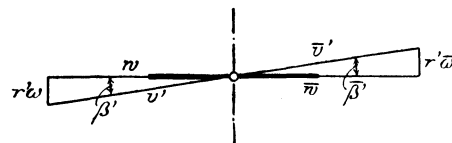


Abb. 24.

gesetzt werden darf. Nennt man $\bar{w}, \bar{\omega}$ die zu den Größen w, ω analogen Geschwindigkeiten in großer Entfernung hinter dem Propeller, so ist also nach Abb. 24

$$w - \bar{w} = \nu' \cos \beta' - \bar{\nu}' \cos \bar{\beta}' \approx 0,$$

d. h. die wirkliche Axialgeschwindigkeit unmerkbar, während

$$r' (\omega - \bar{\omega}) = 2 \omega \beta \sqrt{r'^2 + c^2} \mathfrak{Z}g \frac{\nu b}{4r'}$$

die wirkliche Rotationsgeschwindigkeit der Teilchen im hinteren Schraubenstrahl in genügender Entfernung vom Propeller ausdrückt. Die hierdurch repräsentierte Energie wird nun in der Zeiteinheit, bei einer Schichtdicke $\mathcal{A} r'$, der Flüssigkeitsmasse

$$2 \pi r' \mathcal{A} r' \frac{\sigma}{g} \omega \approx 2 \pi r' \mathcal{A} r' \frac{\sigma}{g} v' = 2 \pi r' \mathcal{A} r' \frac{\sigma}{g} \omega \sqrt{r'^2 + c^2}$$

vom Propeller zugeführt. Der Energieverlust ist demnach innerhalb dieser Schicht mit der Abkürzung (49)

$$4 \pi \omega^3 \beta^2 (r'^2 + c^2) \mathfrak{T} g^2 \frac{\nu b}{4 r'} \cdot r' \mathcal{A} r'.$$

Integrieren wir dies von r_0 bis r_1 unter der Voraussetzung, daß der Ausdruck für alle Schichten gültig bleibt, und dividieren wir das Ergebnis durch die gesamte dem Propeller in der Zeiteinheit zugeführte Energie $\mathfrak{M}'' \omega$, so erhalten wir nach (104) mit $\alpha_1 = 1$, $\lambda = 0$ in der Tat genau das zweite Glied der rechten Seite der Gleichung (113).

Übrigens geht aus den Beziehungen (109) hervor, daß, wenn die Gesamtflügelfläche nach Maßgabe der Bedingung (108) konstant gehalten wird, die Wirkungsgrade η_1' und η_1'' von der Flügelzahl unabhängig werden. Wir bemerken aber, daß dieses Ergebnis für den tatsächlichen Wirkungsgrad des Propellers nicht mehr streng zu gelten braucht, weil die in unsern Formeln noch nicht berücksichtigten anderweitigen Verluste von der Flügelzahl sehr wohl abhängen können. Und zwar kann ersichtlich der tatsächliche Wirkungsgrad mit zunehmender Zahl der Flügel in gewissen Grenzen sowohl wachsen als auch abnehmen, je nachdem dabei die Ordnung und Stabilisierung des Schraubenstrahls oder die Reibungsverluste die Oberhand gewinnen.

5. Die Extremalbedingungen (65) und (66) bleiben natürlich auch bei Zugrundlegung der Ausdrücke P'' und \mathfrak{M}'' für Schub und Moment erhalten, wenn wir die Extremaleigenschaft nicht von der Größe η_1' sondern von η_1'' verlangen; explizit lauten sie dann jedoch wegen der geänderten Bedeutung von \mathcal{A} und M anders. Es ist nämlich jetzt

$$\left. \begin{aligned} \mathcal{A}(r) &= \sqrt{r^2 + c^2} r \left[r - c \beta \left(\lambda + \mathfrak{T} g \frac{\nu b}{4 r} \right) \right] \mathfrak{T} g \frac{\nu b}{4 r} \\ M(r) &= \sqrt{r^2 + c^2} r^2 \left[r \beta \left(\lambda + \mathfrak{T} g \frac{\nu b}{4 r} \right) + c \right] \mathfrak{T} g \frac{\nu b}{4 r} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (114)$$

und sonach kommt statt (67), wenn man mit b_0 und b_1 die Flügelbreite an der Nabe und an der Spitze bezeichnet und noch

$$\left. \begin{aligned} H_0 &= \lambda + \mathfrak{T}g \frac{\nu b_0}{4 r_0} \\ H_1 &= \lambda + \mathfrak{T}g \frac{\nu b_1}{4 r_1} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (115)$$

zur Abkürzung setzt, die folgende Relation

$$r_0 r_1 (r_1 H_1 - r_0 H_0) - c^2 (r_1 H_0 - r_0 H_1) = c \beta H_0 H_1 (r_1^2 - r_0^2) \dots (116)$$

Das zu η''_{\max} gehörende gekoppelte Wertepaar r_0'' , r_1'' läßt sich hieraus leicht mit beliebiger Genauigkeit berechnen, indem man die aus (67) sich ergebenden, zu η'_{\max} gehörenden Werte r_0 , r_1 in (115) einführt und damit aus (116) genauere Werte r_0'' , r_1'' ermittelt usw.

6. Untersuchen wir schließlich noch den Zusammenhang zwischen Flügelzahl und Winkelgeschwindigkeit bei konstantem Schub. Für kleine ν , solange wir also von dem gegenseitigen Einfluß der Flügel auf einander absehen dürfen, gibt die Gleichung (93) für $P' = \text{const.}$, wenn wir den Marschkoeffizienten c und damit auch den Inzidenzwinkel β konstant halten, ein (ν, ω) -Diagramm in Gestalt der Hyperbel höherer Ordnung $\nu \omega^2 = \text{const.}$, die sich bei bekannter Flügelform aufzeichnen läßt, wie dies in Abb. 25 gestrichelt geschehen ist. Für sehr große ν dagegen wird die Gleichung (103) den Zusammenhang zwischen ν und ω wiedergeben, und es wird für $\nu = \infty$ dann $P'' = P''_{\infty}$; d. h. aber nach (106), daß für sehr große Flügelzahlen mit $P'' = \text{const.}$ auch ω sich einem konstanten positiven Grenzwert nähert, der in Abb. 25 als Asymptote für die mutmaßlich richtige und dort stark ausgezogene (ν, ω) -Kurve auftritt.

Wächst jedoch die Zahl ν wieder unter der Bedingung, daß zugleich die Gesamtflügelfläche erhalten bleibt, so geben die beiden Gleichungen (93) und (103) für konstanten Schub wegen (108) auch konstante Winkelgeschwindigkeit unabhängig von der Zahl der Flügel.

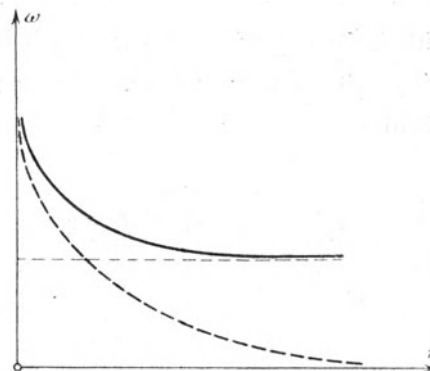


Abb. 25.

§ 8. Steigung, Form und Anzahl der Flügel.

1. Der Winkel β soll auch fernerhin als eine konstante, dem Propeller eigentümliche Zahl angesehen werden, die nach (103) aufs engste mit der Größe des Schubes zusammenhängt. Alsdann ist der Inzidenzwinkel β' seiner Größe nach

durch (96) gegeben und stets größer als β und sowohl mit der Flügelbreite b als auch mit dem Achsenabstand r veränderlich.

Der Steigungswinkel α des Flügелеlements vom Axialabstand r ist mit den Werten P'' und M'' für Schub und Moment gegeben durch (vgl. Abb. 22):

$$\operatorname{tg}(\alpha - \beta') = \frac{c}{r} \quad \dots \quad (117)$$

oder durch

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{r \beta \left(1 + \mathfrak{Z}g \frac{\nu b}{4r}\right) + c}{r - c \beta \left(1 + \mathfrak{Z}g \frac{\nu b}{4r}\right)} \quad \dots \quad (118)$$

Vergleicht man diese Formeln mit den entsprechenden (80) und (81), so sieht man, daß der Steigungswinkel des Elements jetzt stets um

$$\beta \mathfrak{Z}g \frac{\nu b}{4r}$$

größer ist als früher. Weil praktisch in der Regel $\nu b : 4r$ wesentlich kleiner ist als die Einheit, so ist diese Differenz merklich kleiner als $0,76 \beta$, d. h. sie beträgt maximal nur ganz wenige Grade, selbst an den relativ unwirksamen Elementen in der Nähe der Nabe. Für die Flügelspitzen ist in der Regel $\nu b : 4r$ kleiner als 0,3, wenn nicht gar null, so daß dort die genannte Differenz höchstens 1° bis 2° beträgt oder sogar verschwindet. Für die Konstruktion sind diese Differenzen übrigens belanglos; und wir wollen sie um so eher in Kauf nehmen, als die Ausdrücke für Schub und Moment, welche an die Stelle von (103) und (104) treten, wenn wir nicht β , sondern β' als Konstante behandeln, also bei der Berechnung von P'' und M'' die Steigungsvorschrift (118) zugrundelegen, für die weitere Rechnung etwas unbequemer wären; sie würden nämlich nach (96) lauten:

$$P'' = 4 z_1 G \omega^2 \beta' \int_{r_0}^{r_1} \sqrt{r^2 + c^2} \cdot r \left[r - c (\beta' - \gamma) \right] \frac{\mathfrak{Z}g \frac{\nu b}{4r}}{1 + \mathfrak{Z}g \frac{\nu b}{4r}} dr,$$

$$M'' = 4 z_1 G \omega^2 \beta' \int_{r_0}^{r_1} \sqrt{r^2 + c^2} \cdot r^2 \left[r (\beta' - \gamma) + c \right] \frac{\mathfrak{Z}g \frac{\nu b}{4r}}{1 + \mathfrak{Z}g \frac{\nu b}{4r}} dr,$$

und die aus ihnen zu ziehenden Folgerungen brächten qualitativ nichts Neues.

2. Wir schreiten nun dazu, die Form des Flügels zu bestimmen, eine Aufgabe, die wir schon in § 6 uns gestellt, dort aber als noch nicht lösbar erkannt hatten. Dabei werden wir die durch spätere Beispiele als mit großer Genauigkeit richtiger erwiesene Annahme machen,

daß sich der wahre Schub P und das wahre Moment \mathfrak{M} von ihren unteren Grenzen P'' und \mathfrak{M}'' praktisch kaum unterscheiden, und daß infolgedessen eine Flügelform, welche η_r'' zu einem Maximum macht, auch dem Maximalwert des tatsächlichen Wirkungsgrades sehr nahe kommt.

Nehmen wir an, die Flügelbreite b sei als eine solche Funktion von r gefunden, daß mit (114) der Quotient

$$\eta_r'' = c \frac{\int_{r_0}^{r_1} \mathcal{A} dr}{\int_{r_0}^{r_1} M dr}$$

den Maximalwert m erreicht, welchen wir die Wirkungsgradziffer heißen mögen. Geben wir alsdann den Funktionen \mathcal{A} und M kleine Zuwächse

$$\delta \mathcal{A} = \frac{\partial \mathcal{A}}{\partial b} \delta b \quad \text{und} \quad \delta M = \frac{\partial M}{\partial b} \delta b,$$

so muß, was auch die von der ersten Ordnung unendlich kleine Funktion $\delta b(r)$ sei, auch noch

$$c \frac{\int_{r_0}^{r_1} \left(\mathcal{A} + \frac{\partial \mathcal{A}}{\partial b} \delta b \right) dr}{\int_{r_0}^{r_1} \left(M + \frac{\partial M}{\partial b} \delta b \right) dr} = m = c \frac{\int_{r_0}^{r_1} \mathcal{A} dr}{\int_{r_0}^{r_1} M dr}$$

bleiben. Daraus folgt aber

$$\int_{r_0}^{r_1} \left(c \frac{\partial \mathcal{A}}{\partial b} - m \frac{\partial M}{\partial b} \right) \delta b dr = 0$$

oder, wegen der Willkürlichkeit von δb ,

$$c \frac{\partial \mathcal{A}}{\partial b} - m \frac{\partial M}{\partial b} = 0 \quad \dots \dots \dots (119)$$

Diese allgemein gültige Funktionalgleichung für b würde mit den Werten P' und \mathfrak{M}' vermöge (62) eine i. a. unerfüllte Gleichung für r allein ergeben, im Einklang mit der schon erkannten Unmöglichkeit, dabei eine eigentliche Lösung der Aufgabe zu finden. Dagegen liefern die jetzt durch (114) definierten Funktionen \mathcal{A} und M , in (119) eingeführt, wenn man

$$P = \frac{c(r - \lambda \beta) - m r(r \lambda \beta + c)}{2 \beta (m r^2 + c^2)} \quad \dots \dots \dots (120)$$

setzt und durch $\mathfrak{A}r \mathfrak{T}g$ die mit dem natürlichen Logarithmus zusammenhängende Umkehrfunktion des hyperbolischen Tangens bezeichnet,

$$\nu b = 4 r \mathfrak{A}r \mathfrak{T}g I' = 2 r \log \operatorname{nat} \frac{1 + I'}{1 - I'} \dots \dots \dots (121)$$

woraus hervorgeht, daß der Ausdruck $\nu b : 4 r$ zugleich mit I' wächst und für $I' = 1$ unendlich groß würde.

Die Flügelbreite ist dort null, wo I' verschwindet. Dies findet statt für zwei positive Werte r' und r'' von r , nämlich für

$$\begin{aligned} r' &= c \left[\frac{1 - m}{2 \lambda \beta m} - \sqrt{\frac{(1 - m)^2}{4 \lambda^2 \beta^2 m^2} - \frac{1}{m}} \right] \\ r'' &= c \left[\frac{1 - m}{2 \lambda \beta m} + \sqrt{\frac{(1 - m)^2}{4 \lambda^2 \beta^2 m^2} - \frac{1}{m}} \right] \end{aligned} \dots \dots \dots (122)$$

Weil für $r = 0$ und für $r = \infty$ beidemal I' den negativen Wert $-\lambda : 2$ annimmt, so ist für alle Argumente r zwischen r' und r'' die Funktion I' und damit die Flügelbreite b positiv.

Der die Reellität von r' und r'' entscheidende Ausdruck

$$\frac{(1 - m)^2}{4 \lambda^2 \beta^2 m} - 1$$

ist positiv, solange

$$m < 1 + 2 \lambda^2 \beta^2 - 2 \lambda \beta \sqrt{1 + \lambda^2 \beta^2},$$

oder genau genug, solange

$$m < 1 - 2 \lambda \beta \dots \dots \dots (123)$$

ist. Diese Grenze für m gibt zugleich das mit (92) übereinstimmende, ideale Maximum von η_i'' an, welches jedoch nie erreichbar ist, da alsdann mit $r' = r''$ der Schub verschwände.

Die Funktion I' erhält den unzulässigen Wert eins für die beiden Argumente

$$r = c \left[\frac{1 - m}{2 \beta m (2 + \lambda)} \pm \sqrt{\frac{(1 - m)^2}{4 \beta^2 m^2 (2 + \lambda)^2} - \frac{1}{m}} \right] \dots \dots \dots (124)$$

Damit die Flügelbreite nirgends über alle Grenzen wachse, dürfen diese beiden r nie reell sein, was erfordert, daß der echte Bruch m der Bedingung

$$m > 1 + 2 (\lambda + 2)^2 \beta^2 - 2 (\lambda + 2) \beta \sqrt{1 + (\lambda + 2)^2 \beta^2}$$

oder genau genug

$$m > 1 - 2 (\lambda + 2) \beta \dots \dots \dots (125)$$

genügt. Der Wirkungsgrad η_i'' liegt also stets in dem Intervall

$$1 - 2 \lambda \beta - 4 \beta < \eta_i'' < 1 - 2 \lambda \beta \dots \dots \dots (126)$$

Die Flügelform selbst, d. h. das (b, r) -Diagramm ergibt sich aus (120) und

(121) ohne Schwierigkeit und ist in der Abb. 26 skizziert⁴¹⁾. Für die dort eingezeichneten Winkel φ' und φ'' finden wir

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{tg} \varphi' &= \frac{2 \lambda m}{\nu} \cdot \frac{r'(r'' - r')}{m r'^2 + c^2} \\ \operatorname{tg} \varphi'' &= -\frac{2 \lambda m}{\nu} \cdot \frac{r''(r'' - r')}{m r''^2 + c^2} = \operatorname{tg}(\pi - \varphi') \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (127)$$

wonach sich der ungefähr richtige Verlauf der Kurve leicht angeben läßt, vorausgesetzt, daß die als Parameter anzusehenden Größen m , β und ν schon bekannt sind.

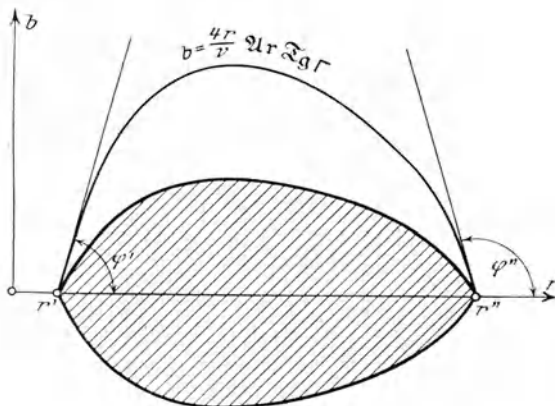


Abb. 26.

Nun wird außer w , ω und dem Schub P'' praktisch stets auch noch der Außenradius r'' vorgegeben sein. Dann aber reichen in der Tat die Gleichungen (103), (121) und die zweite der Gleichungen (122) zur Bestimmung von β , m und der Gesamtflügelbreite νb als Funktion von r völlig aus.

3. Auf wieviele Flügel diese Gesamtbreite νb verteilt werden muß, wird in jedem Falle durch rein konstruktive Erwägungen zu entscheiden sein. Weil die Bedingung (108) für die gefundene Flügelform erfüllt ist, so sind sowohl η' als η'' von der Zahl ν unabhängig, und es ist dann zwecklos, über die ermittelte Flügelzahl hinauszugehen, zumal da man schon aus Gründen der Betriebssicherheit mit möglichst wenig Flügeln auszukommen sucht, und da bei vermehrter Flügelzahl wie die Erfahrung zeigt, die bisher nicht in Rechnung gezogenen Störungen sich i. a. erhöhen⁴⁵⁾.

⁴¹⁾ Lanche ster, Aerodynamik § 208, kommt von ganz anderen Erwägungen aus zu einer allerdings nur abschätzungsweise festgelegten Flügelform, welche mit Abb. 26 eine gewisse Ähnlichkeit zeigt.

⁴⁵⁾ Daß unter gewissen Umständen diese Verluste sich mit zunehmender Flügelzahl gelegentlich aber auch wohl vermindern können, zeigen Versuche von H. Lorenz, s. etwa Neue Theorie u. Berechnung der Kreisräder, 2. Aufl., München u. Berlin 1911, S. 225 f.

Vierter Abschnitt.

Die praktische Berechnung der Propeller.

Es bleibt uns jetzt noch übrig, zu zeigen, wie die in den vorangegangenen Abschnitten entwickelte Propellertheorie sich zum praktischen Entwurf und zur Berechnung von Schiffs- und Flugzeugpropellern verwenden läßt, und schließlich, wie genau unsere Ergebnisse mit der Erfahrung übereinstimmen. Wir werden uns dabei nicht auf die soeben besprochene Flügelform maximalen Wirkungsgrades η'' beschränken, sondern auch noch andere, z. T. der Praxis besonders nahe kommende Typen betrachten, im Hinblick darauf, daß nach den Untersuchungen von § 6, 5. die Flügelform überhaupt nur einen verhältnismäßig geringen Einfluß auf die Güte des Propellers ausübt.

§ 9. Der Maximal-Typ I.

1. Wir knüpfen an den letzten Abschnitt an und legen den durch die Gleichungen (120) und (121) definierten Flügel zugrunde, den man den Maximal-Typ heißen mag. Aus dem konstruktiv größten zulässigen Radius r'' und einer willkürlichen, aber natürlich schon vernünftig abgeschätzten Wirkungsgradziffer m berechnet man nach (122) durch

$$\beta = \frac{r'' c (1 - m)}{\lambda (m r''^2 + c^2)} \dots \dots \dots (123)$$

den Winkel β und dann den Nabenradius r' , sowie nach (120) und (121) die Gesamtflügelbreite νb . Deckt sich der hiernach aus (103) zu ermittelnde Schub P'' noch nicht merklich mit dem verlangten Schub P , so ist das Verfahren, indem man r'' festhält, m aber variiert, so lange zu wiederholen, bis man auf den geforderten Schub kommt, und zwar ist m zu vergrößern oder zu verkleinern, je nachdem der errechnete Schub P'' größer oder kleiner ist als der vorgegebene P . Damit sind dann auch die endgültigen Werte von β , r' und νb bestimmt.

Zur wirklichen Durchführung der Rechnung muß man also eine wiederholte Auswertung des Integrals (103) vornehmen, nachdem dort b aus (120) und (121) eingesetzt worden ist. Wir schreiben dafür

$$P'' = 4 z_1 G \omega^2 \beta \int_{r_0}^{r_1} \sqrt{r^2 + c^2} \cdot r \left[r - c \beta (\lambda + l') \right] l' dr$$

und können uns dann die Integration außerordentlich vereinfachen, wenn wir in

der Klammer [] einen Mittelwert I' für I in das mit β multiplizierte, also sehr kleine Glied $c \beta (\lambda + I')$ einführen, sodaß wir mit (120) erhalten

$$P'' = 2 z_1 G \omega^2 \left[\int_r^{r''} \frac{r^2 - \lambda \beta m r^2 + c r (1 - m) - c^2 \lambda \beta}{m r^2 + c^2} dr - c \beta (\lambda + I') \int_r^{r''} \frac{r^2 - \lambda \beta m r^2 + c r (1 - m) - c^2 \lambda \beta}{m r^2 + c^2} dr \right]$$

Die Integration ergibt schließlich

$$P'' = 2 z_1 G \omega^2 \left[R_1 - \lambda \beta R_2 - c \beta (\lambda + I') (R_3 - \lambda \beta R_4) \right]_{r'}^{r''} \dots \quad (129)$$

Dabei bedeutet

$$\left. \begin{aligned} R_1 &= c \frac{1 - m}{3 m} \sqrt{r^2 + c^2} \left(r^2 - \frac{3 - m}{m} c^2 \right) + \frac{c^4}{m} \left(\frac{1 - m}{m} \right)^{3/2} \arctg \sqrt{\frac{m (r^2 + c^2)}{c^2 (1 - m)}} \\ R_2 &= \frac{1}{8} \left[r \sqrt{r^2 + c^2} (2 r^2 + c^2) - c^4 \log \text{nat} (r + \sqrt{r^2 + c^2}) \right] \\ R_3 &= \frac{1 - m}{2 m} c r \sqrt{r^2 + c^2} - \frac{(1 - m) (2 - m)}{2 m^2} c^3 \log \text{nat} (r + \sqrt{r^2 + c^2}) \\ &\quad + \frac{c^3}{2 m^2} (1 - m)^{3/2} \log \text{nat} \frac{\sqrt{r^2 + c^2} + r \sqrt{1 - m}}{\sqrt{r^2 + c^2} - r \sqrt{1 - m}} \\ R_4 &= \frac{1}{3} (r^2 + c^2)^{3/2} \end{aligned} \right\} \quad (130)$$

Für erste, meist schon recht genaue Abschätzungen schreibt man (129) zweckmäßig in der Form

$$P'' = 2 z_1 G \omega^2 \left[R_1(r'') - \lambda \beta R_2(r'') \right] + \varepsilon, \dots \quad (131)$$

wo ε so klein ist, daß man es zunächst ohne weiteres vernachlässigen darf.

Der Mittelwert I' gehorcht der Bedingung

$$0 < I' < I_{\max},$$

wobei sich I_{\max} aus $d I' : d r = 0$ für

$$r = \frac{c}{\sqrt{m}} \dots \quad (132)$$

zu

$$I_{\max} = \frac{1 - m}{4 \beta \sqrt{m}} - \frac{\lambda}{2} \dots \quad (133)$$

ergibt und nach (125) immer kleiner als die Einheit ausfällt.

2. Wir wollen abschätzen, ob sich die obere Grenze P' erheblich von der berechneten unteren Grenze P'' unterscheiden kann. Hierzu erinnern wir uns daß abgesehen von der stets geringfügigen Änderung des Faktors $r - c \lambda \beta$ der Wert

von P'' aus dem von P' dadurch hervorging, daß Schub und Moment jedes Flügелеlements mit der Größe

$$\frac{4r}{rb} \mathfrak{Z}_g \frac{vb}{4r} = \frac{I}{\mathfrak{A}r \mathfrak{Z}_g I} \dots \dots \dots (134)$$

multipliziert wurden. Die Entwicklung der $\mathfrak{A}r \mathfrak{Z}_g$ -Funktion nach Potenzen des Arguments I lautet für das Intervall $-1 < I < +1$

$$\mathfrak{A}r \mathfrak{Z}_g I = I + \frac{I^3}{3} + \frac{I^5}{5} + \dots,$$

woraus hervorgeht, daß solche Werte I , welche erheblich unter der Einheit bleiben, sehr nahezu mit $\mathfrak{A}r \mathfrak{Z}_g I$ übereinstimmen, wie auch folgende Tabelle zeigt:

r	0,75	0,60	0,50	0,40	0,30	0,20	0,10	0,00
$\mathfrak{A}r \mathfrak{Z}_g r$	0,97	0,69	0,55	0,42	0,31	0,20	0,10	0,00

Wenn der Mittelwert von I demnach meist auf höchstens 0,5 geschätzt werden kann, so wird sich P' von P'' nach (134) um höchstens 10% unterscheiden, der wirkliche Wert P dann natürlich um noch weniger, so daß die Berechnung von P'' für die Kenntnis von P in der Regel schon völlig genügt. Als günstig kommt hierbei noch hinzu, daß der Schub hauptsächlich von den Flügелеlementen mit relativ großem Axialabstand geleistet wird, wonach der Mittelwert von $vb:4r$ oder $\mathfrak{A}r \mathfrak{Z}_g I$ und somit auch von I stets bedeutend kleiner als der Maximalwert ausfallen muß. Ähnliches gilt vom Moment, dessen gesonderte Berechnung jedoch überflüssig wird, da sein Wert mit $m = \eta''$ und P'' durch (111) gegeben ist.

3. Die Reibungskoeffizienten z_1 und z_2 , verbunden mit λ durch die Beziehung (52), müssen natürlich dem Versuch entnommen werden, und es wäre wünschenswert, daß solche Bestimmungen systematisch durchgeführt würden. Wir wollen vorläufig, glatte, an der Eintrittskante gut abgerundete Flügel vorausgesetzt, dem Koeffizienten z_1 , der das Verhältnis der tatsächlichen zur theoretischen, zum Flügелеlement normalen Druckkomponente angibt, die Werte der folgenden, aus Versuchen von L i l i e n t h a l an Tragflächen ermittelten Tabelle zuordnen⁴⁶⁾:

β	z_1
0° — 6°	0,90
6° — 9°	0,87
9° — 12°	0,78

⁴⁶⁾ Diese Werte sind aus K u t t a s vergleichenden Zusammenstellungen berechnet, Münchener Ber. 1910, S. 53. O. L i l i e n t h a l s Ergebnisse sind niedergelegt in seinem klassischen Buche „Der Vogelflug als Grundlage der Fliegekunst“, Berlin 1889.

Lilienthals Versuche beziehen sich allerdings nur auf Luft und auf leicht gewölbte Flächen. Für Wasserpropeller erniedrigt sich α_1 wahrscheinlich noch etwas.

Der Koeffizient α_2 ist zu sehr von der Größe der Abrundung der Eintrittskante abhängig, als daß er ohne besondere Versuche festgelegt werden könnte. Wir mögen ihn, ebenfalls im Hinblick auf Messungen von Lilienthal bei Luft zu 0,40 schätzen, sodaß wir als Mittelwert $\lambda = 0,55$ nehmen dürfen. Bei Wasser wird α_2 wesentlich geringer, also λ nahezu gleich der Einheit sein.

Es sei bemerkt, daß der Wert von α_1 gemäß (129) die Berechnung des Schubes merklich beeinflußt, wogegen sich eine Unsicherheit in dem Koeffizienten λ hauptsächlich im Wirkungsgrad η_r'' geltend macht.

4. Während nun sonst im allgemeinen die in der Formfunktion b noch enthaltenen Parameter so variiert werden können, daß ein Flügel von vorgegebenem Außenradius wenigstens theoretisch jeden beliebig großen Schub aufnehmen kann, so macht unser als Maximal-Typ bezeichnete Flügel hiervon eine Ausnahme. Soll der Propeller bei gegebenem r'' einen unbegrenzt großen Schub erzeugen können, so müssen die als Parameter anzusehenden Größen β und m so wählbar sein, daß die Gesamtflügelbreite unbegrenzt wachsen kann, in welchem Falle sich I'_{max} offenbar der Einheit muß beliebig nähern können. Eliminiert man aber β aus (128) und (133), so erhält man

$$I'_{max} = \lambda \left[\frac{m r''^2 + c^2}{4 r'' c \sqrt{m}} - \frac{1}{2} \right], \dots \dots \dots (135)$$

und man sieht, daß I'_{max} von seinem Minimalwert null für $m = \frac{c^2}{r''^2}$ mit m monoton

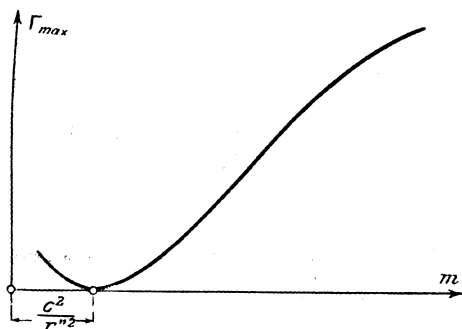


Abb. 27.

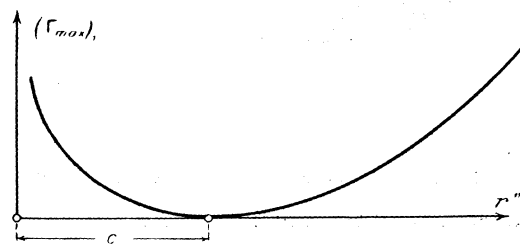


Abb. 28.

wächst (Abb. 27), also sicher seinen größten Wert für die ideale Grenze $m = 1$ annimmt, nämlich

$$(I'_{max})_1 = \lambda \left[\frac{r''^2 + c^2}{4 r'' c} - \frac{1}{2} \right] \dots \dots \dots (136)$$

Da nun $(I'_{max})_1$, wie dies Abb. 28 zeigt, von $r'' = c$ ab mit r'' monoton wächst,

und da stets $r'' > c$ ist, wie aus (122) in Verbindung mit (123) hervorgeht, so kann es offenbar vorkommen, daß r'' zu klein vorgegeben ist, als daß $(I_{\max})_1$ und damit I_{\max} und der Schub P'' Werte erreichen könnten, die eine gewisse Grenze übersteigen. Liegt P'' jenseits dieser Grenze oder würde der mit wachsendem P'' sinkende Wirkungsgrad η'' unzulässig klein, so muß der Propeller auf anderem Wege berechnet werden.

Wir erinnern uns dann, daß die Relation (119), welche schließlich die Flügelform bestimmte, von den Grenzen r_0 und r_1 unabhängig war. Es steht uns also frei, von dem ermittelten Propellerflügel irgend einen Bereich zwischen r' und r'' allein zu benutzen. Mit anderen Worten: wir dürfen, etwa ausgehend von einem bestimmten Winkel β , die Wirkungsgradziffer m so variieren, daß das Integral (129), erstreckt zwischen den Grenzen r_0 und r_1 , den vorgegebenen Schub P'' erzeugt. Allerdings müssen wir dann das nicht mehr theoretisch richtig geformte Flügelende (Abb. 29) in Kauf nehmen und damit sicher auch eine Störung des guten Wirkungsgrades.

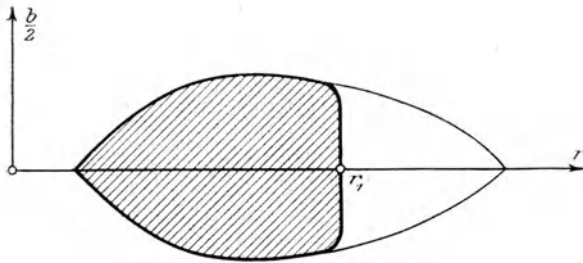


Abb. 29.

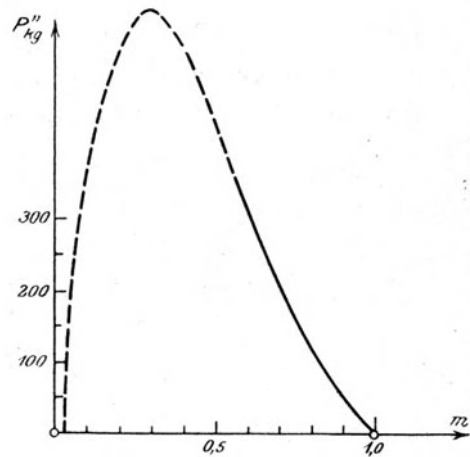


Abb. 30.

5. Beide Fälle sollen an einem Beispiel verdeutlicht werden. Wir wählen, Wasser als Arbeitsmedium vorausgesetzt, folgende Werte

$$\begin{aligned} r'' &= 50 \text{ cm}, & \lambda &= 1, \\ w &= 400 \frac{\text{cm}}{\text{sec}}, & \alpha_1 &= 0,9, \\ n &= 300 \frac{\text{ Touren}}{\text{min}}, & \text{also } \omega &= 10\pi. \end{aligned}$$

Den Vorstrom denken wir uns dabei schon berücksichtigt. Dann wird der Marsch-

koeffizient $c = 12,7$ cm, und wir finden zur Berechnung des Propellers die folgende Tabelle, in der wir die Werte von $R_1(r')$ und $R_2(r')$ sowie von $R_3(r')$ und $R_4(r')$ wegen ihrer Kleinheit nicht eingetragen haben:

m	$\lambda \beta$	r' cm	$R_1(r')$	$R_2(r')$	I'_{max}	$c \beta (\lambda + I')$		P'' kg	
						I	II	I	II
0,9	0,026	3,56	$53,2 \cdot 10^3$	1200	0,50	0,51	0,33	59	59
0,8	0,059	4,08	$118 \cdot 10^3$	2460	0,44	1,08	0,75	118	117
0,7	0,100	4,71	$200 \cdot 10^3$	3680	0,39	1,77	1,27	206	204
0,6	0,153	5,47	$303 \cdot 10^3$	4610	0,34	2,62	1,94	323	316

außerdem von m unabhängig $R_2(r'') = 165 \cdot 10^1$ und $R_4(r'') = 45 \cdot 10^3$. In dieser Tabelle sollen die Spaltenköpfe I bzw. II andeuten, daß der obere bzw. untere Wert des Intervalls

$$0 < I' < I'_{max},$$

in welchem I' liegen muß, genommen worden ist. Man sieht, daß die beiden letzten Spalten jedesmal nur um geringe Beträge differieren, womit die obige Einführung eines Mittelwertes I' in die Schubformel sich nachträglich durchaus rechtfertigt. Der Schub selbst wächst mit abnehmendem Wirkungsgrad noch erheblich und sinkt nach Übersteigen eines Maximums zum Nullwert für $m = \frac{c^2}{r''^2} = 0,065$ zurück, sodaß man das Diagramm der Abb. 30 bekommt. Der gestrichelte Teil der Kurve ist nur abgeschätzt, weil seine Berechnung keine praktische Bedeutung hat, insofern wir nach dem früher Gesagten den Wert $\lambda \beta = 0,1$ nicht überschreiten wollen.

Die Flügelform, einem Schub $P \approx 120$ kg entsprechend, mit einer Wirkungsgradziffer $m = 0,8$ ist durch die folgende Tabelle bestimmt, worin noch der Maximalwert von I' für $r = 14,2$ cm eingetragen ist:

r cm	I'	$\Re \Im I'$	νb cm	α
4,08	0	0	0,0	75°
10	0,40	0,423	16,9	55°
14,2	0,44	0,470		
20	0,40	0,423	33,8	36°
30	0,24	0,244	29,3	26°
40	0,10	0,100	16,0	21°
50	0	0	0,0	18°

Überträgt man diese Tabelle, was konstruktiv geboten erscheint, sogleich auf 2 Flügel, so erhält man die in Abb. 31 schematisch gezeichnete Flügelform, die man gegen die Nabe hin aus Festigkeitsgründen noch etwas abzuschweifen hat.

Der Steigungswinkel α ist in die obige Tabelle mit aufgenommen worden, sodaß die Gestalt des Flügels völlig bestimmt ist.

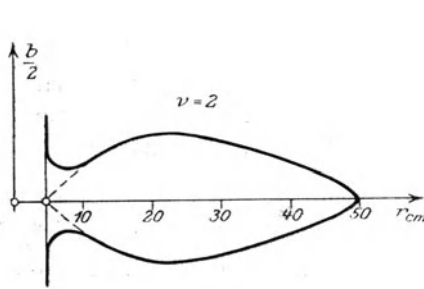


Abb. 31.

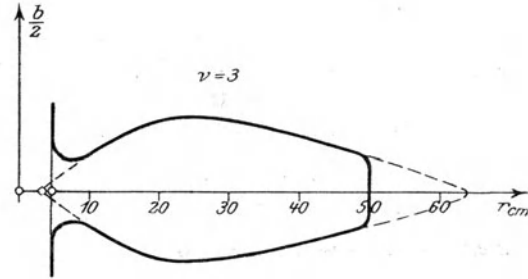


Abb. 32.

Zum Vergleich dazu soll ein Propeller vom Maximal-Typ für einen Schub von mindestens 230 kg bei einem Außenradius $r_1 = 50$ cm für denselben Marschkoeffizienten $c = 12,7$ cm und mit dem Wirkungsgrad $\eta_r'' = 0,8$ berechnet werden. Die Tabelle von Seite 90 zeigt, daß der geforderte Schub erst bei $\eta_r'' = 0,68$ erzielt würde; die erste Berechnungsweise ist somit aufzugeben und folgendermaßen zu verfahren. Entnehmen wir der Tabelle von Seite 427 die Werte von $R_1(r'')$ und $R_2(r'')$, so liefert die Gleichung (131) für $P'' = 230$ kg bis auf 1% genau den Winkel $\beta' = 0,047$, welcher natürlich kleiner ausfällt, als in der früheren Tabelle berechnet war. Es ist notwendig, festzustellen, daß die Ziffer $m = 0,8$ gleichzeitig der Bedingung (126), welche jetzt lautet

$$0,718 < m < 0,906,$$

genügt (was z. B. bei einem verlangten Wirkungsgrad $\eta_r'' = 0,9$ für den Schub 230 kg, wie man leicht nachrechnet, nicht mehr zuträfe). Nun folgt aus (122)

$$r' = 3,2 \text{ cm},$$

$$r'' = 64,4 \text{ cm},$$

während (68) mit $r_1 = 50$ cm den Nebenradius

$$r_0 = 3,9 \text{ cm}$$

ergibt, woraus übrigens hervorgeht, daß die Ungleichung (77) erfüllt ist: die Wahl des größten erlaubten Außenradius erweist sich als berechtigt.

Zum Radius 14,2 cm gehört $I'_{\max} = 0,68$, und die Flügelform selbst ist durch die folgende Tabelle bestimmt:

r cm	P'	$\mathcal{M}r \mathcal{E}_0 r$	νb cm	α
3,2	0	0	0,0	79°
10	0,61	0,71	28,4	52,5°
14,2	0,68	0,83		
20	0,62	0,72	57,6	35°
30	0,42	0,45	54,0	25,5°
40	0,25	0,26	41,6	20°
50	0,13	0,13	26,0	17°

Man wird die Gesamtflügelbreite νb zweckmäßig auf 3 Flügel verteilen und hat dann mit einigen konstruktiv gebotenen Abrundungen das in Abb. 32 stark ausgezogene Diagramm. Die obere Grenze P' darf man nach den Erörterungen von Seite 424 als um höchstens 8 % größer ansehen, sodaß der theoretische Schub dieses Propellers sicher zwischen 230 kg und 250 kg liegt.

§ 10. Der Typ II.

1. Bei der Berechnung der Wirkung weiterer Flügeltypen werden wir vorzugsweise die obere Grenze P' des Schubes zugrunde legen, und die untere Grenze P'' einfach abschätzen. Erinnern wir uns alsdann, daß die den Schub P' erzeugende Zirkulation⁴⁷⁾

$$Z = 2 \pi a_3$$

nach (20) mit Berücksichtigung von (7) und (48) durch den Ausdruck

$$Z = \pi b \omega \sin \beta \sqrt{r^2 + c^2} \dots \dots \dots (137)$$

gegeben war, so gelangen wir sofort zu leicht berechenbaren Flügelformen, wenn wir über Z geeignete Vorschriften⁴⁸⁾ machen. Denn die Variabilität der Zirkulation längs des Flügels haben wir ja vollständig in der Hand, vorausgesetzt, daß wir damit überhaupt innerhalb solcher Grenzen bleiben, zwischen welchen die Zirkulation noch als hinreichend stabil anzusehen ist.

Zunächst untersuchen wir hier diejenigen Flügeltypen, für welche mit einer Konstanten D'

$$Z = D' r^n \dots \dots \dots (138)$$

ist. Setzen wir noch

$$D = \frac{D'}{\pi \omega \sin \beta} \dots \dots \dots (139)$$

⁴⁷⁾ Z ist offenbar, bei geeigneter Festlegung des Vorzeichens, gleich dem Linienintegral der Geschwindigkeit längs einer das Flügelement einmal umschlingenden Kurve.

⁴⁸⁾ So läßt sich der Inhalt des § 8 auffassen als die Entwicklung einer derartigen Vorschrift auf Grund eines Extremalprinzipes.

so daß

$$b = \frac{D r^n}{\sqrt{r^2 + c^2}} \dots \dots \dots (140)$$

wird, und nennen D den Flügelparameter, so erhalten wir nach (93) und (94) für Schub und Moment

$$P' = z_1 G \nu \omega^2 \beta D \int_{r_0}^{r_1} r^n (r - c \lambda \beta) dr \dots \dots \dots (141)$$

$$M' = z_1 G \nu \omega^2 \beta D \int_{r_0}^{r_1} r^{n+1} (r \lambda \beta + c) dr \dots \dots \dots (142)$$

oder, falls wir $n > -1$ wählen,

$$P' = z_1 G \nu \omega^2 \beta D \left[\frac{r_1^{n+2} - r_0^{n+2}}{n+2} - c \lambda \beta \frac{r_1^{n+1} - r_0^{n+1}}{n+1} \right] \dots \dots (143)$$

$$M' = z_1 G \nu \omega^2 \beta D \left[c \frac{r_1^{n+2} - r_0^{n+2}}{n+2} + \lambda \beta \frac{r_1^{n+3} - r_0^{n+3}}{n+3} \right] \dots \dots (144)$$

Die Radien r_0, r_1 sind dabei als ein gekoppeltes Paar durch die Beziehung (67) verknüpft. Nehmen wir wiederum den Außenradius r_1 als vorgeschrieben an, so gibt es zu einem geforderten Schub P' noch unendlich viele mögliche Flügel, insofern die beiden Parameter β und νD durch die einzige Gleichung (143) verbunden sind. Da wir mit β über einen schon diskutierten oberen Wert nicht hinausgehen und außerdem konstruktiv dem Parameter νD ebenfalls enge Grenzen gezogen sind, so hat diese einfache Unbestimmtheit praktisch nicht eben viel zu bedeuten.

2. In der Gleichung für den Schub (141) ist das zweite, mit $\lambda \beta$ behaftete Glied der Klammer () rechts gegenüber dem ersten immer so klein, daß man es in vielen Fällen nicht zu berücksichtigen braucht, insbesondere dann nicht, wenn man die untere Grenze für den Schub abschätzen will. Man erhält diesen mit großer Genauigkeit, wenn man die auf die einzelnen Flügelemente entfallenden Beträge des Schubes mit dem Faktor

$$f = \frac{4r}{\nu b} \mathfrak{Zg} \frac{\nu b}{4r} = \frac{4\sqrt{r^2 + c^2}}{\nu D r^{n-1}} \mathfrak{Zg} \frac{\nu D r^{n-1}}{4\sqrt{r^2 + c^2}} \dots \dots \dots (145)$$

multipliziert und dann integriert. Trägt man die Kurven

$$\left(\frac{dP'}{dr} \right) = z_1 G \omega^2 \beta \nu D r^n (r - c \lambda \beta) \dots \dots \dots (146)$$

$$\left(\frac{dP''}{dr} \right) = z_1 G \omega^2 \beta \nu D f r^n (r - c \lambda \beta) \dots \dots \dots (147)$$

auf, indem man sich zu jeder Abszisse r die Werte $(dP':dr)$ bzw. $(dP'':dr)$ als Ordinaten berechnet, so gibt die graphische Integration der Fläche zwischen der r -Achse, der Kurve und den Geraden $r = r_0$ und $r = r_1$ die Schübe P' bzw. P'' , und man kann dann mit einem Blick die Differenz zwischen P' und P'' aus dem Kurvenbild abschätzen. Um dieses Verfahren mühelos zu ermöglichen, haben wir in der folgenden Tabelle die Funktion $x \cdot \mathfrak{Z}_0 \frac{1}{x}$ berechnet und in der Abb. 33 graphisch aufgetragen.

x	$x \cdot \mathfrak{Z}_0 \frac{1}{x}$	x	$x \cdot \mathfrak{Z}_0 \frac{1}{x}$	x	$x \cdot \mathfrak{Z}_0 \frac{1}{x}$	x	$x \cdot \mathfrak{Z}_0 \frac{1}{x}$	x	$x \cdot \mathfrak{Z}_0 \frac{1}{x}$
0,0	0,000	1,0	0,762	2,0	0,924	3,0	0,964	4,0	0,980
0,1	0,100	1,1	0,793	2,1	0,931	3,1	0,967	4,5	0,983
0,2	0,200	1,2	0,819	2,2	0,937	3,2	0,969	5,0	0,987
0,3	0,299	1,3	0,841	2,3	0,942	3,3	0,971	5,5	0,990
0,4	0,395	1,4	0,859	2,4	0,946	3,4	0,973	6,0	0,992
0,5	0,482	1,5	0,874	2,5	0,950	3,5	0,975	7,0	0,994
0,6	0,559	1,6	0,887	2,6	0,954	3,6	0,976	8,0	0,995
0,7	0,624	1,7	0,898	2,7	0,957	3,7	0,977	9,0	0,996
0,8	0,679	1,8	0,908	2,8	0,960	3,8	0,978	10,0	0,997
0,9	0,724	1,9	0,917	2,9	0,962	3,9	0,979	∞	1,000

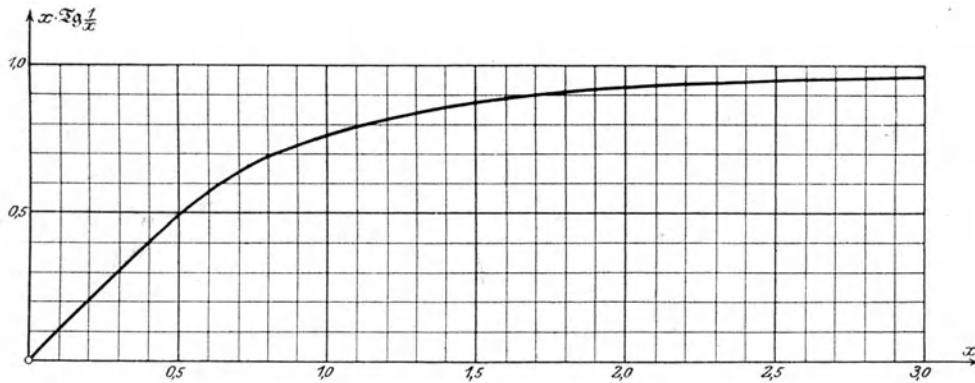


Abb. 33.

3. Die Flügelform ist aus (140) zu entnehmen, und zwar erhält man beispielsweise für die Werte $n = 0$, $n = \frac{1}{2}$, $n = 1$, $n = 2$ die in den Abb. 34 bis 37 schon mit den notwendigen Abrundungen gezeichneten Typen. Aus diesen Abbildungen ist zugleich auch die geometrische Bedeutung des Flügelparameters D ersichtlich. Und da bei vorgegebenem Inzidenzwinkel β das Produkt νD nach der Schubformel (143) bestimmbar ist, so ist die Flügelzahl ν wieder durch rein konstruktive Erwägungen festgelegt.

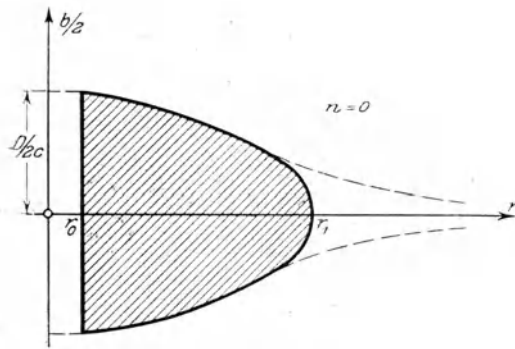


Abb. 34.

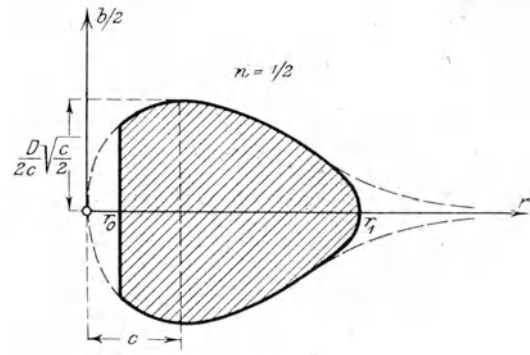


Abb. 35.

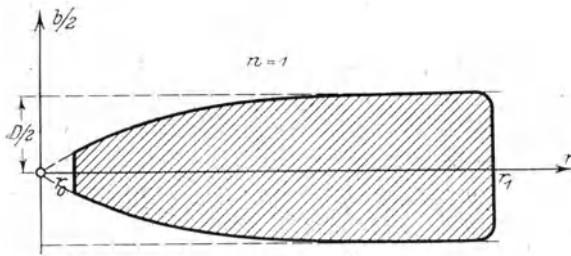


Abb. 36.

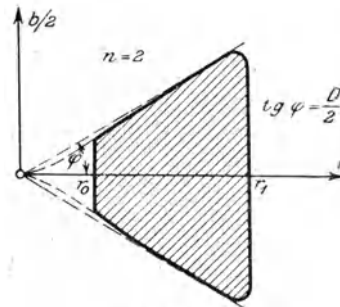


Abb. 37.

4. Wir geben schließlich wenigstens zu den Fällen $n = 0$ und $n = 1$ je ein Zahlenbeispiel.

a) $n = 0$. Es sei für einen Panzerkreuzer von je 30 000 kg Schub für jeden Propeller bei einem zulässigen Außenradius $r_1 = 300$ cm und einer Schiffsgeschwindigkeit (abzüglich Vorstrom) von 12 m/sec ein Propeller zu entwerfen, wenn die Antriebsmaschine $n = 150$ Umdrehungen in der Minute macht. Wir wählen zur Erzielung eines hohen Wirkungsgrades den Inzidenzwinkel klein, etwa $\beta = 0,04$, und erhalten dann mit $\lambda = 1$ aus (68) den Nabenradius

$$r_0 = 22,7 \text{ cm}$$

und aus (143) mit $z_1 = 0,9$, $c = 76,4$ cm den Parameter

$$\frac{v D}{c} = 314,0 \text{ cm.}$$

Lassen wir an der Nabe eine größte Flügelbreite

$$b_{\max} = \frac{D}{c} = 80 \text{ cm}$$

zu, so haben wir demnach 4 Flügel anzuwenden. Der Steigungswinkel α fällt nach (80) ungleichförmig von $\alpha_0 = 76^\circ$ an der Nabe bis $\alpha_1 = 16^\circ,5$ an der Spitze,

entsprechend einer Steigung von $h_0 = 572$ cm bis $h_1 = 555$ cm. Die Maschinenleistung ergibt sich aus (144) zu

$$N' = \Omega \omega' = 5400 \text{ PS};$$

und demnach ist der Wirkungsgrad $\eta' = 0,88$.

Diese Zahlen stimmen, abgesehen von dem erklärlicherweise zu hohen Wert des Wirkungsgrades, der ja nur einen Teil der Verluste enthält, recht gut mit den tatsächlichen Verhältnissen überein.

Trägt man endlich noch nach (146) und (147) die Differentialquotienten $(dP' : dr)$ und $(dP'' : dr)$ graphisch auf, so entsteht Abb. 38, aus welcher der genauere Wert des Schubes als zwischen den sehr engen Grenzen 29 150 kg und 30 000 kg liegend erkannt wird.

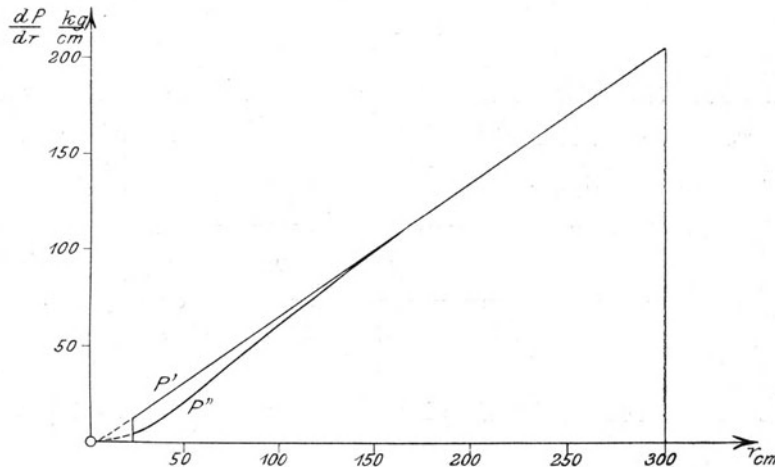


Abb. 38.

Die Bedingung (77) ist wiederum erfüllt; es war also angebracht, mit r_1 ganz bis an die zulässige Grenze zu gehen.

b) $n = 1$. Ferner möge der Propeller für ein Flugzeug bei einem Schub von 250 kg für $w = 25$ m/sec Geschwindigkeit berechnet werden, wenn der Außenradius $r_1 = 150$ cm und die minutliche Tourenzahl des Motors $n = 1200$ beträgt. Wir nehmen $\beta = 0,08$ und $\lambda = 0,5$, wobei übrigens zu beachten ist, daß wegen der für die gegebenen Zahlen bis auf 9 0/100 genauen Näherungsformel

$$P' \approx \alpha_1 (1 - \nu \omega^2 \beta D \frac{r_1^3}{3})$$

der Wert von λ für den Schub fast gänzlich irrelevant ist, während eine Variation von β einfach eine Änderung des Produktes νD von größter Flügelbreite und Flügel-

zahl zur Folge hätte, das man aus konstruktiven Gründen nicht gerne zu klein nimmt.

Wir haben nach (68) den Nabenradius $r_0 = 3,6$ cm, der natürlich in Wirklichkeit überschritten wird, ferner mit $\kappa_1 = 0,9$ nach (143) $D\nu = 47$ cm, so daß wir bei einem zulässigen Verhältnis

$$\frac{r_1}{b_{\max}} = \frac{r_1}{D} = 6$$

$\nu = 2$ finden, bei einer größten Flügelbreite von 23,5 cm. Die Berechnung der Leistung nach (144), die sich übrigens mit λ nach Maßgabe des Faktors $2,25 + \lambda$, also nicht ganz unerheblich ändern würde, wenn der Wert von λ variiert, ergibt

$$N' = 105 \text{ PS,}$$

also

$$\eta_{\nu'} = 0,80.$$

Der zur Ermittlung der unteren Grenze P'' einzu tellende Faktor f aus (145) nähert sich von seinem Minimalwert 0,90 außerordentlich rasch der Einheit, wie folgende kleine Tabelle zeigt:

r cm	20	50	100	150
f	0,940	0,984	0,996	0,999

sodaß der richtige theoretische Schub jedenfalls um höchstens 1 % geringer als 250 kg ausfällt.

§ 11. Die Typen III a und III b.

1. Man wird auf zwei interessante, einander sehr ähnliche Flügelformen geführt, wenn man die Forderung stellt, daß entweder der Schub P' oder das Drehmoment M' über den ganzen Flügel für alle Elemente konstant sein soll.

Die erste dieser beiden Bedingungen verlangt, daß mit einer Konstanten E

$$b \sqrt{r^2 + c^2} (r - c \lambda \beta) = E \quad \dots \dots \dots (148)$$

ist, und liefert den in Abb. 39 skizzierten Typ III a. Die zweite Forderung wird erfüllt durch

$$b \sqrt{r^2 + c^2} r (r \lambda \beta + c) = F, \quad \dots \dots \dots (149)$$

was den Typ III b ergibt, Abb. 40. Dabei sind E und F Flügelparameter.

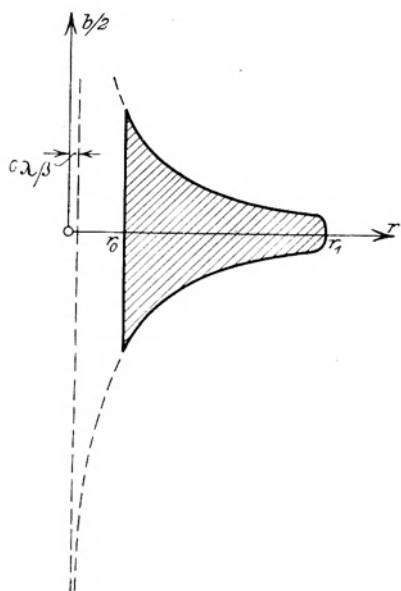


Abb. 39.

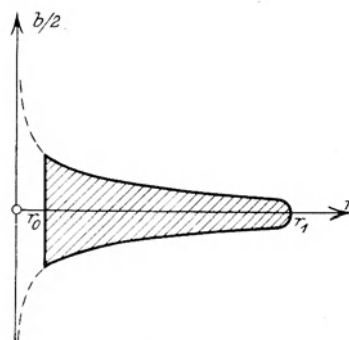


Abb. 40.

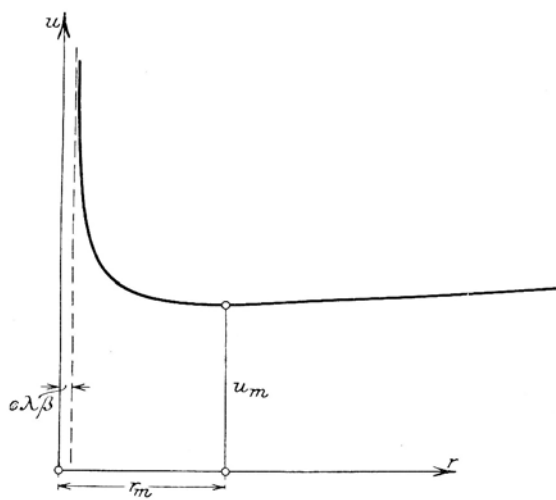


Abb. 41.

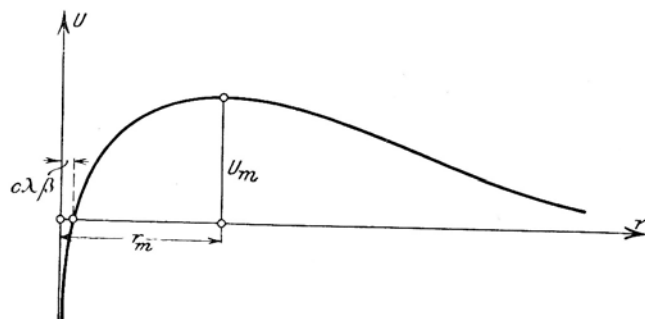


Abb. 42.

Führen wir abkürzungsweise wie in (86) die Funktion

$$u(r) = r \frac{r \lambda \beta + c}{r - c \lambda \beta},$$

Abb. 41, sowie deren reziproken Wert

$$U(r) = \frac{r - c \lambda \beta}{r(r \lambda \beta + c)}, \dots \dots \dots (150)$$

Abb. 42, und die Flügellänge $l = r_1 - r_0$ ein und definieren noch, indem wir zweite und höhere Potenzen von β vernachlässigen und die stets erfüllten Ungleichungen $r_0 > c \lambda \beta$, $r_1 > c \lambda \beta$, $c > r_0 \lambda \beta$, $c > r_1 \lambda \beta$ bei der Ausrechnung beachten, die Mittelwerte

$$\bar{u} = \frac{1}{l} \int_{r_0}^{r_1} u \, dr = c + \lambda \beta \left[\frac{r_0 + r_1}{2} + \frac{c^2}{l} \log \text{nat} \frac{r_1}{r_0} \right] \dots \dots \dots (151)$$

$$\bar{U} = \frac{1}{l} \int_{r_0}^{r_1} U \, dr = \frac{1}{c} - \lambda \beta \left[\frac{r_0 + r_1}{2 c^2} + \frac{1}{l} \log \text{nat} \frac{r_1}{r_0} \right], \dots \dots \dots (152)$$

so erhalten wir für Schub und Moment in den beiden Fällen

$$\left. \begin{aligned} P_a' &= z_1 G \nu \omega^2 \beta E l \\ M_a' &= z_1 G \nu \omega^2 \beta E \bar{u} l \\ P_b' &= z_1 G \nu \omega^2 \beta F U l \\ M_b' &= z_1 G \nu \omega^2 \beta F \bar{U} l \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (153)$$

und für den Wirkungsgrad η' einfach

$$\left. \begin{aligned} \eta_a' &= \frac{c}{\bar{u}} \\ \eta_b' &= c \cdot \bar{U} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (154)$$

Der Vorteil ist hierbei der, daß man aus den Diagrammen für u und U ohne weitere Mühe die günstigsten Radien r_0 und r_1 , welche natürlich ein gekoppeltes Paar bilden müssen, abschätzen kann, derart, daß die Mittelwerte \bar{u} und \bar{U} den Größen c und $1/c$ möglichst nahe kommen, also nach (154) hohe Werte von η_a' , η_b' verbürgen. Man wird bei diesen Typen jedenfalls häufig nicht zu große Außenradien und kräftige Naben wählen. Obwohl diese Flügelformen von den bisher gebräuchlichen vollständig abweichen, so wäre es doch zu wünschen, daß sie in ihrer Wirkung auch experimentell untersucht würden, zumal da sie mancherlei Vorzüge, z. B. eine erheblich gleichmäßigere Materialbeanspruchung, aufweisen.

Es geht aus den Diagrammen der Abb. 41 u. 42 hervor, daß man hohe Wirkungsgrade bekommt, wenn man den Bereich r_0 bis r_1 eng um den Wert

$$r_m = c (1 + \lambda \beta) \dots \dots \dots (155)$$

gruppiert, dem nach (88) ein Extremum

$$u_m = c (1 + 2 \lambda \beta) \dots \dots \dots (156)$$

bzw.

$$U_m = \frac{1}{c} (1 - 2 \lambda \beta) \dots \dots \dots (157)$$

entspricht, wobei wir wiederum Quadrate und höhere Potenzen von $\lambda \beta$ gestrichen haben. Wünschen wir alsdann bei bedeutendem Schub nicht zu große Flügelbreiten, so muß die Tourenzahl und damit ω möglichst groß sein. Die Flügel vom Typ III a und III b eignen sich also besonders für Boote mit schnellaufenden Motoren und für Turbinenschiffe.

2. Für die unteren Grenzen von Schub und Moment erhält man, indem man noch

$$\left. \begin{aligned} x &= \frac{4}{\nu E} r (r - c \lambda \beta) \sqrt{r^2 + c^2} \\ X &= \frac{4}{\nu F} r^2 (r \lambda \beta + c) \sqrt{r^2 + c^2} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (158)$$

setzt, hinreichend angenähert die Formeln

$$\left. \begin{aligned} P_a'' &\approx z_1 G \nu \omega^2 \beta E \int_{r_0}^{r_1} x \mathfrak{Z} g \frac{1}{X} dr \\ M_a'' &\approx z_1 G \nu \omega^2 \beta E \int_{r_0}^{r_1} u x \mathfrak{Z} g \frac{1}{X} dr \\ P_b'' &\approx z_1 G \nu \omega^2 \beta F \int_{r_0}^{r_1} U X \mathfrak{Z} g \frac{1}{X} dr \\ M_b'' &\approx z_1 G \nu \omega^2 \beta F \int_{r_0}^{r_1} X \mathfrak{Z} g \frac{1}{X} dr \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (159)$$

Hat man von vornherein r_0 und r_1 so gewählt, daß

$$\begin{aligned} u &= u_m + \epsilon', \\ U &= U_m + \epsilon'' \end{aligned}$$

ist, wo die Funktionen ϵ' und ϵ'' von r im ganzen Bereich von r_0 bis r_1 nur sehr kleine Absolutwerte besitzen, so kann man mit den Abkürzungen

$$\left. \begin{aligned} \xi' &= \int_{r_0}^{r_1} x \mathfrak{Z} g \frac{1}{X} dr \\ \xi'' &= \int_{r_0}^{r_1} X \mathfrak{Z} g \frac{1}{X} dr \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (160)$$

schreiben

$$\left. \begin{aligned} P_a'' &\approx \kappa_1 G \nu \omega^2 \beta E \xi' \\ \mathfrak{M}_a'' &\approx \kappa_1 G \nu \omega^2 \beta E \left(u_m \xi' + \int_{r_0}^{r_1} \epsilon' x \mathfrak{Z}g \frac{1}{x} dr \right) \\ P_b'' &\approx \kappa_1 G \nu \omega^2 \beta F \left(U_m \xi'' + \int_{r_0}^{r_1} \epsilon'' X \mathfrak{Z}g \frac{1}{X} dr \right) \\ \mathfrak{M}_b'' &\approx \kappa_1 G \nu \omega^2 \beta F \xi'' \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (161)$$

und hat also nach (156) und (157) für η_v''

$$\left. \begin{aligned} \eta_a'' &\approx 1 + 2 \lambda \beta + \frac{1}{c \xi'} \int_{r_0}^{r_1} \epsilon' x \mathfrak{Z}g \frac{1}{x} dr \\ \eta_b'' &\approx 1 - 2 \lambda \beta + \frac{c}{\xi''} \int_{r_0}^{r_1} \epsilon'' X \mathfrak{Z}g \frac{1}{X} dr \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (162)$$

d. h. bei kleinem Winkel β sehr große Wirkungsgrade, die man leicht mit dem idealen Maximum (92) von η_1 vergleicht.

Da schon von mäßig großen Werten r_0 an nach (158) x und X angenähert wie die dritte Potenz von r wachsen, so konvergieren die Ausdrücke $x \mathfrak{Z}g \frac{1}{x}$ und $X \mathfrak{Z}g \frac{1}{X}$ sehr schnell gegen die Einheit. Daraus folgt, daß unter den gemachten Voraussetzungen der gegenseitige Einfluß der Flügel ziemlich gering, das den richtigen Wert von P einschließende Intervall P'' bis P' also ziemlich eng wird.

3. Als Beispiel berechnen wir nach dem Typ III a den 14 000 kg Schub überwindenden Propeller eines Torpedobootzerstörers von 18 m/sec Marschgeschwindigkeit bei 300 Umdrehungen in der Minute für den Inzidenzwinkel $\beta = 0,08$ mit $\lambda = 1$. Wir wählen $P' = 15 000$ kg und finden zunächst den Marschkoeffizienten

$$c = \frac{W}{\omega} = 57,3 \text{ cm,}$$

sodaß wir schon in einen Bereich günstiger Wirkung gelangen, wenn wir $r_0 = 30$ cm annehmen. Die Extremalbedingung (67) gibt den hierzu gehörenden Außenradius

$$r_1 = 135 \text{ cm,}$$

welcher durchaus innerhalb der zulässigen Grenzen gelegen ist. Ferner folgt aus der ersten Gleichung (153)

$$\nu E = 622 \cdot 10^3 \text{ cm}^3,$$

und wir bekommen für νb nach (148) zu den einzelnen Achsenabständen die Werte:

r cm	30	50	70	90	110	130
νb cm	378,1	180,0	105,0	68,2	47,5	34,9

Diese legen eine Verteilung der Gesamtbreite auf 3 bis 4 Flügel nahe. Man erhält für $\nu = 3$ den in Abb. 39 gezeichneten Flügel.

Der Wirkungsgrad η_a' wird nach (154)

$$\eta_a' = 0,81,$$

was eine Maschinenleistung von 4450 PS bedingt.

Endlich finden wir aus der die Werte von $f = x \int g \frac{1}{x}$ darstellenden Tabelle

r cm	30	50	70	90	110	130
f	0,30	0,80	0,95	0,99	1,00	1,00

durch eine graphische Integration nach (160)

$$\xi' = 0,91,$$

sodaß nach (161) der tatsächliche Schub in den Grenzen 15 000 kg und 13 650 kg eingeschlossen sein muß.

§ 12. Der Typ IV.

1. Während beim Typ II die Zirkulation für $n \geq 0$ mit wachsendem Axialabstand zunahm oder konstant blieb, so kann man nun auch verlangen, daß sie sich mit r so verändern soll, daß sie nicht bloß in der Achse selbst, sondern auch an den Flügelspitzen verschwindet.

Dann ist nämlich ein stetiger Übergang zwischen der äußersten Schicht des Propellerstrahls und dem umgebenden Arbeitsmedium gewährleistet, während z. B. bei den Typen II durch leichte, jedoch sicher mit einigen Verlusten verbundene Abrundung der Flügelform nach der Spitze hin dieser Übergang erst stetig gemacht werden mußte.

Der genannten Forderung genügt der Ansatz für die Zirkulation

$$Z = D' r^m (r_1 - r)^n \quad \begin{cases} m > 0 \\ n > 0 \end{cases} \dots \dots \dots (163)$$

oder mit dem durch (139) definierten Flügelparameter

$$b \sqrt{r^2 + c^2} = D r^m (r_1 - r)^n \dots \dots \dots (164)$$

Dabei ist wieder r_1 der Außenradius des Flügels. Je nach der Größe der Zahlen m und n findet man verschiedene Formen, von denen die Abb. 43 bis 48 einige wiedergeben (die Werte $n > 1$ würden Flügeln mit scharfen Spitzen nach außen entsprechen und können daher außer Betracht bleiben).

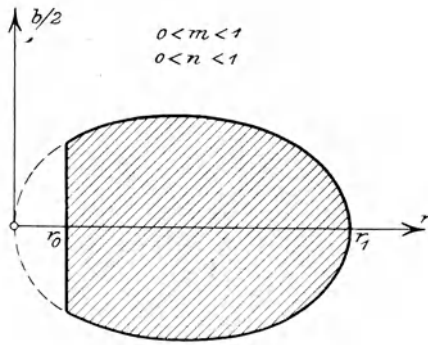


Abb. 43.

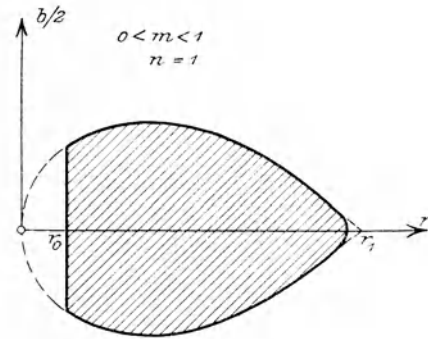


Abb. 44.

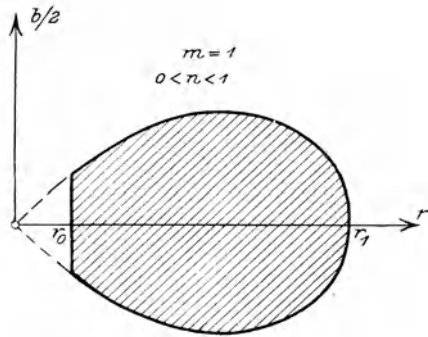


Abb. 45.

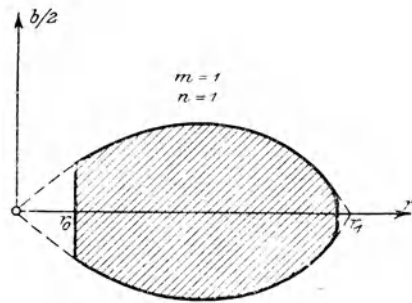


Abb. 46.

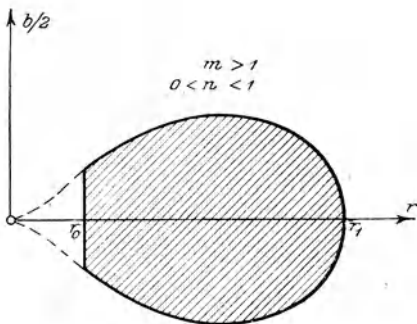


Abb. 47.

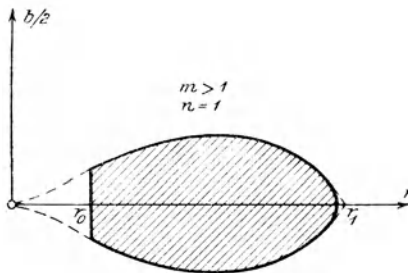


Abb. 48.

Während die Typen II und III zur Extremalbedingung erster Art gehören, so genügt nun das gekoppelte Wertepaar r_0, r_1 der Extremalbedingung zweiter Art, für welche man nach (66) erhält

$$\begin{aligned}
 (r_0 - c \lambda \beta) \int_{r_0}^{r_1} r^{m+1} (r \lambda \beta + c) (r_1 - r)^{n-1} dr \\
 = r_0 (r_0 \lambda \beta + c) \int_{r_0}^{r_1} r^m (r - c \lambda \beta) (r_1 - r)^{n-1} dr \quad (165)
 \end{aligned}$$

2. Die weitere Ausrechnung stößt auf keine prinzipiellen Schwierigkeiten. Wir wollen als Beispiel den in Abb. 45 dargestellten Fall $m = 1, n = \frac{1}{2}$ verfolgen, der in der Praxis oft angewandt zu werden pflegt.

Das breiteste Flügелеlement befindet sich im Axialabstand \bar{r} , welcher wegen $db:dr = 0$ der Bedingung

$$\bar{r}^3 + 3 \bar{r} c - 2 r_1 c^2 = 0 \dots \dots \dots (166)$$

gehört. Setzt man

$$\left. \begin{aligned}
 r_1 &= c \operatorname{Sin} \vartheta \\
 \bar{r} &= 2 c \operatorname{Sin} \frac{\vartheta}{3}
 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (167)$$

und beachtet, daß nach bekannten Eigenschaften der Hyperbelfunktionen

$$3 \operatorname{Sin} \frac{\vartheta}{3} + 4 \operatorname{Sin}^3 \frac{\vartheta}{3} = \operatorname{Sin} \vartheta$$

ist, so wird die Gleichung (166) gerade erfüllt; r ist also durch (167) mittels des Hilfswinkels ϑ bestimmt.

Für die Extremalbedingung (165) findet man

$$r_0^2 \lambda \beta J(r_0) + r_0 [c J(r_0) - K(r_0)] + c \lambda \beta K(r_0) = 0, \dots \dots \dots (168)$$

wenn man abkürzend setzt

$$\left. \begin{aligned}
 J(r_0) &= \int_{r_0}^{r_1} \frac{r (r - c \lambda \beta)}{\sqrt{r_1 - r}} dr \\
 K(r_0) &= \int_{r_0}^{r_1} \frac{r^2 (r \lambda \beta + c)}{\sqrt{r_1 - r}} dr
 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (169)$$

Wegen der Kleinheit von r_0 kann man die Gleichung (168) leicht vermittels eines Näherungsverfahrens dadurch auflösen, daß man darin zunächst in den Integralen J und K den ersten Näherungswert $r_0 = 0$ nimmt, also mit

$$\left. \begin{aligned}
 J(0) &= \frac{4}{15} r_1 \sqrt{r_1} (4 r_1 - 5 c \lambda \beta) \\
 K(0) &= \frac{16}{105} r_1^2 \sqrt{r_1} (6 r_1 \lambda \beta + 7 c)
 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (170)$$

rechnet. Von den beiden Wurzeln der alsdann quadratisch werdenden Gleichung (168) ist nur die kleinere brauchbar, da die größere offensichtlich dem Wert $r_0 = r_1$ entspricht, welcher die Gleichung (168) im Hinblick auf (169) befriedigt, ohne jedoch einen physikalisch realisierbaren Extremwert zu erzeugen. Dabei denkt man sich wieder r_1 gegeben. In der Regel ist der so ermittelte Wert von r_0 dann schon hinreichend genau.

Führt man schließlich noch die Flügellänge $l = r_1 - r_0$ ein, so erhält man ohne Schwierigkeit für Schub und Moment

$$\left. \begin{aligned} P' &= \frac{2}{105} \kappa_1 G \nu \omega^2 \beta D l \sqrt{l} [35 r_1 (r_1 - c \lambda \beta) - 21 l (2 r_1 - c \lambda \beta) + 15 l^2] \\ \mathfrak{M}' &= \frac{2}{315} \kappa_1 G \nu \omega^2 \beta D l \sqrt{l} [105 r_1^2 (r_1 \lambda \beta + c) - 63 l r_1 (3 r_1 \lambda \beta + 2 c) \\ &\quad + 45 l^2 (3 r_1 \lambda \beta + c) - 35 l^3 \lambda \beta] \end{aligned} \right\} (174)$$

3. Wir berechnen noch zahlenmäßig die Wirkung eines Propellers, der dieser Flügelform sehr nahe kommt und für welchen uns genaue Versuchsdaten vorliegen⁴⁹⁾. Er hatte 3 Flügel von $h = 145$ cm Steigung und besaß eine projizierte Fläche von $q = 1958$ cm²; er erzeugte bei $n = 305$ Touren in der Minute und 428 cm/sec Marschgeschwindigkeit einen Schub von 425 kg, und der Gesamtwirkungsgrad betrug 0,415, sodaß, wenn der Wirkungsgrad der Maschine allein zu 0,70 abgeschätzt werden durfte, für den hydraulischen Wirkungsgrad des Propellers etwa der Wert 0,60 übrig blieb. Der Nabenradius wurde zu $r_0 = 5$ cm, der Außenradius zu $r_1 = 44$ cm gemessen.

Bringen wir 5 % Vorstrom in Abzug, so finden wir den Marschkoeffizienten $c = 12,7$ cm und die theoretische Flügelfläche nach (164)

$$\nu \int_{r_0}^{r_1} b \, dr = \nu D \int_{r_0}^{r_1} \frac{r \sqrt{r_1 - r}}{\sqrt{r^2 + c^2}} \, dr = 366 D \text{ cm}^2,$$

so daß sich der Flügelparameter zu

$$D = 5,35$$

ergibt. Der Steigungswinkel α_1 an der Spitze berechnet sich aus

$$\text{tg } \alpha_1 = \frac{h}{2 r_1 \pi}$$

zu

$$\alpha_1 = 27^\circ 40',$$

⁴⁹⁾ H. Lorenz, Mitt. über Forschungsarbeiten, hrsgg. v. V. D. I., Berlin 1907, Heft 40, S. 47.

während man nach (80)

$$\alpha_1 - \beta = \text{arc tg } \frac{c}{r_1} = 16^\circ 10'$$

findet, sodaß der Inzidenzwinkel an der Flügelspitze, entsprechend dem schlechten Wirkungsgrad, den hohen Betrag

$$\beta = 11^\circ 30'$$

hat, den wir der weiteren Rechnung zugrundelegen wollen, wiewohl er bei dem vorliegenden Propeller konstanter Steigung gegen die Nabe hin gemäß der aus (80) und (82) nach kurzer Umformung folgenden Beziehung

$$\text{tg } \beta = r \frac{h - 2 \pi c}{2 \pi r^2 + h c} \dots \dots \dots (172)$$

zunächst noch ein wenig zunimmt und dann von $r = 20$ cm an rasch sinkt, so daß $\beta = 11^\circ 30'$ einigermaßen als Mittelwert gelten kann. Damit finden wir nach (171) mit $\lambda = 1$

$$P' = \alpha_1 \cdot 824 \text{ kg.}$$

Die Größen

$$x = \frac{4 r}{\nu b} = \frac{4}{3} \frac{\sqrt{r^2 + c^2}}{D \sqrt{r_1 - r}}$$

und

$$f = x \mathfrak{Z}g \frac{1}{x}$$

haben folgende Werte

r cm	5	15	25	35	44
x	0,544	0,909	1,57	3,09	∞
f	0,51	0,72	0,87	0,97	1,00

und die numerische Auswertung des Integrals

$$\int_{r_0}^{r_1} r \sqrt{r_1 - r} \left[r - c \beta \left(\lambda + \frac{f}{x} \right) \right] f \, d r = 61 \cdot 10^3 \text{ cm}^{7/2}$$

ergibt

$$P'' = \alpha_1 \cdot 658 \text{ kg,}$$

welcher Wert um 20 % kleiner ist als P' . Nun war für Luft nach der Tabelle von Seite 424 $\alpha_1 = 0,78$; für Wasser ist dieser Faktor, der ja das Erlöschen des Flüssigkeitsdruckes infolge der Reibung anzeigt, sicher, wie auch schon oben erwähnt

wurde, erheblich geringer und kann, solange keine Versuche vorliegen, nur abgeschätzt werden. Wählen wir den wahrscheinlichsten Wert $z_1 = 0,6$, so finden wir

$$P' = 494 \text{ kg,}$$

$$P'' = 395 \text{ kg,}$$

und in der Tat liegt der gemessene Schub von 425 kg zwischen diesen Grenzen.

Der Wirkungsgrad η' , der theoretisch einen zu großen Betrag haben muß, folgt aus (171) zu

$$\eta' = 0,66,$$

also bis auf eine Differenz von rund 10 % im Einklang mit der Beobachtung. Berechnet man übrigens aus dem Außenradius $r_1 = 44$ cm mit Hilfe der Extremalbedingung (168) den günstigsten Innenradius, so findet man $r_0 = 7,5$ cm, woraus hervorgeht, daß die Nabe bei dem Versuchspropeller um die Hälfte dicker hätte gemacht werden sollen, um den schlechten Wirkungsgrad etwas zu verbessern.

Wir haben absichtlich ein Beispiel mit großem Inzidenzwinkel β und, wie die Tabelle für f zeigt, starker gegenseitiger Beeinflussung der Flügel gewählt, um darzutun, daß selbst in diesem für die Berechnung äußerst ungünstigen Falle zwischen Theorie und Versuch eine Übereinstimmung vorhanden ist, die man als eine befriedigende bezeichnen darf im Hinblick auf die komplizierten, jeder exakteren Beschreibung sich entziehenden Vorgänge im Schraubenstrahl.

Z u s a m m e n f a s s u n g.

Die Propellerwirkung wird erklärt und berechnet auf Grund der Vorstellung einer um die Flügel kreisenden, der Strömung im Schraubenstrahl sich überlagernden Zirkulation, deren wesentlichste Eigenschaften zuvor kurz abgeleitet werden.

Es wird hieraus auf die günstigste Gestaltung des Propellerflügels geschlossen: Bestimmung der Abmessungen und der Form bei verlangter Leistungsfähigkeit.

Abgesehen von dem so gefundenen Propellertyp maximalen Wirkungsgrades wird die entwickelte Theorie noch angewandt auf andere Propellerformen, die sich in der Praxis eingebürgert haben.

Die zahlenmäßige Übereinstimmung mit der Erfahrung wird als befriedigend festgestellt.

XIV. Strahldruck- und Sogmessungen.

Von *Günther Kempf-Hamburg.*

Inhaltsübersicht.

- I. Druck von Wasserstrahlen, welche unter Wasser ausströmen.
 1. Einleitung.
 2. Grundlagen und Aufgabe der Untersuchung.
 3. Versuchsanordnung.
 - a) Schema,
 - b) Einzelheiten,
 - c) Betriebsweise.
 4. Messverfahren.
 - a) Druckhöhenmessung,
 - b) Strahldruckmessung,
 - α) theoretische Grundlagen,
 - β) praktische Durchführung,
 - γ) graphische Auftragung.
 5. Verlauf und Auswertung der Versuche.
 6. Vorversuche, Einfluß von Wandungen.
 7. Ergebnisse.
 8. Nachprüfung.
 - a) Druckhöhenmessung am Strahlaustritt,
 - b) Rückdruckmessung durch Drehwage.
 9. Schlußfolgerungen.
- II. Sog von Wasserstrahlen.
 1. Einleitung.
 2. Aufgabe A: Druckverlust durch Sog.
 3. Ergebnisse.
 4. Aufgabe B: Energieverlust durch Sog.
 5. Versuchsanordnung,
 - a) Schema,
 - b) Einzelheiten.
 6. Meßverfahren,
 - a) Strahlenergiemessung,
 - b) Leistungsmessung.
 7. Verlauf und Auswertung der Versuche.
 8. Ergebnisse.
 9. Nachprüfung.
 10. Schlußwort.
 11. Gesamtübersicht.

I. Druck von Wasserstrahlen, welche unter Wasser ausströmen.

1. Einleitung.

Die Aufklärung und Zergliederung der Energieverluste, welche eine Schiffschraube erleidet, ist bisher nur unvollkommen gelungen. Erschwert wird die Lösung der Aufgabe besonders dadurch, daß der von dem Schraubenpropeller erzeugte sogenannte Schraubenstrahl ein verwickeltes Strömungsgebilde darstellt, in welchem infolge der Mannigfaltigkeit der zu gleicher Zeit auftretenden Wirkungen nicht jede einzelne erkannt und in ihrer Größe bestimmt werden kann.

Geht man davon aus, daß die Energiewirkung eines Schraubenstrahles um so günstiger wird, je glatter sich seine Strömung gestaltet, wie es auch tatsächlich durch die Verbesserung der Wirkung durch Leitpropeller erwiesen ist, so erhält man als wünschenswerte günstigste Form des Schraubenstrahles den idealen Fall eines einfachen glattströmenden Flüssigkeitsstrahles.

Ein glattströmender Flüssigkeitsstrahl wird also unter gleichen Verhältnissen wie der vom Schraubenpropeller erzeugte gewirbelte Strahl die bei der gewählten Anordnung erreichbare günstigste Energiewirkung, d. h. die geringsten Verluste haben.

Es taucht die Frage auf, welches und wie groß denn überhaupt die Verluste eines glattströmenden Flüssigkeitsstrahles sind und in welcher Abhängigkeit sie von der Lage des Strahles zur Oberfläche, zu Wandungen und zu anderen Strahlen stehen.

Es zeigt sich, daß unsere bisherige Kenntnis der Hydrodynamik nicht genügt, um hierauf erschöpfend zu antworten.

Bei der üblichen theoretischen Berechnung werden solche Verluste nicht berücksichtigt, und die praktischen Erfahrungen über ihr Auftreten finden sich nur vereinzelt in ungenügendem Umfange.

Nur eine Tatsache, welche auf einen Verlust bei Flüssigkeitsstrahlen hinweist, ist bisher aus der Literatur bekannt, nämlich, daß bei Ausfluß eines Wasserstrahles unter Wasser der Ausflußkoeffizient μ stets kleiner ist, als wenn das Wasser durch dasselbe Mundstück in freie Luft ausströmt (Hydraulik von Philipp Forchheimer, Teubner 1914, S. 281).

Es muß also in diesem Fall außer der durch das Mundstück eintretenden Strahleinschnürung und außer dem Rohrreibungswiderstande ein durch den Ausfluß unter Wasser, also wohl durch die Zähigkeit der Flüssigkeit, bedingter Wider-

stand hinzukommen, welcher den Koeffizienten μ und damit die ausfließende Wassermenge Q in der bekannten Formel $Q = \mu \cdot F \sqrt{2gh}$ kleiner werden läßt.

Das Verhältnis des Koeffizienten μ bei Ausfluß unter Wasser und in freie Luft beträgt nach J. Weißbach (Untersuchungen aus dem Gebiet der Mechanik und Hydraulik 2. Abt. Leipzig 1843, S. 80) im Mittel 0,986.

Nach P. Richelmy (Torino Memorie (2) 15 (1855) S. 117 zeigte sich bei Ausfluß unter Wasser die Abnahme noch größer.

Die vorliegenden Angaben sind weder erschöpfend noch übereinstimmend.

Versuche, die ich infolgedessen früher zur Klärung dieser Frage im kleinen Maßstabe ausführte, ließen erkennen, daß diese Verluste tatsächlich von Bedeutung sein können und ließen eine Untersuchung in größerem Maßstabe wünschenswert erscheinen.

Die Jubiläumstiftung der deutschen Industrie stellte mir bereitwillig Mittel zur Verfügung, und ihr gebührt der besondere Dank, wenn die im Folgenden mitgeteilten Untersuchungen die Klärung der Frage nach den Verlusten von Flüssigkeitsstrahlen im allgemeinen und des Schraubenstrahles im besonderen fördern.

2. Grundlagen und Aufgabe der Untersuchung.

Da die Untersuchungen zur Aufklärung der Energieverluste von Schiffschrauben vorgenommen werden sollen und der von diesen erzeugte Schraubenstrahl annähernd zylindrisch begrenzt ist, so werden nur zylindrische Strahlen untersucht und zwar nur Wasserstrahlen, denn Wasser ist zäher als Luft und gibt infolgedessen größere Meßwerte, bei großem Verbrauch ist es andererseits einfacher und billiger zu benutzen als zähere Flüssigkeiten.

Nach den eingangs dargelegten Gesichtspunkten werden Strahlen von möglichst glatter Strömung erstrebt, weil bei ihnen die geringsten Verluste zu erwarten sein werden.

Praktisch läßt sich nun ein glatt strömender zylindrischer Wasserstrahl am besten durch eine gut ausgerundete Düse erzielen.

Bei Ausfluß in freie Luft erreicht der Ausflußkoeffizient hierfür Werte bis zu 0,99 (Hütte I 1905 Abb. 115, Angaben nach Weißbach), d. h. der Geschwindigkeitsverlust im Strahl beträgt gegenüber dem idealen theoretisch möglichen Fall vollkommen verlustloser glatter Strömung nur 1%; ein solcher aus einer Düse fließender Strahl besitzt also von vornherein mit einer Annäherung bis auf 1% die Eigenschaften eines idealen Strahles.

Es handelt sich nun darum, festzustellen, wieweit diese Eigenschaften eines Strahles durch Ausströmen unter Wasser sich ändern, welche unvermeidlichen Verluste er also erleidet, wenn er unter Wasser ausströmt.

Diese Verluste lassen sich als Geschwindigkeits-, Druck- oder Energieverluste durch den Ausflußkoeffizienten μ ausdrücken.

μ setzt sich zusammen aus dem Maß für die Einschnürung des Strahls α und dem Maß für die Geschwindigkeitsverminderung φ

$$\mu = \alpha \cdot \varphi.$$

α ist bei einer Versuchsanordnung mit einer gut ausgerundeten Düse und Ansatzrohr gleich 1 zu setzen, es folgt $\mu = \varphi$, d. h. der Ausflußkoeffizient ist zugleich das Maß für die Geschwindigkeitsverminderung.

a) Verlust an Strahlgeschwindigkeit: Die mittlere Strahlgeschwindigkeit v_m wird im Verhältnis μ kleiner als die theoretisch erreichbare Geschwindigkeit v_0

es ist

$$\frac{v_m}{v_0} = \mu \quad \dots \dots \dots 1)$$

b) Der Verlust an Strahldruck ergibt sich aus folgenden Gleichungen:

$$\text{wirklicher Strahldruck} = m \cdot v_m,$$

$$\text{theoretischer Strahldruck} = 2 F \gamma \cdot h,$$

wo m die Masse in der Sekunde,

F den Durchflußquerschnitt,

h die Druckhöhe bedeuten $\left(h = \frac{v_0^2}{2g} \right)$

es ist

$$\frac{m \cdot v_m}{2 F \gamma h} = \frac{F \gamma v_m^2}{F \gamma \cdot 2 g h} = \frac{v_m^2}{v_0^2} = \mu^2 \quad \dots \dots \dots 2)$$

Der wirkliche Strahldruck ist also im Verhältnis μ^2 geringer als der theoretische.

c) Der Energieverlust ergibt sich aus folgenden Gleichungen:

$$\text{wirkliche Energie: } \frac{m v_m^2}{2} = F \gamma v_m \frac{v_m^2}{2g}$$

$$\text{theoretische Energie: } F \gamma \cdot v_m \cdot h,$$

es ist

$$\frac{m v_m^2}{F \gamma v_m h \cdot 2} = \frac{F \gamma v_m v_m^2}{F \gamma v_m 2 g h} = \frac{v_m^2}{v_0^2} = \mu^2 \quad \dots \dots \dots 3)$$

Die wirkliche Energie ist also ebenfalls im Verhältnis μ^2 geringer als die theoretische. Für die Bestimmung der durch μ bezüglich μ^2 ausgedrückten Verluste wäre bei jeder Versuchsanordnung zunächst die Messung von F und h erforderlich, um die theoretisch erreichbare Wirkung festzustellen.

Als Unbekannte, welche die wirkliche Strahlwirkung bestimmt, tritt außerdem nur noch v_m auf. Diese wahre mittlere Ausflußgeschwindigkeit v_m beeinflusst den Strahldruck und die Strahlenergie, wie aus Gleichung 2) und 3) hervorgeht, in der zweiten Potenz.

Meßfehler, welche statt der wahren Geschwindigkeit v_m etwa $\beta \cdot v_m$ ergäben, würden bei Bestimmung von Druck und Energie als $\beta^2 v_m^2$ in Rechnung treten, ein Meßfehler von 1% bei der Geschwindigkeit sich also auf etwa 2% für den Druck erhöhen.

Diese Erwägung und die Erfahrung, daß Geschwindigkeits- und Mengemessungen besonders bei Geschwindigkeitsschwankungen diese nur unvollkommen erkennen lassen, führten dazu, überhaupt auf sie zu verzichten und dafür die Messung des Strahldruckes unmittelbar vorzunehmen, also die Messung des Wertes $m \cdot v_m = \frac{F \gamma}{g} \cdot v_m^2$, worin F , γ , g sicher bestimmbare Konstanten sind, so daß hierdurch eigentlich das Geschwindigkeitsquadrat v_m^2 gemessen wird. Eine Versuchsanordnung, bei welcher der Strahldruck gemessen wird, dient also unmittelbar zur Bestimmung der Formel 2)

$$\frac{m v_m}{2 F \gamma h} = \frac{v_m^2}{v_0^2} = \mu^2,$$

d. h. zur Lösung der zu stellenden Aufgabe, nämlich zur Bestimmung des verhältnismäßigen Druckverlustes, welchen der Strahldruck infolge des Ausströmens unter Wasser erleidet.

3. Versuchsanordnung.

a) Das Schema der Versuchsanordnung (Abb. 1) ist folgendes: Ein Wasserstrahl wird erzeugt durch eine horizontal liegende Düse A mit Ansatzrohr, welche einen feststehenden Wasserkasten B mit erhöhtem Wasserspiegel mit einem zweiten Kasten C mit niedrigerem Wasserspiegel verbindet. Letzterer steht auf Schneiden D D beweglich und ist als Wage ausgebildet. Der Aktionsdruck des durch die Düse unter dem Einfluß des Wasserspiegelunterschiedes strömenden Wasserstrahles wirkt in horizontaler Richtung auf den beweglichen Kasten, den sogenannten Meßkasten C, und kann durch Gewichte ausgewogen werden. Als

wasserdichte und bewegliche Dichtung zwischen beiden Kästen dient eine Gummimembran, welche den beweglichen Meßkasten mit dem Düsenrohr verbindet.

Aus dem Meßkasten fließt dann das Wasser senkrecht nach unten in ein Gerinne E, aus welchem es wiederum durch eine Pumpe F in den festen Kasten gefördert wird, so daß ein Kreislauf des Wassers entsteht.

Für die Größe und Bauart der Versuchseinrichtung ist neben anderem die Platzfrage von Einfluß gewesen. Meine amtliche Tätigkeit habe ich im Gebäude der Technischen Staatslehranstalten zu Hamburg, wo damals nur beschränkter Platz zur Verfügung stand. Die Überlassung dieses Platzes und die Förderung meines Vorhabens verdanke ich der Anstalt und besonders ihrem Leiter, Herrn Professor Zopke.

Schema der Versuchsanordnung für Strahldruckmessung.

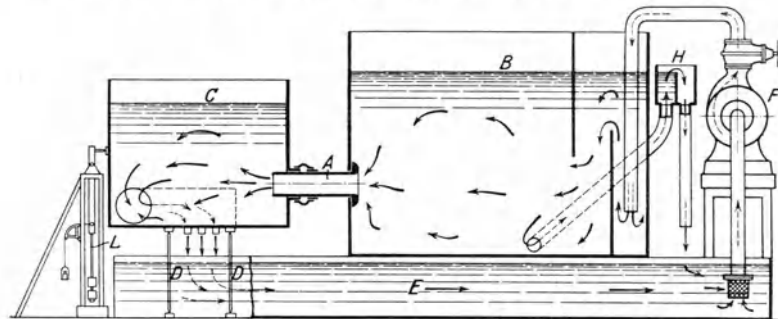


Abb. 1.

Die Bauzeichnungen lassen erkennen, wie alles auf ein Raummaß von höchstens 5 m Länge, 2 m Breite und 2,5 m Höhe einschließlich des für die Beobachtung und Zugänglichkeit erforderlichen Platzes zusammengedrängt ist.

Innerhalb dieses Rahmens war es indessen möglich, Wasserstrahlen zu untersuchen, welche nach Größe und Geschwindigkeit den von üblichen Schiffsschraubenmodellen erzeugten Schraubenstrahlen entsprechen, wodurch die Nachprüfung und Erweiterung der Ergebnisse in den Schiffbautechnischen Versuchsanstalten und ein Vergleich mit bestehenden Versuchen erleichtert wird. Für übliche Modellschrauben beträgt nämlich der Durchmesser etwa 100—150 mm, die Wassergeschwindigkeit etwa bis 2,5 m, die sekundlich hierbei geförderte Wassermenge höchstens etwa 40 l/sek.

Ähnliche Verhältnisse werden bei der Versuchsanordnung dadurch erzeugt, daß das Wasser aus Düsen von 70—140 mm Durchmesser unter hydrostatischen Druckhöhen von 100—300 mm ausströmt, welche Strahlgeschwindigkeiten von 1,4—2,4 m/sek erzeugen.

Der Strahldruck eines Strahles von 100 mm Durchmesser beträgt z. B.

bei einer Druckhöhe von 100 mm: $2 F \gamma h = 1570 \text{ g}$,

bei einer Druckhöhe von 300 mm: $2 F \gamma h = 4710 \text{ g}$.

Für diese Grenzen ist die Versuchseinrichtung gebaut, um innerhalb dieser Grenzen möglichst große Meßgenauigkeit zu erzielen. Die Konstruktion der Anlage wurde durch die Mitarbeit von Herrn Dr. Ing. Aschof, der seine Erfahrungen aus dem hydraulischen Laboratorium zu Hannover zur Verfügung stellte, wesentlich unterstützt, wofür ich ihm auch hier danke.

b) Die Einzelheiten der Versuchsanordnung sollen der Reihe nach erläutert und begründet werden.

Horizontal liegende Düse A. Die Gründe, eine Düse zu verwenden, bestehen, wie schon eingangs erwähnt, darin, daß ein möglichst glatter Strahl erstrebt wird. Außerdem aber besteht eine auffallende Ähnlichkeit der Strömungsvorgänge im Wasser bei einer horizontal liegenden Düse und im Zustrom zu einer gleichliegenden, arbeitenden Schiffsschraube.

Als Beweis für diese Behauptung können Messungen der Zuströmungsvorgänge zu einer Schiffsschraube gelten, welche ich durch eine seinerzeit beschriebene Versuchseinrichtung (Dissertation 1911, Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen, 11. Jahrg., Heft 10) gewonnen habe und welche neuerdings durch weitere Forschungen mehrfache Bestätigung erhalten haben (Zeitschrift für Flugtechnik und Motorluftschiffahrt, VI. Jahrg. 1915, Heft 11 u. 12, Prof. Dr. Bendemann und Dr. Schmid, Luftschraubenuntersuchungen).

Es ist derselbe Vorgang, welcher sich beim Zustrom zu jeder seitlichen Öffnung in einer Kastenwand zeigt: allseitig gleichmäßiger Zustrom ohne Drehbewegung, nur gelegentlich durch einen Wirbel oder Luftsack an der Oberfläche unterbrochen, wenn die Wasserhöhe über der Düse nicht genügt. Dieser letzte Fall ist bei allen hier mitgeteilten Versuchen durch Beibehaltung genügender Wasserhöhe über dem Düseneintritt vermieden worden

Die Form der kreisrunden Düsen wurde nach den in der Hütte I 1905, S. 241, Abb. 115 gegebenen Maßen gewählt (siehe Abb. 2). Sie wurden zunächst aus Eichen-

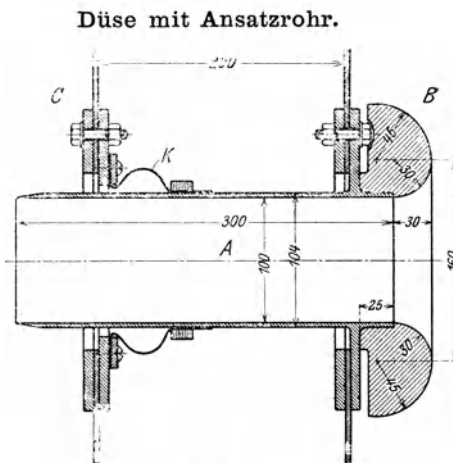


Abb. 2.

holz versuchsweise hergestellt, gut geölt und geglättet. Diese Holzdüsen bewährten sich so, daß alle Versuche damit ausgeführt worden sind. Sie sind fest auf das messingene Ansatzrohr aufgekeilt.

Das Ansatzrohr dient als Zwischenglied zwischen den beiden Kästen. Sein Einfluß auf die Verschlechterung des Strahlzustandes, sein Widerstand, tritt, da es ein glattes Messingrohr ist, kaum merkbar in die Erscheinung, wie die Versuche zeigen werden. Es wurden Ansatzrohre und Düsen von 140 mm, 100 mm und 70 mm Durchmesser benutzt, so daß die dadurch erzielten Strahlquerschnitte im Verhältnis 4 : 2 : 1 stehen. Die Länge der Rohre beträgt 300 mm. Da der Zwischenraum der Kästen 200 mm beträgt und das Rohr 30 mm in den festen Kasten hineinragt, steht noch ein Stück von etwa 70 mm Länge frei in den Meßkasten hinein. Dieses Stück ist nach dem Ende zu außen konisch abgedreht, so daß die ursprünglichen Wandstärken von 2 bzw. 5 mm auf $\frac{1}{2}$ mm am Endquerschnitt abnehmen.

Der feste Kasten B (Abb. 3, 4) besteht aus zwei Hälften, welche in der Mitte verschraubt sind, um für den Fall, daß die Kastenlänge nicht genügt hätte, ein Zwischenstück einbauen zu können, um ungestörten Zufluß zur Düse zu erhalten.

Die gewählten Maße von 2 m Länge, 1 m Breite und 1,5 m Höhe haben indessen vollkommen genügt. Der Zuflußquerschnitt vor der größten Düse ist im ungünstigsten Fall über 10 mal größer als der Düsenquerschnitt, da nach Angaben von Weißbach von diesem Verhältnis an die Zuflußgeschwindigkeit vernachlässigt werden kann.

Der Kasten steht auf einem Winkeleisengestell.

Beruhigung des Wassers. Das Wasser strömt an einem Ende aus dem Druckrohr der Pumpe ein und wird wie üblich durch Zickzackführung beruhigt. Die hierzu angebrachten über die ganze Kastenbreite reichenden Blechwände G haben 200 mm Abstand voneinander und dem Kastenende. Hinter dem zweiten Blech ist die Wasseroberfläche auch bei der größten Fördermenge von 40 l/sek vollkommen ruhig.

Die Höhe des Wasserspiegels kann durch einen verstellbaren Überfall geregelt werden. Die ursprünglich am Kasten seitlich angeordneten Überfälle sind nach den Vorversuchen durch einen verstellbaren Überlaufkasten H ersetzt worden, weil ihre Verstellung während einer Versuchsreihe umständlich ist.

Der Überlaufkasten H steht mit dem festen Kasten durch einen Spiralschlauch in kommunizierender Verbindung. Jede Höheneinstellung des

Versuchseinrichtung für Strahl- und Sogmessungen.

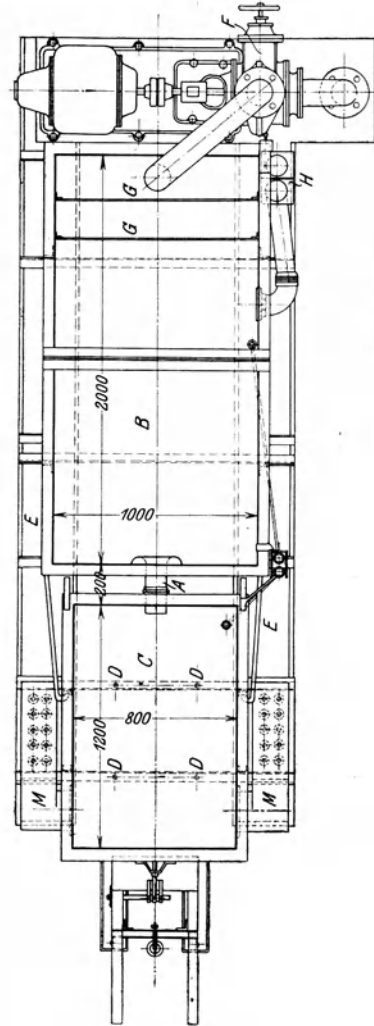
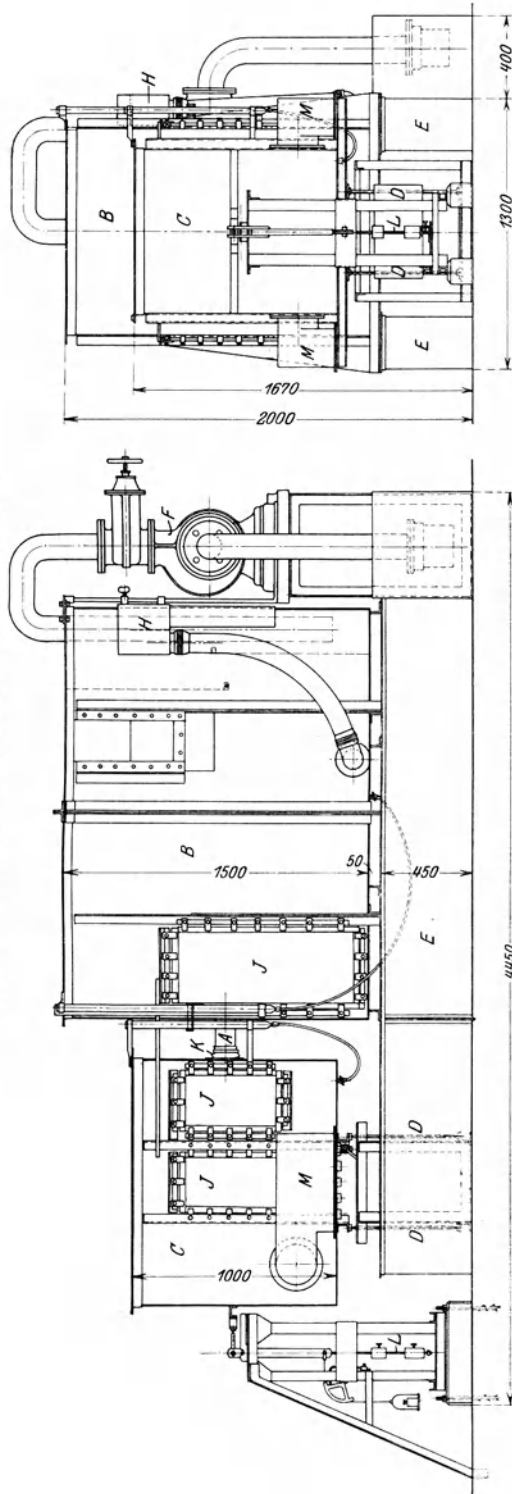


Abb. 3a/b.

Wasserspiegels läßt sich durch die Einstellung des Überlaufkastens [leicht und sicher regeln.

Beobachtungsfenster J sind in die Seitenwände des festen Kastens dort, wo die Düse liegt, eingesetzt. Ihre lichte Öffnung beträgt 350×850 mm. Sie ermöglichen Beobachtung und Photographieren der Vorgänge vor der Düse, ihre Einrichtung hat sich schon allein zur Beobachtung bewährt.

Versuchseinrichtung zur Strahldruckmessung.

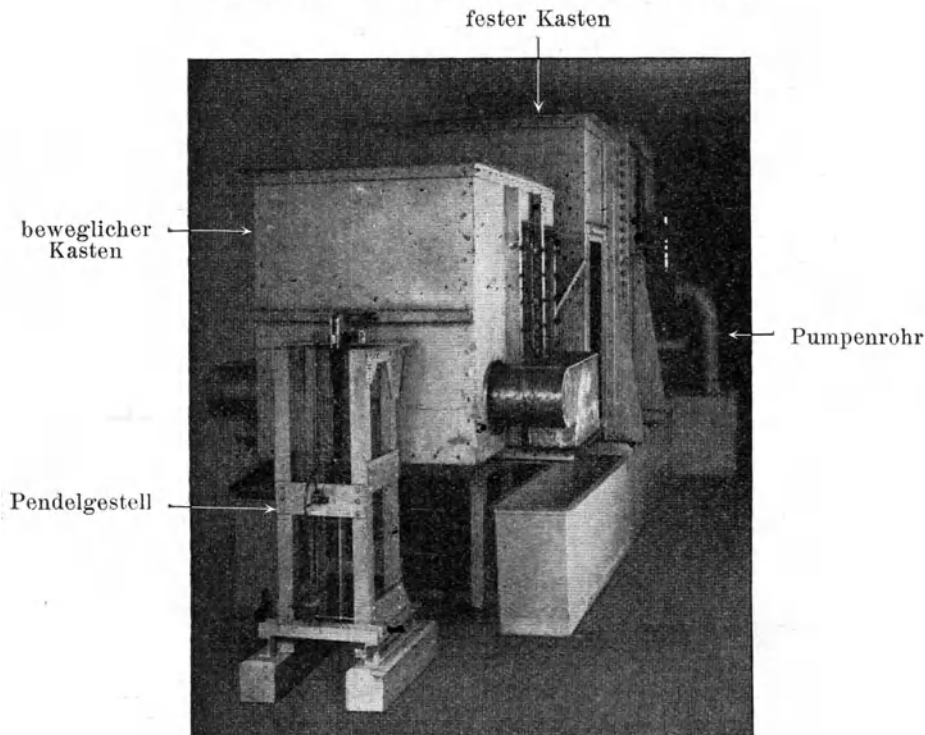


Abb. 4.

Der Meßkasten G ist 1,2 m lang, 0,8 m breit und 1,0 m hoch. Er ist auf 4 Stützen D beweglich aufgestellt. Die Stützen haben oben und unten gehärtete Stahlschneiden, die in Pfannen ruhen; die Pfannen für je 2 Schneiden sind auf einem U-Eisen verschraubt. Zwei U-Eisen liegen am Boden einbetoniert, zwei U-Eisen sind unter dem Kastenboden angeschraubt. Die 4 Stützen sind zu je zwei durch Platten zu zwei festen Stützrahmen verbunden, welche ein Schränken des Kastens auf den Schneiden verhindern. Die horizontale Bewegung des Meßkastens ist durch Klammern vom festen Kasten auf 30 mm begrenzt. In vertikaler Richtung kann der Kasten durch Schraubenwinden von den Schneiden gehoben werden.

Die Dichtung gegen das Düsenrohr erfolgt durch eine ringförmige dünne Gummimembran K, welche durch einen Flansch am Meßkasten wasserdicht angedrückt ist und auf dem Düsenrohr durch einen starken übergestreiften Gummiring festgepreßt wird.

Der labile Zustand des Meßkastens wird durch ein Pendel L stabilisiert, dessen Stabilität durch Gewichte veränderlich ist und gegen welches sich der Kasten mit einer Schneide stützt. Das Pendel hängt auf Schneiden in einem festen, im Boden verankerten Ständer.

Über die Meßeinrichtung selbst wird später berichtet.

4 Beobachtungsfenster J sind im Meßkasten eingesetzt; je zwei an jeder Seite von 250×450 mm lichter Öffnung. Sie ermöglichen die Beobachtung der Strömungsvorgänge an der Austrittseite des Wasserstrahles.

Der Meßkasten hat seitliche Ansatzkästen M, in deren Boden je 10 verschließbare Abflußdüsen angebracht sind, zwei Düsen haben Stellhähne. Durch die Anzahl der geöffneten Düsen kann die aus dem Meßkasten ausfließende Wassermenge nach Wunsch geregelt werden. Das Wasser des Strahles strömt aus dem Meßkasten durch seitliche Öffnungen von je 200 mm Durchmesser in die beiderseitigen Ansatzkästen und aus diesen durch die Abflußdüsen senkrecht nach unten in die dort stehenden Wasserrinnen E von 250 mm Breite und 450 mm Höhe, welche zum Pumpenwasserbehälter führen. Über diesem steht auf einem Eisengestell der 6 PS-Elektromotor mit der von Weise & Monski bezogenen Niederdruck-Zentrifugalpumpe F, welche das Wasser wieder in den festen Kasten befördert und somit den Kreislauf des Wassers hervorruft.

c) Die Betriebsweise ist folgende: Die Kästen sind gleich hoch mit Wasser gefüllt, die Abflußdüsen sind geschlossen. Der Motor wird angelassen; die Pumpe fördert, die Fördermenge wird durch den Schieber geregelt; der Wasserstand sinkt im Gerinne, aus dem die Pumpe saugt, und steigt in den Kästen.

Jetzt wird im Meßkasten eine Anzahl Abflußdüsen geöffnet, jedoch nur soviel, daß die Fördermenge die Abflußmenge immer noch um ein Geringes überwiegt. Inzwischen hat sich infolge des Strömungszustandes ein Höhenunterschied in den beiden Kästen eingestellt. Der Überschuß der Fördermenge über die Abflußmenge bewirkt ein Steigen der Wasserstände in beiden Kästen, bis der Spiegel im festen Kasten die Überlaufhöhe erreicht hat. Nunmehr fließt der Überschuß der Fördermenge über den Überfall ins Gerinne zurück, und der Beharrungszustand tritt allmählich ein.

Es bestehen nun drei Möglichkeiten, diesen Beharrungszustand zu verändern.

1. Änderung der Fördermenge durch den Pumpenschieber oder die Motorregelung.

Eine Vergrößerung der Fördermenge bewirkt: Der größere Überschuß muß durch den Überfall fortgeschafft werden, es tritt demgemäß eine Erhöhung des Wasserspiegels in beiden Kästen um einige Millimeter ein, dadurch strömt

a) im festen Kasten mehr Wasser durch den Überfall unmittelbar zum Pumpenbehälter zurück,

b) strömt auch durch die Abflußdüsen im Meßkasten eine etwas größere Menge, weil auch der Wasserstand im Meßkasten größer ist,

c) also strömt auch durch das Düsenrohr eine größere Menge, der Spiegelunterschied in beiden Kästen und der Strahldruck wächst.

2. Änderung der Wasserstandshöhe durch das Heben bzw. Senken des Überfallkastens.

Heben des Überlaufkastens bewirkt: Der Wasserstand in beiden Kästen steigt allmählich, bis ein Überlaufen erneut eintritt.

a) Infolge größerer Druckhöhe fließt dann durch die Abflußdüsen des Meßkastens eine größere Menge.

b) Also strömt auch durch das Düsenrohr eine größere Menge, der Spiegelunterschied in beiden Kästen und der Strahldruck wächst.

c) Da die Ausflußmenge wächst, die Fördermenge die gleiche bleibt, fließt als Überschuß durch den Überfall eine verhältnismäßig kleinere Menge ab.

3. Änderung der Druckhöhe d. h. des Wasserspiegelunterschiedes und damit des Strahldruckes durch Öffnen oder Schließen von Abflußdüsen.

Werden z. B. während des Versuches Abflußdüsen geschlossen, so verringert sich die Abflußmenge.

a) Durch das Düsenrohr strömt ebenfalls eine kleinere Menge, der Spiegelunterschied in den Kästen und der Strahldruck wird kleiner.

b) Da bei gleicher Fördermenge die Abflußmenge kleiner ist, strömt mehr durch den Überfall, d. h. der Wasserspiegel im festen Kasten steigt etwas.

c) Da auch im Meßkasten der Wasserspiegel gestiegen ist, fließt durch die offenen Abflußdüsen etwas mehr Wasser als vorher durch dieselben Düsen.

Hieraus geht hervor, daß unter Beibehaltung der Fördermenge ein bestimmter Spiegelunterschied in beiden Kästen am wirk-

samsten durch Regelung der Abflußdüsen, eine bestimmte Wasserhöhe bei gleichbleibendem Spiegelunterschied durch Regelung des Überfalls unter Beachtung gewisser Begleiterscheinungen erzielt wird.

4. Meßverfahren.

Der gesuchte Druckverlust eines Strahles unter Wasser ist durch Messung zu bestimmen nach der Formel 2)

$$\frac{m v_m}{2 F \gamma h} = \mu^2.$$

In der Formel sind abgesehen von den Konstanten F und γ durch Messung zu bestimmen:

Die Druckhöhe h , d. h. der Wasserspiegelunterschied in beiden Kästen und der wirkliche Strahldruck $m \cdot v_m$, der auf den Meßkasten ausgeübt wird.

a) Meßverfahren zur Bestimmung der Druckhöhe h .

Die Druckhöhe h wird an Wasserstandsgläsern abgelesen. Diese sind 35 mm weite Glasrohre, welche durch einen Gummischlauch mit einem Hahn am Boden des betreffenden Kastens verbunden sind. Durch Drosselung des Hahns wird auch bei unruhigem Wasserspiegel im Kasten eine ruhige Oberfläche im Meßglase erreicht. Die Weite des Meßglases sichert bei Vermeidung von Kapillarwirkung eine ebene Wasseroberfläche, welche für genaue Ablesung erwünscht ist. Die beiden Meßgläser sind dicht nebeneinander angebracht. Ein Schieber mit zwei in horizontaler Ebene gespannten feinen Drähten von 0,1 mm Durchmesser läuft an senkrechter Stange neben den Gläsern, und zwar liegt der eine Draht hinter den Gläsern, der andere vor ihnen. Der Schieber wird zum Ablesen der Wasserhöhe so eingestellt, daß beim Visieren die Ebene der Spanndrähte mit der Wasserspiegel-ebene im Meßglase zusammenfällt, die Höhe dieser Ebene wird an einem hinter den Meßgläsern angeschraubten Maßstabe durch Visieren abgelesen. Die Feinheit der Drähte erlaubt eine auf 0,2 mm genaue sichere Ablesung der Wasserstände.

Die Meßfehler betragen also bei Spiegelunterschieden von 100 mm im ungünstigsten Fall bei der Ablesung des unteren Wasserstandes — 0,2 mm, bei der des oberen + 0,2 mm, d. h. 0,4 mm oder $\frac{4}{1000}$. Mit kleineren Spiegelunterschieden als 100 mm wurde im allgemeinen nicht gearbeitet.

Eine Klärung bedarf die Frage, ob die besondere Lage des Anschlußhahnes der Meßgläser an einer bestimmten Stelle des Kastenbodens vielleicht

im Meßglase eine andere Spiegelhöhe verursacht, als der Wasserspiegel im Kasten tatsächlich besitzt.

Zur Feststellung wurde die Schlauchverbindung des Meßglases mit der betreffenden Bodenöffnung gelöst und das Meßglas durch den Schlauch statt dessen mit einem Schenkel eines U-förmig gekrümmten Rohres verbunden. Der andere nach unten zeigende Schenkel dieses Rohres wurde über den Kastenrand hinweg von oben in die Wasserfläche des Kastens an verschiedenen Stellen nach Belieben eingetaucht. Dieses Rohr wirkt, nachdem angesaugt ist, als Heber, und das Wasser steigt im Meßglase bis zu derjenigen Wasserspiegelhöhe, welche im Kasten dort herrscht, wo das Heberrohr eingetaucht ist. Hierdurch konnte während des Versuches die Spiegelhöhe an jedem beliebigen Punkt der Wasseroberfläche nachgemessen werden. Solche Prüfung wurde bei jedem neuen Versuch einmal vorgenommen und zwar immer mit dem gleichen Ergebnis, daß die Ablesungen bei Benutzung sowohl des Heberrohres wie der Bodenöffnung in allen Fällen übereinstimmten, daß also das mit der Bodenöffnung verbundene Meßglas die wahre Wasserspiegelhöhe anzeigt.

Auch über dem Wasserstrahl selbst zeigte die Messung der Spiegelhöhe weder im festen noch im beweglichen Kasten Abweichungen, so daß bei allen Versuchen ein innerhalb der Meßgrenzen ebener Wasserspiegel geherrscht hat, wenn auch im Meßkasten durch den hineinströmenden Strahl die Oberfläche unruhig war.

Daß im festen Kasten über der Einströmungsöffnung der Düse keine Absenkung des Spiegels bemerkbar wird, erklärt sich durch die genügende Wasserhöhe, die im ungünstigsten Falle noch immer über der Düse vorhanden war.

b) Meßverfahren zur Bestimmung des Strahldruckes.

a) Theoretische Grundlagen.

Der Strahldruck $m \cdot v_m$ wirkt auf den Meßkasten, welcher auf Schneiden horizontal beweglich steht und den Druck auf ein Pendel überträgt. Ein am Pendel angreifendes Zuggewicht hält das System im Gleichgewicht und gibt zugleich das Maß für den Strahldruck. Sämtliche Gelenke des Systems sind zur Verringerung der Reibung als Schneiden ausgeführt, die Pendelachse stützt sich in vertikaler und horizontaler Richtung auf Schneiden, der Faden des Zuggewichts ist über ein ausgeglichenes auf einer Schneide liegendes Segment geführt (Abb. 5).

Bei senkrechter Stellung der Stützen würde der Kasten im labilen Gleichgewichtszustand sein. Die Stützen sind nun nach hinten um einen kleinen Winkel α geneigt, der Kasten vom Gewicht P lehnt sich also bei C gegen das in B drehbare Pendel.

Der horizontale Druck des Kastens bei der Neigung um α ist:

$$D = \frac{P \cdot e}{a} = \frac{P \cdot a \cdot \sin \alpha}{a} = P \cdot \sin \alpha$$

Diesem Druck wird entgegengewirkt durch ein am Pendel mit dem Hebelarm $y \cdot b$ angreifendes Zuggewicht q . Der Gegendruck des Pendels bei C ist also:

$$G = \frac{q \cdot y \cdot b}{b} = q \cdot y.$$

Als Gleichgewichtsbedingung ist also erforderlich

$$P \cdot \sin \alpha = q \cdot y. \dots \dots \dots 4)$$

Diese Gleichung gilt für eine Neigung des Kastens um α und für senkrecht hängendes Pendel, d. h. für die normale Ruhelage.

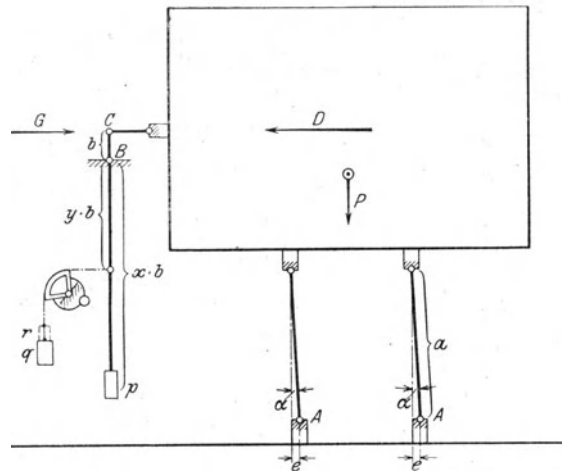


Abb. 5.

Ob in dieser Lage stabiles oder labiles Gleichgewicht besteht, hängt nun davon ab, ob das stabile Gleichgewicht des Pendels das labile Gleichgewicht des Kastens überwiegt oder nicht.

Die Stabilität des Pendels hängt von der Größe und Stellung des Gewichtes p ab. Mit Hilfe von p kann ein beliebiger Grad von Stabilität des ganzen Systems erzielt werden. Das labile Gleichgewicht des Kastens ist von seinem jeweiligen Gewicht P abhängig, welches mit der Wassermenge im Kasten entsprechend zunimmt.

Die Meßgenauigkeit erfordert möglichst geringe Stabilität des Systems, damit kleine Kraftschwankungen deutlich meßbare Pendelausschläge hervorrufen; eine Grenze für die Verringerung der Stabilität tritt indessen ein, wenn schon

kleine Kraftunterschiede zu große und unruhige Pendelbewegungen verursachen.

Die Meßvorrichtung ist so feinfühlig, daß auch bei dem größten über 1000 kg betragenden Gewicht des Kastens mit Wasserinhalt ein leichtes Anblasen der Rückwand genügt, um das Pendel merkbar ausschlagen zu lassen.

Die Stabilitätsbedingung für das System ergibt sich aus folgenden Gleichungen :

Bei geringer horizontaler Verschiebung des Kastens aus der Gleichgewichtslage z. B. um die Strecke ϵ beträgt die

$$\text{Vergrößerung des Kastendruckes } \frac{P \cdot \epsilon}{a}$$

Das Pendel wird hierdurch bei C ebenfalls um ϵ aus der Senkrechten gedrückt, das Pendelgewicht p um $\epsilon \cdot x$.

Die Vergrößerung des Pendelgedrucks ist also $\frac{P \cdot \epsilon \cdot x}{b}$.

Stabilitätsbedingung ist nun: $\frac{P \cdot \epsilon \cdot x}{b} > \frac{P \cdot \epsilon}{a}$ oder:

$$p \cdot x > \frac{P \cdot b}{a} \dots \dots \dots 5)$$

d. h. der Pendelgedruck muß bei geringer Verschiebung aus der Gleichgewichtslage größer sein als der Kastendruck.

Während des Versuches wirken ferner zwei weitere Kräfte auf das System ein, nämlich der von dem Strahl auf den Meßkasten ausgeübte horizontal wirkende Strahldruck $m \cdot v_m$ und der senkrecht nach oben wirkende Rückdruck der aus den Abflußdüsen ins Gerinne strömenden Wassermenge m.

Es tritt also eine neue in C auf das Pendel wirkende Horizontalkraft hinzu, sie wird durch ein bei q hinzugefügtes entsprechendes Gegengewicht r ausgeglichen und zugleich gemessen.

Die in C wirkende, durch r gemessene Horizontalkraft ist etwas kleiner als der wirkliche Strahldruck und zwar um die Größe der dem Strahldruck entgegen wirkenden Horizontal Komponente des Rückdruckes $m \cdot v_a \cdot \sin \alpha$, wo v_a die Abflußgeschwindigkeit aus den Düsen bedeutet.

Die Gleichung aller Horizontalkräfte während eines Versuches lautet also:

$$P \cdot \sin \alpha + m \cdot v_m - m \cdot v_a \cdot \sin \alpha = (q + r) \cdot y \dots \dots \dots 6)$$

wird nach Gleichung 4) $P \cdot \sin \alpha = q \cdot y$ gesetzt:

$$m \cdot v_m = (q + r) \cdot y - q \cdot y + m \cdot v_a \cdot \sin \alpha \dots \dots \dots 7)$$

Der gesuchte Strahldruck = Unterschied der Gewichte während des Versuches und in der Ruhelage + Rückdruckkorrektur.

β) Praktische Durchführung.

Die Glieder der rechten Seite sind durch den Versuch zu ermitteln.

1. Rückdruckkorrektur $m \cdot v_a \sin \alpha$.

Die abfließende Wassermenge m ist annähernd aus dem beim Versuch gemessenen Strahldruck zu bestimmen, die Abflußgeschwindigkeit v_a aus der Druckhöhe über den Abflußdüsen bzw. aus dem geöffneten Düsenquerschnitt. $\sin \alpha$ ist durch Gleichung 4) $P \sin \alpha = q \cdot y$ für die senkrechte Pendelstellung ein für alle Mal zu ermitteln. Es ist:

$$\sin \alpha = 0,013.$$

Da dieser Wert, d. h. die Neigung des Kastens so klein ist, erreicht der Wert $m \cdot v_a \sin \alpha$ überhaupt nur Größen von etwa 3% des Strahldruckes. Würden also bei Ermittlung von m und v_a selbst Fehler von 10% gemacht, so würde das Meßergebnis für den Strahldruck dadurch nur um 10% von 3%, d. h. um 3‰ gefälscht sein.

Ein merkbarer Fehler kann also durch ungenaue Bestimmung der Rückdruckkorrektur nicht eintreten.

2. Das Hebelverhältnis y ist dadurch bestimmt, daß in der Ruhelage durch ein Zuggewicht auf den Kasten eine bekannte horizontale Zugkraft Q ausgeübt wird, welche durch ein am Pendel angreifendes Zuggewicht q ausgeglichen wird. Das Verhältnis $\frac{Q}{q}$ entspricht dann dem Hebelverhältnis y .

Dieses ist durch zahlreiche übereinstimmende Versuche mit Zuggewichten Q von 1 bis 7 kg ermittelt worden zu $y = 10,0125$.

3. Das am Pendel angreifende Gewicht $q + r$ während des Versuches und das Gewicht q für die Ruhelage ist bei jedem Versuch zu ermitteln, d. h. es ist diejenige Gewichtsvermehrung $q + r - q = r$ festzustellen, welche erforderlich ist, um während des Versuches die gleiche Lage des Systems wiederherzustellen, welche in der Ruhelage unter Einwirkung von q bestand.

Als Voraussetzung für die Zulässigkeit eines solchen Vergleiches der beiden Gewichte $q + r$ und q muß in beiden Fällen derselbe statische Zustand des Systems herrschen, d. h. der Wert $P \cdot \sin \alpha$ muß der gleiche sein. Dazu gehört:

a) daß das Kastengewicht P das gleiche ist, d. h. daß der Wasserstand im Meßkasten der gleiche bei Bestimmung von q und von $q + r$ ist.

b) Daß die Pendelstellung und damit die Gleichgewichtslage des Systems, d. h. auch die Neigung des Kastens (also $\sin \alpha$) dieselbe ist.

Zu a. Die Gleichheit des Kastengewichtes und des Wasserstandes im Meßkasten wird mit Hilfe des Wasserstandsglases festgestellt.

Der größte mögliche Meßfehler bei der Ablesung am Wasserstandsglase könnte, wie früher mitgeteilt, 0,4 mm betragen.

Dieser Unterschied von 0,4 mm im Wasserstand des Meßkastens entspräche einem Gewichtsunterschied von 0,38 kg für P und einem Unterschied des Horizontaldruckes von 0,0045 kg, d. h. einem Meßfehler von 1 bis 2 ‰ für die gemessenen Strahldrücke. Dieser Fehler wäre also unwesentlich.

Zu b. Die Gleichheit der Pendelstellung während des Versuches und für die Ruhelage vor bzw. nach dem Versuch durch bestimmte Gewichte unmittelbar zu erreichen, ist schwer möglich, weil das Pendel infolge der wiederum wünschenswerten Feinfühligkeit des ganzen Systems ständig leicht schwankt, so daß subjektive Täuschungen eintreten können, wenn nur die senkrechte Pendelstellung durch ein bestimmtes Gewicht erreicht und abgelesen werden soll. Diese Unsicherheit wird dadurch überwunden, daß zunächst darauf verzichtet wird, durch ein bestimmtes Gewicht die genaue senkrechte Pendelstellung zu erzielen, daß vielmehr für eine Reihe von 4 bis 5 verschiedenen Gewichten die jeweilig zu dem betreffenden Gewicht gehörende mittlere Pendelstellung abgelesen wird mit Hilfe eines Zeigers, welcher, am Pendel befestigt, sich mit diesem vor einem Millimetermaßstab bewegt.

γ) Graphische Auftragung.

Diese Ablesungen werden dann in ein Kurvenblatt eingetragen, dessen Abszissen die Pendelstellung in Millimeter des Pendelausschlags, dessen Ordinaten die Gewichte $q + r$ bzw. q bezeichnen, welche den betreffenden Pendelausschlag hervorrufen.

Die eingetragenen Meßpunkte geben verbunden annähernd gerade Linien, von denen die obere Gerade die Gewichte $q + r$ angibt, welche während des Versuches dem Strahldruck entgegenwirkend den betreffenden Pendelausschlag bewirken, während die untere Gerade die Gewichte q angibt, welche in der Ruhelage bei Fortfall des Strahldrucks den Pendelausschlag hervorrufen.

Die Neigung der Geraden ist ein Maß für die bei dem gemessenen Zustande herrschende Stabilität des Systems. Einer größeren Neigung entspricht größere Stabilität, denn der gleiche Pendelausschlag erfordert dann ein größeres Gewicht. Die Stabilität wächst mit dem Differentialquotienten $\frac{dy}{dx}$.

Da bei gleichen statischen Zuständen des Systems gleiche Stabilität herrscht, müssen die Geraden $q + r$ und q für einen Versuch [parallel]laufen, wenn bei den Versuchen die Voraussetzung gleicher statischer Zustände erfüllt war.

Hierdurch ist eine scharfe und wertvolle Kontrolle der Messungen möglich, und selbst geringe Störungen können sogleich entdeckt und behoben werden. Meßfehler würden sichtbar hervortreten.

Der senkrechte Abstand der beiden Meßkurven beträgt: $q + r - q = r$, ist also gleich der gesuchten Horizontalkraft, so daß nunmehr nach Gleichung 7) der gesuchte Strahldruck ermittelt ist zu $m \cdot v_m = r \cdot y + m \cdot v_a \cdot \sin \alpha$.

Die genaue Ermittlung der senkrechten Pendelstellung ist unnötig, da die Kurven parallel sind. Die Größe der Horizontalkraft r kann für irgendeine in der Nähe der senkrechten Pendelstellung liegende Abszisse mit praktisch gleicher Genauigkeit aus dem senkrechten Kurvenabstand bestimmt werden.

5. Verlauf und Auswertung der Versuche.

Für die einzelnen Düsenrohre von 140 mm, 100 mm und 70 mm Durchmesser wurden Versuche bei mehreren Druckhöhen durchgeführt. Die während einer Versuchsreihe mit gleichbleibender Druckhöhe angestellten Versuche umfassen stets Messungen für mehrere verschiedene Tief lagen des Strahles unter Wasser. Vor den Versuchen und nach den Versuchen wurden Eichmessungen vorgenommen, deren Übereinstimmung untereinander die sicherste Gewähr dafür bietet, daß während der Versuche keine unberechenbaren Veränderungen der Versuchseinrichtung vorgekommen sind.

Ein Beispiel einer Versuchsreihe mit ihren Eichungen für das Düsenrohr von 140 mm Durchmesser bei einer Druckhöhe von etwa 150 mm und drei verschiedenen Tiefenlagen des Strahles unter Wasser ist in der Zahlentafel I und dem Kurvenblatt Abb. 6 wiedergegeben.

Versuchsreihe einer Strahldruckmessung.
Beispiel zu lfd. Nr. 13, 14, 15 der Zahlentafel.

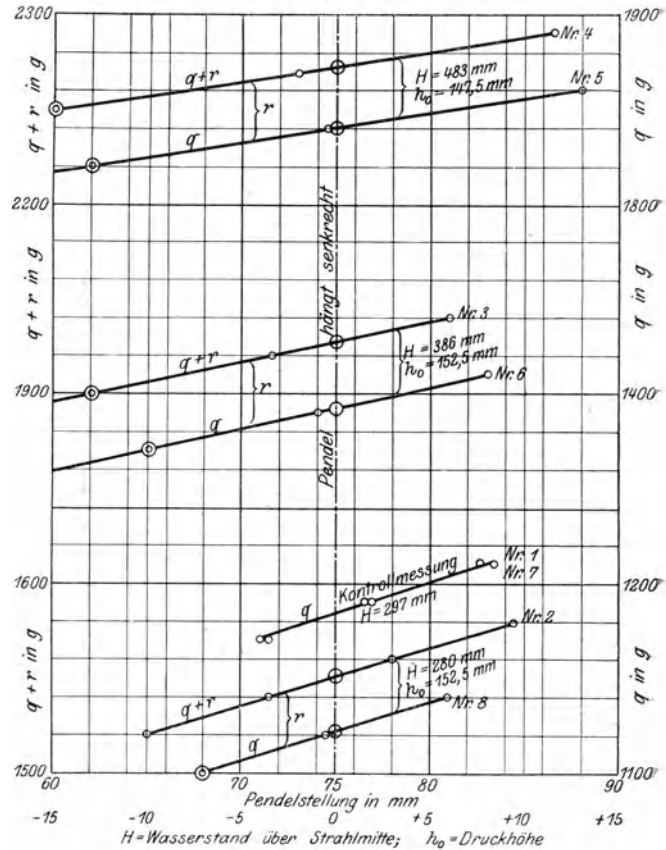


Abb. 6.

Zahlentafel I.

Beispiel einer Versuchsreihe (27. 11. 1913)
zu laufender Nr. 13, 14, 15 der Zahlentafel II.

Durchmesser des Düsenrohres = 139,8 mm.

Druckhöhe h_0 etwa 150 mm.

Lfd. Nr.	Wasserstand über Rohrmittle		Druck- höhe h_0 mm	Ablesungen			Gewichte bei senkrechter Pendelstellung		Bemerkungen
	Eintritt mm	Austritt mm		Gewichte		Pendel- stellung mm	q_0 g	$(q+r)_0$ g	
				q g	q+r g				
1	297,5	297,5	—	1170	—	71	1193	—	Eichung
				1190	—	76,5			
				1210	—	82,5			
2	432,5	280	152,5	—	1520	65	—	1551	Strahldruck- messung
				—	1540	71,5			
				—	1560	78			
				—	1580	84,5			
3	538,5	386	152,5	—	1900	62	—	1927	Strahldruck- messung
				—	1920	71,5			
				—	1940	81			
				—	1900	62			
4	630,5	483	147,5	—	2250	60	—	2273	Strahldruck- messung
				—	2270	73			
				—	2290	86,5			
				—	2250	60			
5	483	483	—	1820	—	62	1840	—	Eichung zu Nr. 4
				1840	—	74,5			
				1860	—	88			
6	386	386	—	1820	—	62	1490	—	Eichung zu Nr. 3
				1470	—	65			
				1490	—	74			
7	297,5	297,5	—	1510	—	83	1193	—	Kontrolle zu Nr. 1
				1470	—	65			
				1170	—	71,5			
8	280	280	—	1190	—	77,0	1122	—	Eichung zu Nr. 2
				1210	—	83,5			
				1100	—	68			
				1120	—	74,5			
				1140	—	81,0			
				1100	—	68			

6. Vorversuche

sind nun ausgeführt, um den Einfluß der Nähe von Wandungen auf die Wirkung des Wasserstrahles festzustellen und zu untersuchen, ob die Begrenzung der Versuchseinrichtung durch die festen Kastenwände die Strahlwirkung beeinträchtigen kann.

Eine Eisenplatte von 1000×800 mm Fläche wurde in verschiedener Lage und Entfernung zur Strahlachse eingebaut und untersucht, welchen Einfluß sie auf einen Strahl von 100 mm Durchmesser und etwa 2,3 m Geschwindigkeit ausübt, wenn der Wasserstand im festen Kasten 780 mm, im Meßkasten 480 mm über der Strahlachse steht. Der Einfluß wird durch den Wert μ^2 [Gleichung (2)] gekennzeichnet.

a) Einfluß einer Wandung vor der Düse vom Durchmesser $d = 100$ mm im Zustrom, also im festen Kasten.

1. Wand senkrecht zur Strahlachse vor dem Düseneintritt

Platte 2 d entfernt $\mu^2 = 0,935$

„ 3 d „ $\mu^2 = 0,940$

Kastenwand 16 d „ $\mu^2 = 0,955$ (ohne Platte).

2. Wand parallel zur Achse horizontal darüber

Platte 1 d entfernt $\mu^2 = 0,94$

„ 2 d „ $\mu^2 = 0,955$

„ 3,5 d „ $\mu^2 = 0,955$

Wasserspiegel 7,8 d „ $\mu^2 = 0,955$ (ohne Platte).

3. Wand parallel zur Achse horizontal darunter

Platte 1,2 d entfernt $\mu^2 = 0,94$

Kastenboden 5 d „ $\mu^2 = 0,955$ (ohne Platte).

4. Wand parallel zur Achse vertikal seitlich

Platte 1,5 d entfernt $\mu^2 = 0,935$

Kastenwand 5 d „ $\mu^2 = 0,955$ (ohne Platte).

b) Einfluß einer Wandung hinter dem Strahlaustritt im Meßkasten.

1. Wand senkrecht zur Strahlachse hinter dem Strahlaustritt

Platte 3 d entfernt $\mu^2 = 0,955$

„ 4,5 d „ $\mu^2 = 0,955$

„ 7 d „ $\mu^2 = 0,955$

Kastenwand 11 d „ $\mu^2 = 0,955$ (ohne Platte).

2. Wand parallel zur Achse horizontal darüber
 - Platte 1 d entfernt $\mu^2 = 0,955$
 - „ 2 d „ $\mu^2 = 0,955$
 - „ 4 d „ $\mu^2 = 0,955$
 - Wasserspiegel 4,8 d „ $\mu^2 = 0,955$ (ohne Platte).
3. Wand parallel zur Achse horizontal darunter
 - Platte 1 d entfernt $\mu^2 = 0,955$
 - Kastenboden 3,2 d „ $\mu^2 = 0,955$ (ohne Platte).
4. Wand parallel zur Achse vertikal seitlich
 - Platte 1 d entfernt $\mu^2 = 0,955$
 - Kastenwand 4 d „ $\mu^2 = 0,955$ (ohne Platte).

Ein Einfluß vor der Düse, also im festen Kasten, beginnt erst, wenn die Wände vor dem Düseneintritt weniger als etwa 10 d und wenn sie von der Strahlachse parallel weniger als etwa 2 d entfernt sind. Hinter dem Strahlaustritt im Meßkasten selbst, wenn die Wände von der Strahlachse parallel nur 1 d entfernt sind, kein Einfluß bemerkbar. Voraussetzung ist, daß die Querschnitte im Zustromraum im Verhältnis zum Strahlquerschnitt so groß sind, daß keine merkbare Strömung entsteht. Diese Verhältnisse sind bei der Versuchseinrichtung gewahrt, eine Beeinflussung der Strahlwirkung durch Wandungen kommt nach den Vorversuchen also nicht zur Geltung, es liegen mithin praktisch mit genügender Annäherung die Verhältnisse eines in ruhende unbegrenzte Flüssigkeit eintretenden Strahles vor, und die gewonnenen Ergebnisse behalten ihre Gültigkeit auch für Eintritt eines Strahles in unbegrenzte Flüssigkeit.

7. Ergebnisse.

Die Versuche selbst erstrecken sich nun auf die Messung des Strahldruckes einzelner Strahlen von verschiedenem Durchmesser und verschiedener Geschwindigkeit in Abhängigkeit von der Tiefenlage des Strahles unter der Wasseroberfläche.

Es wurden Strahlen von folgendem Durchmesser bei verschiedenen Wassergeschwindigkeiten untersucht:

1. Durchmesser $d = 139,8$ mm, Querschnittsfläche $F = 153,5$ cm²
2. „ $d = 99,8$ mm, „ $F = 78,3$ cm²
3. „ $d = 70,15$ mm, „ $F = 38,65$ cm².

Die Tiefenlage der Strahlachse unter der Wasseroberfläche betrug zwischen 1 d und 5 d.

Die Versuchsergebnisse sind in der Zahlentafel II niedergelegt, in deren Spalten die einzelnen Werte der Formel 2)

$$\frac{m v_m}{2 F \gamma h} = \frac{r \cdot y + m \cdot v_a \cdot \sin \alpha}{2 F \gamma h} = \mu^2$$

eingetragen sind.

In den Kurvenblättern (Abb. 7) ist der Wert μ^2 als Ordinate dargestellt abhängig von der Tiefenlage der Strahlachse bzw. dem Verhältnis d/H , des Strahldurchmessers d zur Wasserhöhe H über der Strahlachse, welches als Abszissenwert aufgetragen ist.

Ergebnisse der Strahldruckmessung.

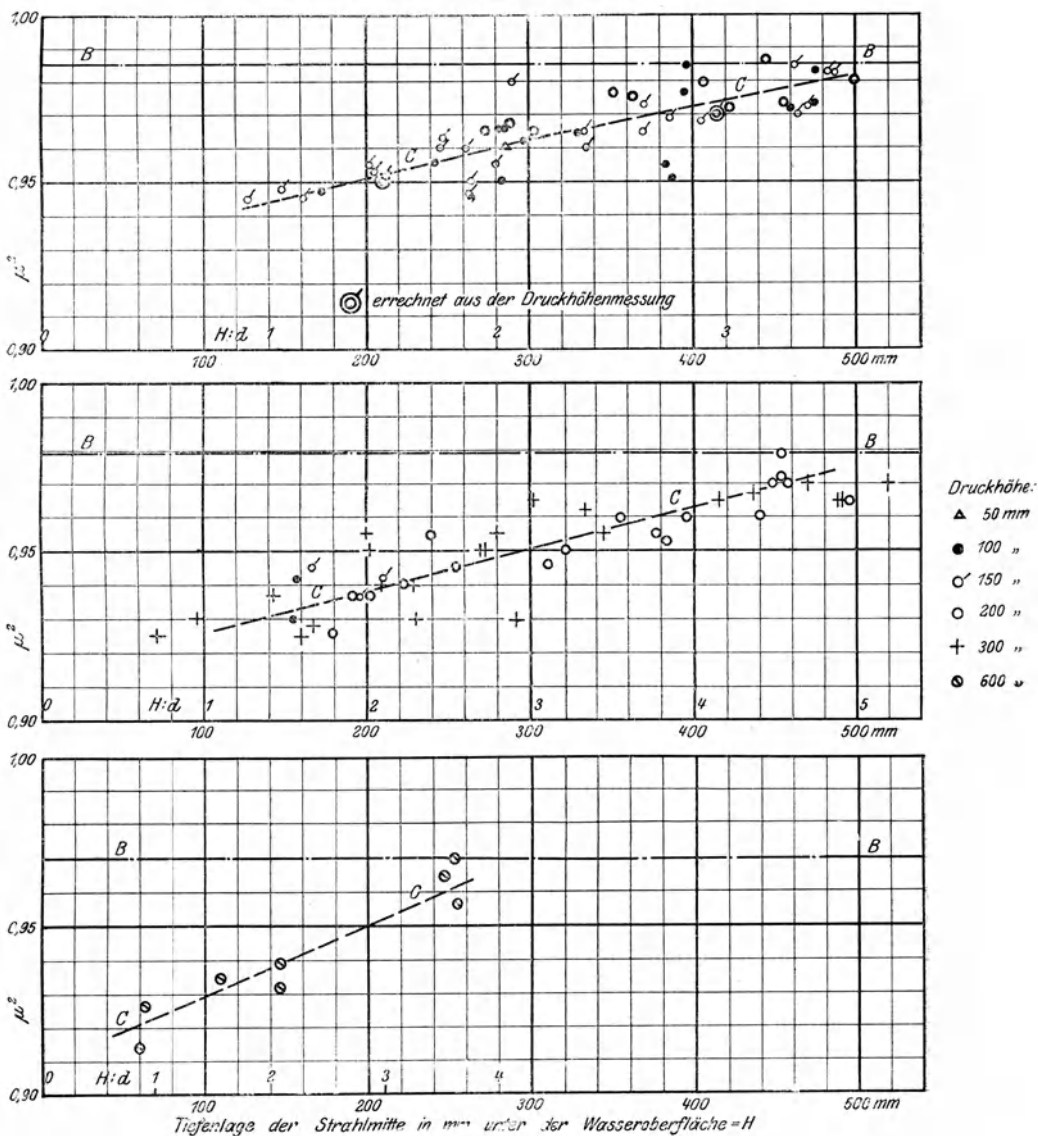


Abb. 7 I/II.

Zahlentafel II.
Strahldruckmessungen
für Düsenrohre von 139,8 mm, 99,8 mm, 70,15 mm Durchmesser.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Lfd. Nr.	Wasser- stand über der Rohr- mitte mm	Wasser- spiegel- Unter- schied h mm	Ab- lesung q + r g	Ab- lesung q g	Diffe- renz r g	r · y g	Kor- rekt. R g	Strahldruck		μ^2	Be- merkungen und Datum
								ge- messen $m \cdot v_m$ g	theo- retisch $2F \gamma h$ g		
Durchmesser des Düsenrohres 139,8 mm.											
1	128	148	1024	608	416	4215	95	4310	4570	0,945	} 22/11. 1913
2	262	148	1471	1049	422	4275	110	4385	4570	0,96	
3	370	149	1860	1430	430	4355	120	4475	4590	0,973	
4	483	152	2288	1845	443	4485	130	4615	4690	0,983	
5	334	148	1745	1322	423	4285	118	4403	4570	0,965	} 24/11. 1913
6	161	149,5	1153	733	420	4255	100	4355	4600	0,945	} 25/11. 1913
7	263	151,5	1502	1075	427	4325	110	4435	4675	0,95	
8	465	149	2215	1789	426	4315	128	4443	4580	0,97	
9	247	148,5	1443	1018	425	4305	108	4413	4580	0,963	
10	148	150	1113	690	423	4285	100	4385	4620	0,948	} 26/11. 1913
11	246	151	1441	1011	430	4355	108	4463	4650	0,96	
12	205	149	1299	879	420	4255	105	4360	4580	0,953	} 27/11. 1913
13	280	152,5	1551	1122	429	4361	110	4501	4700	0,955	
14	386	152,5	1927	1490	437	4441	120	4561	4700	0,969	
15	483	147,5	2273	1840	433	4401	130	4531	4590	0,983	
16	298	102	1475	1186	289	2930	90	3020	3140	0,962	} 28/11. 1913
17	397	101	1825	1530	295	2990	100	3090	3140	0,985	
18	285	101,5	1437	1148	289	2930	90	3020	3130	0,966	
19	388	101	1790	1508	282	2860	100	2960	3110	0,952	
20	460	103,5	2106	1811	295	2990	105	3095	3190	0,972	} 29/11. 1913
21	173	100	1051	772	279	2830	80	2910	3080	0,947	
22	262	102,5	1353	1070	283	2870	90	2970	3150	0,945	
23	281	101,5	1419	1135	284	2880	90	2970	3130	0,950	
24	383	100,5	1781	1500	281	2850	100	2950	3100	0,955	} 1/12. 1913
25	476	100	2117	1832	285	2890	107	2997	3.80	0,973	
26	241	99	1282	1003	279	2830	85	2915	3050	0,956	
27	283	99,5	1432	1149	283	2870	90	2260	3060	0,966	
28	395	99	1812	1528	284	2880	100	2980	3050	0,977	} 2/12. 1913
29	476	101,5	2119	1825	294	2980	105	3085	3130	0,984	
30	286	52	1306	1160	146	1475	60	1535	1600	0,96	} 3/12. 1913
31	287	202	1746	1163	583	5900	120	6020	6220	0,967	
32	362	201,5	2014	1426	588	5950	125	6075	6210	0,975	

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
Lfd. Nr.	Wasser- stand über der Rohr- mitte mm	Wasser- spiegel- Unter- schied h mm	Ab- lesung	Ab- lesung	Diffe- renz	r	y	Kor- rekt. R	Strahl- druck		Ver- lust μ^2	Be- merkungen und Datum
			q + r	q	r	g	g	g	g	g		
33	444	200	2304	1714	590	5970	135		6105	6170	0,987	} 3/12. 1913
34	459	200	2389	1809	580	5870	140		6010	6170	0,973	
35	500	200	2496	1913	583	5900	145		6045	6170	0,980	
36	405	199	2079	1495	584	5910	125		6035	6130	0,980	12/2. 1914
37	330	99	1528	1245	283	2870	90		2960	3060	0,965	14/2. 1914
38	422	204,5	2179	1564	595	6020	120		6140	6320	0,972	} 17/2. 1914
39	353	195,5	1901	1330	571	5780	110		5890	6020	0,976	
40	335	151	1720	1290	430	4355	110		4465	4650	0,962	25/2. 1914
41	202	150,5	1265	838	427	4325	95		4420	4630	0,955	} 26/2. 1914
42	290	152,5	1589	1143	446	4515	105		4620	4700	0,98	
43	370	149,5	1833	1407	426	4315	115		4430	4600	0,965	
44	463	146	2157	1731	426	4315	125		4440	4500	0,985	} 27/2. 1914
45	262	151	1456	1033	423	4285	100		4385	4650	0,945	

Durchmesser des Düsenrohres 99,8 mm.

1	167	149,2	1215	1001	214	2165	40		2205	2345	0,945	} 15/7. 1913
2	205	150	1289	1074	215	2175	50		2225	2350	0,942	
3	198	150,3	1275	1061	214	2165	50		2215	2358	0,937	16/7. 1913
4	155	100,5	1279	1138	141	1428	30		1458	1570	0,930	} 27/7. 1913
5	157	99,5	1283	1140	143	1448	30		1478	1560	0,942	
6	302	299	1707	1266	441	4465	100		4565	4700	0,965	} 3/9. 1913
7	96	299	1235	809	426	4312	75		4387	4700	0,930	
8	200	299	1473	1039	434	4395	85		4480	4700	0,955	} 18/9. 1913
9	201	301	1234	800	434	4395	80		4475	4720	0,950	
10	415	299	1790	1350	440	4455	85		4540	4700	0,965	
11	167	301	1138	713	425	4305	80		4385	4720	0,928	} 19/9. 1913
12	273	300	1420	985	435	4405	82		4487	4710	0,95	
13	143	300	1077	650	427	4325	80		4405	4710	0,937	} 20/9. 1913
14	209	301	1249	820	429	4345	82		4422	4720	0,94	
15	270	301	1411	976	435	4405	85		4490	4720	0,95	
16	334	299	1580	1142	438	4435	86		4521	4700	0,962	} 2/10. 1913
17	437	300,5	1852	1410	442	4475	90		4565	4715	0,967	
18	440	198,5	1408	1121	287	2906	76		2982	3105	0,96	} 2/10. 1913
19	497	200,5	1536	1245	291	2946	78		3024	3135	0,965	
20	203	200	911	628	283	2896	62		2928	3130	0,937	

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Lfd. Nr.	Wasser- stand über der Rohr- mitte mm	Wasser- spiegel- Unter- schied h mm	Ab- lesung q + r g	Ab- lesung q g	Diffe- renz r g	r · y g	Kor- rekt. R g	Strahldruck		Ver- lust μ^2	Be- merkungen und Datum
								ge- messen $m \cdot v_m$ g	theo- retisch $2 F \gamma h$ g		
21	356	200	1235	944	291	2946	74	3020	3130	0,96	6/10. 1913
22	457	200	1449	1156	293	2966	77	3043	3130	0,97	
23	520	300,5	1738	1295	443	4485	95	4570	4715	0,97	
24	345	301	1359	923	436	4415	87	4502	4720	0,955	
25	291	302,5	1243	812	431	4365	81	4446	4740	0,93	
26	229	301,5	1113	682	431	4365	78	4443	4725	0,94	
27	230	300,5	1115	690	425	4305	75	4380	4715	0,93	
28	160	299	971	551	420	4255	73	4328	4700	0,925	
29	71	289	802	396	406	4115	67	4182	4530	0,925	
30	492	301	1685	1446	439	4445	94	4539	4720	0,965	
31	490	285,5	1686	1268	418	4235	85	4320	4475	0,965	11/10. 1913
32	383	201,5	1157	867	290	2937	75	3012	3160	0,953	5/3. 1914
33	454	200,5	1312	1014	297	3007	80	3087	3140	0,980	
34	255	198	914	632	282	2855	70	2925	3100	0,945	6/3. 1914
35	322	199	1051	767	284	2875	75	2950	3115	0,95	
36	397	202	1199	907	292	2955	75	3030	3160	0,96	
37	454	199	1304	1015	291	2945	80	3025	3115	0,972	11/3. 1914
38	311	197	1031	751	280	2835	75	2910	3085	0,945	
39	448	201	1310	1017	293	2965	80	3045	3140	0,970	12/3. 1914
40	378	196	1162	881	281	2845	75	2920	3070	0,955	13/3. 1914
41	240	198	902	615	287	2905	65	2970	3100	0,955	
42	195	200	802	518	284	2875	60	2935	3130	0,937	14/3. 1914
43	224	199	868	585	283	2865	65	2930	3120	0,94	
44	180	202,5	794	510	284	2875	60	2935	3175	0,925	16/3. 1914
45	469	304	1495	1048	447	4525	90	4615	4760	0,970	
46	279	303	1132	692	440	4455	80	4535	4740	0,955	

Durchmesser des Düsenrohres 70,15 mm.

1	247	604	1047	607	440	4455	55	4510	4670	0,965	20/3. 1914
2	252,5	600,5	1046	607	441	4465	55	4520	4640	0,970	21/3. 1914
3	63	598,5	765	348	417	4225	40	4265	4620	0,925	22/3. 1914
4	109,5	602	830	405	425	4305	45	4350	4650	0,935	
5	146	603,5	875	450	425	4305	45	4350	4660	0,933	
6	146,5	607	880	450	430	4355	45	4400	4690	0,938	
7	255,5	601	1036	605	431	4365	50	4415	4640	0,955	
8	60	600,5	754	343	411	4165	40	4205	4640	0,915	

Durch den Wert μ^2 ist die Verlustgröße bestimmt, um welche der gemessene wirkliche Strahldruck geringer ist als der theoretisch zu erwartende.

Um eindeutig festzulegen, welchen Anteil an diesem Verlust der Widerstand hat, welcher durch Ausfluß des Strahles unter Wasser entsteht, ist zunächst zu untersuchen, welche Widerstände mit derselben Versuchseinrichtung bei Ausfluß des Strahles in freie Luft auftreten würden und welchen Anteil sie an dem Gesamtverlust haben.

Bei Ausfluß durch eine Düse mit Ansatzrohr in freie Luft entstehen

1. Kontraktionsverluste,
2. Rohrreibungsverluste.

Zu 1. **Kontraktionsverluste** treten, wie bereits eingangs aus der Literatur festgestellt wurde, bei einer gut ausgerundeten Düse nicht auf. Dieses trifft hier zu und findet Bestätigung durch die später mitgeteilte Aufmessung der Strahlgeschwindigkeiten, welche keine Einschnürung des Strahles erkennen läßt.

Zu 2. **Rohrreibungsverluste** sind zweifellos vorhanden, sie sind abhängig von der Temperatur, der Wandungsrauigkeit der Rohrlänge, der Rohrweite und der Durchflußgeschwindigkeit.

Temperatureinfluß kann vernachlässigt werden da die Wassertemperatur während der Versuche nur unwesentlich schwankte und die Reibungsverluste an sich nur geringe Werte erreichen.

Wandungsrauigkeit kann die Ergebnisse beeinflussen, wenn das Düsenrohr tagelang unter Wasser gestanden und Schmutz und Rost sich abgelagert hatte. Jedesmalige Reinigung des Düsenrohres vor dem Versuch beseitigte diese Fehlerquelle. Es ist mit glatter Messingwandung zu rechnen. Die Rohrlänge beträgt für alle Rohre 300 mm. Die Rohrweite beträgt 1) 140 mm, 2) 100 mm und 3) 70 mm.

Die Reibungsfläche f ist dementsprechend:

$$f_1 = 0,132 \text{ m}^2; f_2 = 0,095 \text{ m}^2; f_3 = 0,066 \text{ m}^2.$$

Die Durchflußgeschwindigkeit beeinflußt die Reibung im Quadrat.

Der Rohrreibungsverlust läßt sich nun errechnen, wenn beachtet wird, daß die Rohrlänge nur 300 mm beträgt. Bei solcher Kürze der Reibungsfläche darf nicht nach den allgemeinen Formeln gerechnet werden, deren Beiwerte für große Längen der Reibungsflächen gelten, bei welchen bereits ein Beharrungszustand in der Wasserbewegung eingetreten ist, während bei kurzen Flächen noch Beschleunigungen auftreten; es müssen vielmehr Versuchsergebnisse herangezogen werden, bei denen der Widerstand von Flächen abhängig von

ihrer Länge bestimmt ist. Die nähere Begründung hierfür habe ich in der Zeitschrift „Die Turbine“ 1911, Heft 3 (Dissertation 1911) gegeben (siehe auch Jahrbuch der Schiffb. Ges. 1913. Problem des Oberflächenwiderstandes, Gumbel). Hierzu eignen sich die Reibungswiderstandsversuche mit längs durch das Wasser gezogenen Platten von Froude und Gebers (Schiffbau 1907/8 Nr. 12 Gebers; Turbine 1911, Heft 3, Kempf). Wieviel größer verhältnismäßig der Reibungswiderstand kürzerer Flächen ist, geht daraus hervor.

Nach diesen Versuchen betragen die Widerstände W einer Fläche $F = 3,04 \text{ m}^2$ bei 300 mm Länge:

bei Geschwindigkeiten von $v = 1,5 \text{ m/sek}$	1200 g,
$v = 2,0 \text{ m/sek}$	2200 g,
$v = 2,5 \text{ m/sek}$	3500 g,
$v = 3,0 \text{ m/sek}$	4800 g.

Aus diesen Werten lassen sich nach der Gleichung $\frac{F}{f} = \frac{W}{w}$ die zu erwartenden Reibungswiderstände w für die drei Düsenrohre errechnen.

Da sowohl Reibungswiderstand wie Strahldruck mit dem Quadrat der Geschwindigkeit wachsen, so bleibt das Verhältnis des Reibungswiderstandes zum theoretischen Strahldruck für jedes Düsenrohr konstant.

Wird dieser konstante Reibungsverlust bei jedem Düsenrohr von dem theoretischen Strahldruck abgezogen, so bleibt als größter wirklich erreichbarer Strahldruck übrig:

1. Düsenrohr 140 mm Durchmesser;	$100\% - 1,5\% = 98,5\%$,
2. „ 100 mm „	$100\% - 2,1\% = 97,9\%$,
3. „ 70 mm „	$100\% - 3,0\% = 97,0\%$.

Diese Werte der größten erreichbaren Strahlwirkung sind parallel zur X-Achse als Linien BB in die Kurvenblätter eingetragen. Sie trennen die insgesamt auftretenden Strahlverluste in diejenigen Verluste, welche der Einrichtung als solcher auch beim Ausfluß der Strahlen in freie Luft anhaften und in solche Verluste, welche durch den Ausfluß unter Wasser hinzukommen und welche nunmehr eindeutig gekennzeichnet sind durch den Abstand der Kurve CC für die Werte μ^2 von der Geraden BB.

Die Kurven zeigen, daß der Strahldruck tatsächlich von der Tiefenlage des Strahles unter Wasser abhängt und sich bei größerer Tiefe asymptotisch der Linie BB, d. h. dem größten rechnerisch erreichbaren Wert nähert.

Bei geringer Tiefenlage wachsen die Verluste bis zu 5%. Als ein Grund hierfür kann die größere Beunruhigung der Oberfläche durch den Strahl und der dadurch hervorgerufene erhöhte innere Zähigkeitsverlust in der Flüssigkeit angeführt werden.

8. Nachprüfung.

a) Die gemessenen Strahldruckwerte wurden nun in zwei Fällen für das Rohr von 140 mm Durchmesser dadurch nachgeprüft, daß die wirklichen Druckhöhen an mehreren Punkten eines horizontalen Strahldurchmessers in der Austrittsebene durch ein Pitotrohr gemessen wurden.

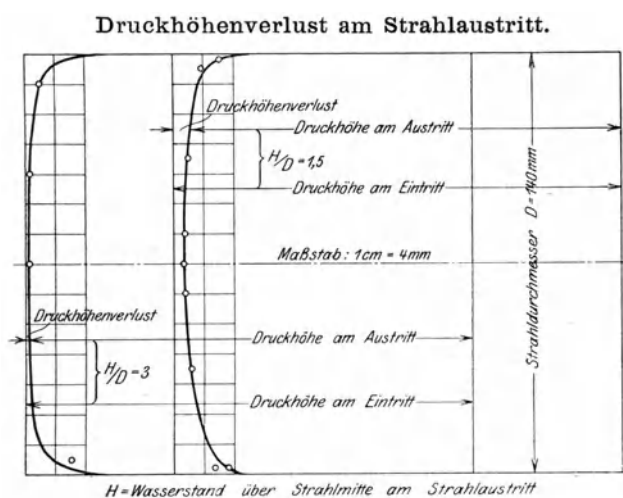


Abb. 8.

Diese Meßwerte sind in Zahlentafel III und Abb. 8 eingetragen. Wird daraus der Strahldruck durch Integration über die Kreisfläche errechnet, so ergeben sich die gleichen Werte wie bei den unmittelbaren Strahldruckmessungen. Zahlentafel IV enthält die durch Integration aus den Werten der Zahlentafel III errechneten Strahldrucke.

Diese errechneten Druckwerte sind in Abb. 7 besonders eingetragen und gekennzeichnet.

Die Meßbilder zeigen einerseits den bekannten Einfluß der Rohrwandungen und bestätigen andererseits deutlich die Tatsache, daß bei geringerer Tiefenlage des Strahles ein größerer Druckverlust eintritt als bei größerer Tiefenlage.

b) Um jedoch die gewonnenen Erkenntnisse noch weiter nachzuprüfen und zugleich ihren Umfang zu erweitern, wurde die Untersuchung in einem Fall auf einen Strahl von 11 mm Durchmesser bei 2,0 m Strömungsgeschwindigkeit ausgedehnt.

Zahlentafel III.
Druckhöhenmessung am Strahlaustritt
für das Düsenrohr von $D = 140$ mm Durchmesser bei einer Druckhöhe $h_0 = 150$ mm.

Lfd. Nr.	Meßrohr- abstand aus Rohrmitte mm	Druckhöhe		Unterschied mm	Bemerkungen
		am Austritt mm	am Einlauf mm		
A. Bei einem Wasserstand H am Austritt = 3 D (20. Dezember 1913).					
1	0	565,8	567,2	1,4	
2	+ 30	565,8	567,2	1,4	
3	+ 60	562,2	567,2	5,0	
4	- 65	551,0	567,2	16,2	
5	0	565,5	567,2	1,7	
B. Bei einem Wasserstand H am Austritt = 1,5 D (22. Dezember 1913).					
1	0	304,2	306,8	2,6	
2	+ 10	303,8	307,0	3,2	
3	+ 35	304,6	308,9	4,3	
4	+ 65	302,0	311,0	9,0	
5	0	313,9	316,1	2,2	
6	- 10	316,2	319,6	3,4	
7	- 35	313,5	319,3	5,8	
8	- 68	282,3	309,5	17,2	
9	0	305,0	307,5	2,5	
10	+ 68	293,0	307,5	14,5	
11	- 68	294,2	307,3	13,1	

Zahlentafel IV.
Berechnung des Strahldruckes aus der Druckhöhenmessung

$$m \cdot v_m = 2 \gamma \int f_x \cdot h_x$$

$$\text{Ringfläche } f_x = \pi \cdot d_x \cdot b; \quad b = 1 \text{ cm.}$$

Durchmesser d cm	Ringfläche $\pi \cdot d \cdot b$ cm ²	Druckhöhen h_x		$\pi \cdot d \cdot b \cdot h_x$	
		A cm	B cm	A cm ³	B cm ³
1	3,14	14,85	14,70	46,5	47
3	9,42	14,85	14,65	140	138
5	15,70	14,83	14,55	233	228
7	21,98	14,80	14,50	325,5	319
9	28,26	14,75	14,30	417	404
11	34,54	14,60	14,10	504	487
13	40,82	14,0	13,80	573	564
Strahlquerschnitt: 153,86 cm ²				2239	2187
				$\times 2 \gamma =$	$\times 2 \gamma =$
Berechnete Strahldrucke:				4478 g	4374 g
Theoretische Strahldrucke:				4610 g	4610 g
$\mu^2 =$				0,970	0,950

Das Ergebnis kann insofern als besonders wertvoll gelten, als es mit Hilfe einer wesentlich verschiedenen Versuchsanordnung gewonnen ist, einer Anordnung, welche ich früher schon zur Messung von Strahldrucken gebaut, benutzt und in der Turbine 1911, Heft 6, beschrieben habe, und welche darauf beruht, daß der Rückdruck des Strahles gemessen wird.

Drehwage zur Strahldruckmessung.

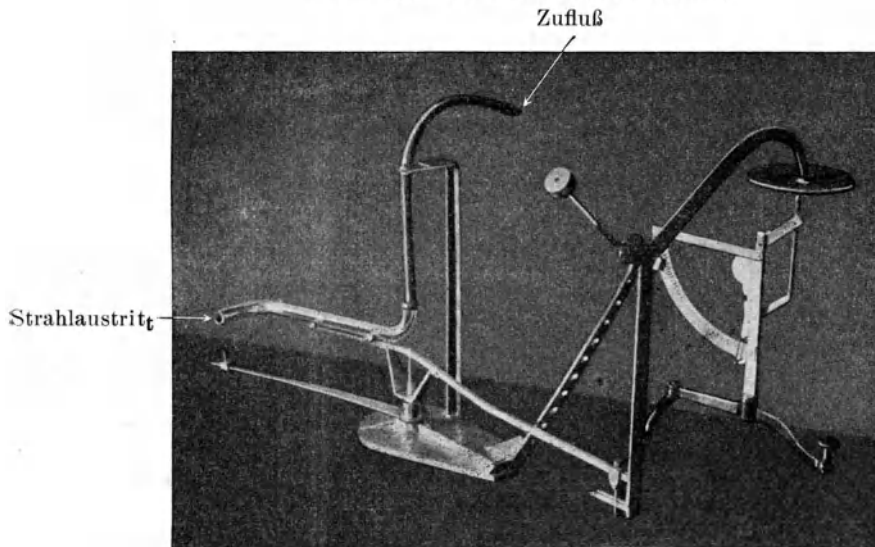


Abb. 9.

Der in Abb. 9 dargestellte Apparat steht in einem großen Gefäß. Er besteht aus einem Wagebalken, welcher auf einer Spitze in horizontaler Ebene drehbar gelagert ist. Auf dem einen Arm des Wagebalkens liegt ein Glasrohr, dessen äußeres Ende in tangentialer Richtung umgebogen und dessen inneres Ende in Richtung der Drehachse der Wage hochgebogen und mit einem zur Wasserleitung führenden Gummischlauch versehen ist.

Das unter dem Leitungsdruck ausströmende Wasser übt nun auf den Wagebalken tangential einen Rückdruck aus, dessen Größe am anderen Hebelsarm mit Hilfe von Hebeln gemessen wird.

Im vorliegenden Fall wurde der größte Teil des zu erwartenden Rückdruckes durch ein am Wagebalken ziehendes Gewicht ausgeglichen und der Wagebalken außerdem mit einem feinen Gewichtspendel verbunden, dessen Ausschlag selbst kleine Druckgrößen deutlich anzeigte.

Beim Versuch strömte der Strahl zunächst in freie Luft aus; sein Rückdruck bewirkte einen gewissen Pendelausschlag. Dieser blieb konstant, bis das Wasser in dem Gefäß soweit gestiegen war, daß der Strahl am Austritt die Wasserober-

fläche berührte. Der Pendelausschlag zeigte sofort eine merkliche Verringerung des wirksamen Strahlrückdruckes. Das Minimum des Druckes wurde jedesmal erreicht, wenn der Strahl gerade vollkommen dicht unter der Oberfläche liegt, darauf steigt mit steigendem Wasserspiegel der Druck dann wieder allmählich bis zu einem Höchstwert, der etwa bei einer Tiefenlage der Strahlachse von 5 Durchmessern unter der Oberfläche erreicht wird (Abb. 10).

Strahldruckverluste beim Ausfluß unter Wasser.

$D = 11 \text{ mm } \varnothing$.

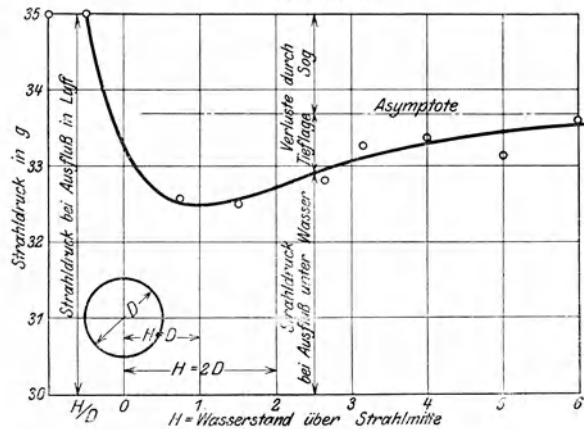


Abb. 10.

Der Unterschied zwischen dem Höchstwert des Druckes bei Ausfluß in freie Luft und bei größerer Tiefenlage unter Wasser beträgt etwa 3% und beruht auf dem Einfluß des Sogs, d. h. auf der Saug- und Zugwirkung, welche das am Umfang des Strahles durch Zähigkeit mitgerissene, umgebende Wasser auf das Rohr ausübt, und welche im Folgenden noch näher untersucht werden wird.

Abgesehen hiervon bringt diese Nachprüfung eine volle Bestätigung der früheren Ergebnisse. Der größte Druckverlust infolge geringer Tiefenlage des Strahles beträgt nämlich etwa 4%.

9. Schlußfolgerungen.

Das Ergebnis der Untersuchung kann in folgenden Sätzen ausgedrückt werden:

„Beim Ausströmen eines Strahles unter der Flüssigkeitsoberfläche ist bei gleicher Druckhöhe die Stärke des Strahles abhängig von seiner Tiefenlage unter der Oberfläche. Der Höchstwert wird erst

bei größerer Tiefenlage erreicht.“ Dieser Höchstwert ist nahezu gleich dem Strahldruck bei Ausfluß in freie Luft.

Oder anders ausgedrückt:

„Die Erzeugung eines Strahles von bestimmter Stärke erfordert bei geringer Tiefenlage des Strahles unter der Flüssigkeitsoberfläche eine größere Druckhöhe als bei größerer Tiefenlage.“

Die bisher aus der Literatur bekannten Erfahrungen, welche am Anfang der Arbeit erwähnt wurden, besagen dagegen, daß bei Ausfluß eines Wasserstrahles unter Wasser der Ausflußkoeffizient μ stets kleiner ist, als wenn das Wasser durch dasselbe Mundstück in freie Luft ausströmt. Und zwar stützen sich diese Angaben auf Weißbach, welcher als Verhältnis der Koeffizienten μ bei Ausfluß unter Wasser und in freie Luft im Mittelden Wert 0,986, und auf Richelmy, welcher noch größere Werte angibt.

Die vorliegenden neuen Versuche zeigen, daß die bisherigen Angaben der Literatur nicht genügen und zum Teil irreführend sind, daß in den Grenzen der Versuche wenigstens die Strahldruckverluste beim Ausströmen unter Wasser mit abnehmender Tiefenlage des Strahles unter der Oberfläche von 0% bis 5% wachsen können.

Der Umfang der vorliegenden Versuche erstreckt sich auf Strahlen von 11 mm Durchmesser bis 140 mm Durchmesser, d. h. auf Strahlquerschnitte von 0,95 cm² bis zu 154 cm². Erweitert man den Umfang der Gültigkeit dieser Versuche von dem größten gemessenen Strahl von 140 mm Durchmesser ausgehend in gleicher Weise nach oben, so würde den Ergebnissen auch noch Geltung zustehen bei einem Strahl von 1,8 m Durchmesser und 2,5 m² Querschnitt, also einem Strahl, welcher in seiner Größe schon einem mittleren Schiffsschraubenstrahl entspricht.

Selbst zur Erzeugung ideal glattströmender Strahlen sind demnach auch bei Schiffsschrauben Widerstände zu überwinden, welche mit der Verringerung ihrer Tiefenlage unter Wasser wachsen. Diese Widerstände können, da die innere Zähigkeit des Wassers als Ursache anzusehen sein dürfte, noch durch die dem Schraubenstrahl eigentümliche besondere Wirbelung vergrößert werden.

Die Größe solcher Zähigkeitsverluste bei Schiffsschrauben kann hiernach jedenfalls bei geringer Tiefenlage unter Wasser und üblichen Verhältnissen bis zu 5% betragen.

II. Sog von Wasserstrahlen.

1. Einleitung.

Durch die Zähigkeit des Wassers werden am Umfang eines unter Wasser strömenden Strahles benachbarte Wasserteilchen mitgerissen.

Dieses mitgezogene, den Strahl umgebende Wasser übt infolge seiner Strömung auf den davor liegenden Raum eine saugende Wirkung aus, es entsteht ein sogenannter „Sog“.

Dieser Sog wirkt in der Strahlrichtung als Zugkraft auf die den Strahl vor seinem Austritt umgebende, ins Wasser eingetauchte Hülle, welche zur Erzeugung und Führung des Strahles notwendig ist, während der Rückdruck des Strahles auf diese Hülle in entgegengesetzter Richtung einwirkt.

Die Gesamtwirkung des Strahles auf seine Hülle ist also gleich seinem um den Sog verminderten Rückdruck.

Die Größe der auf die Hülle ausgeübten Sogkraft hängt ab von der Zähigkeit und der Geschwindigkeit der Flüssigkeit und von der Form der Hülle.

Je weniger Angriffsfläche die Hülle dem Sog bietet, um so kleiner wird die auf sie ausgeübte Sogkraft sein und umgekehrt.

Zur Ermittlung der Größe dieser Sogkraft fehlen in der Literatur jegliche Angaben, obwohl ihre Wichtigkeit nicht verkannt wird, sicher jedenfalls nicht im Schiffbau, wo der Schiffskörper die durch den Wasserstrahl getriebene, vom Sog wesentlich beeinflusste Hülle darstellt.

2. Aufgabe. A: Druckverlust durch Sog.

Es bedarf also zur Bestimmung der Wirkung eines Wasserstrahles neben der Ermittlung der Verluste, welche er an sich unter Wasser erleidet, noch einer Untersuchung darüber, in welcher Weise die Wirkung eines Wasserstrahles auf seine Hülle unter Wasser durch seinen Sog beeinflusst wird.

Bestimmte Formen von Hüllen werden als Grenzfälle den geringsten bzw. den größten überhaupt möglichen Sog hervorrufen. Bei allen Zwischenformen wird ein in diesen Grenzen liegender Sog auftreten.

Der geringste Sog wird jedenfalls dann auftreten, wenn die Angriffsfläche der Hülle möglichst klein ist.

Bei der im ersten Teil benutzten Versuchseinrichtung zur Ermittlung des Strahldruckes ist diese Angriffsfläche tatsächlich sehr klein, sie beträgt nämlich nur die Mantelfläche des etwa 7 cm weit in den Meßkasten hineinragenden Düsenrohres.

Um festzustellen, ob hierbei ein Sogeinfluß auftritt, wurde die Angriffsfläche dadurch verringert, daß ich das Düsenrohr in einem Falle nur 1 cm weit in den Meßkasten hineinragen ließ. Eine Veränderung des Strahldruckes konnte hierbei mit Sicherheit nicht festgestellt werden, es ist also anzunehmen, daß der den wirklichen Strahldruck mindernde Sogeinfluß bei den Versuchen infolge der kurzen Angriffsfläche der Hülle verschwindend klein ist. Die Annahme wird dadurch bestätigt, daß bei größerer Tieflage des Strahles der rechnerisch erreichbare Höchstwert des Strahldruckes praktisch erreicht wird, der wirksame Strahldruck also in diesem Falle tatsächlich frei von Sogwirkung sein muß. Die Versuchseinrichtung zeigt also eine Anordnung, bei welcher ein meßbarer Sog nicht auftritt.

Der größte Sogwert ist zu erwarten, wenn dem vom Strahl mitgerissenen Wasser durch die Hülle eine genügend große Fläche geboten wird, um seine volle Saugwirkung zur Geltung zu bringen.

Da die den Strahl umgebenden Wasserteilchen unmittelbar am Strahlumfang am stärksten, die weiter nach außen liegenden Wasserschichten immer schwächer mitgerissen werden, wird auch die Saugwirkung mit der Entfernung vom Strahlumfang allmählich abnehmen, bis sie auf einem in genügender Entfernung vom Strahl liegenden Umfang überhaupt verschwindet.

Wird die Fläche der Hülle bis zu diesem Umfang ausgedehnt, auf welchem die Sogwirkung verschwindet, so wird eben für eine so große Fläche der Sog seinen größten möglichen Wert erreichen. Die Form der Hülle ist in diesem Falle am Strahlaustritt von einer Fläche, einer Wand, begrenzt, aus welcher der Strahl ausströmt.

Bei der benutzten Versuchseinrichtung konnte eine solche Wand dadurch leicht geschaffen werden, daß auf das Rohrende, welches frei in den Meßkasten hineinragt, mit Hilfe einer Schelle eine senkrechte Platte fest aufgeschraubt wird, so daß nunmehr der Wasserstrahl aus einer Wand ausströmt, auf deren ganzen Fläche der Sog wirken kann.

Die Größe dieser Platte betrug 560×560 mm; und zwar wurden alle drei Düsenrohre mit dieser Platte untersucht.

Das Verhältnis \mathcal{J} der Plattenfläche zum Strahlquerschnitt beträgt also bei den einzelnen Düsenrohren:

$$\mathcal{J}_1 \approx 20$$

$$\mathcal{J}_2 \approx 40$$

$$\mathcal{J}_3 \approx 80.$$

Teilweise wurden die Versuchsreihen nach Anbringung der Platte in gleicher Art wie früher durchgeführt und die durch den Sog verminderten Strahldrucke gemessen.

Teilweise wurde auch während desselben Beharrungszustandes der Strahldruck abwechselnd erst mit Platte, dann ohne Platte, welche beim Versuch abgenommen werden konnte, gemessen, ein Verfahren, welches die sicherste Nachprüfung der gemessenen Strahldruckunterschiede bietet (Abb. 11). Daß dieser Unterschied

Strahldruckmessungen.

aa Strahlrohr am Austritt zugeshärft, *bb* Strahlrohr mit Scheibe am Austritt.

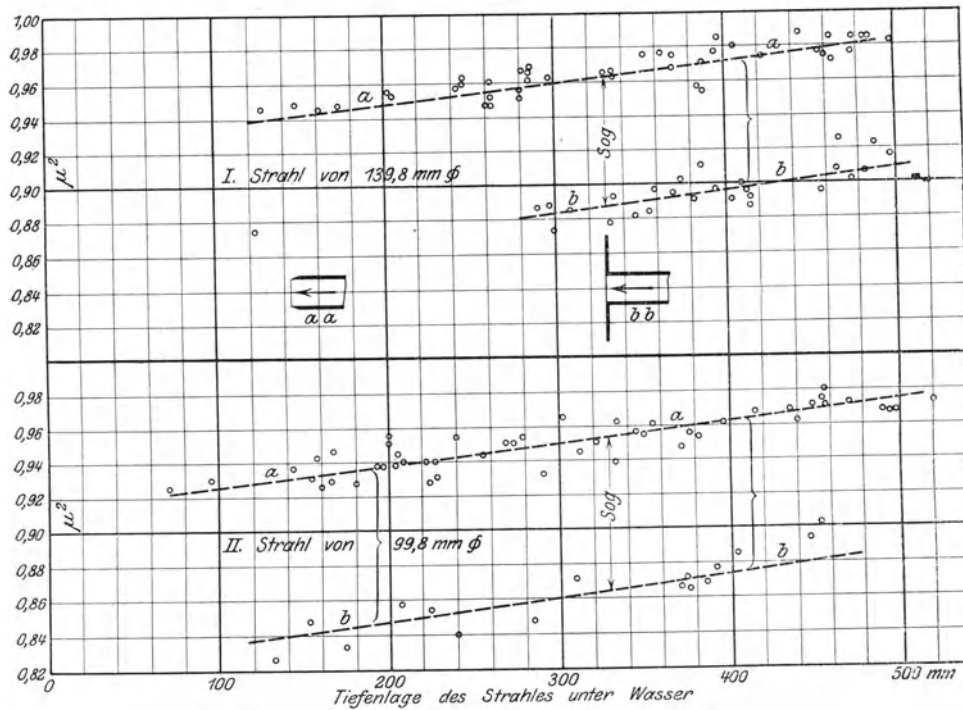


Abb. 11.

der Strahldrucke mit und ohne Platte allein auf Sog beruhen muß, geht auch daraus hervor, daß eine Änderung im Strömungszustand des Strahles selbst nachweisbar nicht eintritt.

Die bei zwei Düsenrohren gemessenen Werte sind in dem Kurvenblatt eingetragen und die während desselben Beharrungszustandes gewonnenen Messungen durch Klammern verbunden. Für das dritte Düsenrohr wurde nur eine Kontrollmessung vorgenommen, welche dasselbe Ergebnis zeitigte.

3. Ergebnisse.

Übereinstimmend geht aus dem parallelen Verlauf der Strahldruckkurven mit und ohne Platte zunächst hervor, daß der Sog einfluß eine von d/H unabhängige Konstante ist.

Die Größe des Sogs beträgt bei allen drei Plattenverhältnissen etwa 8%.

Der Einwand, daß dieser Wert infolge ungenügender Plattengröße nicht den Höchstwert angibt, wird dadurch widerlegt, daß ein Anwachsen des Sogs mit dem Plattenverhältnis von $\mathcal{V}_1 = 20$ auf $\mathcal{V}_3 = 80$ nicht festgestellt ist. Es folgt daraus:

Der größte Druckverlust durch Sog beträgt etwa 8% des Strahldruckes bei glattströmenden Wasserstrahlen, welche aus einer Wand ausströmen.

Für alle Zwischenformen der Hülle des Strahles zwischen der schmalen Mantelringfläche des Düsenrohres und der senkrechten Plattenfläche wird der Sog also Werte annehmen, die in den Grenzen von 0 bis 8% den Strahldruck mindernd beeinflussen.

Alle bisher gewonnenen Ergebnisse beruhen nun auf Kraftmessungen für den Fall, daß die Hülle keine eigene Fortbewegung durch die Strahlwirkung erfährt.

Zur Klärung besonders auch der bei Schiffen vorliegenden dynamischen Verhältnisse bedarf es jedoch der Energiemessung.

4. Aufgabe. B: Energieverlust durch Sog.

Es wird also im Folgenden zu ermitteln sein, welche Energie bei Hüllen von verschiedener Form der nutzbaren Strahlenergie durch den Sog entzogen wird, welchen Energieverlust der Sog also bewirkt.

Zahlreiche Schiffsmodellversuche haben nun zwar für Einzelfälle vielfach brauchbare Werte geliefert, eine grundsätzliche Klärung über die Größe der infolge des Sogs überhaupt möglichen und im Einzelfalle zu erwartenden Energieverluste haben sie bisher jedoch nicht gebracht. Es erscheint auch zunächst nicht zweckmäßig, die Untersuchung durch Schiffsmodellversuche vorzunehmen, wenn man bedenkt, daß der hierbei in Betracht kommende Schraubenstrahl sowie die als Hülle dienende Schiffsform selbst komplizierte Gebilde darstellen, welche in ihren dynamischen Wirkungen noch nicht sicher erkannt sind und vielseitigen unberechenbaren Einflüssen unterliegen, welche eine systematische Untersuchung erschweren.

5. Versuchsanordnung.

Deshalb ist zur Untersuchung eine Anordnung zu wählen, welche die einfachsten Verhältnisse in bezug auf den Strahl und seine Hülle verwirklichen muß.

Diese Forderung wird erfüllt, wenn ein glattströmender Strahl von bekannter Energie zur Fortbewegung seiner Hülle benutzt wird, welche unter Wasser eine möglichst einfache, wenig Widerstand bietende Form haben muß.

Die kleinste praktisch mögliche Form der Hülle ist das den Strahl umgebende und ihn leitende Rohr.

a) Das Schema.

Die Versuchseinrichtung (Abb. 12) besteht nun darin, daß dieses zur Erzeugung des Strahles unentbehrliche Rohr R von einem über einer Wasserrinne A laufenden

Versuchseinrichtung für Widerstands-, Strahl- und Sogmessung.

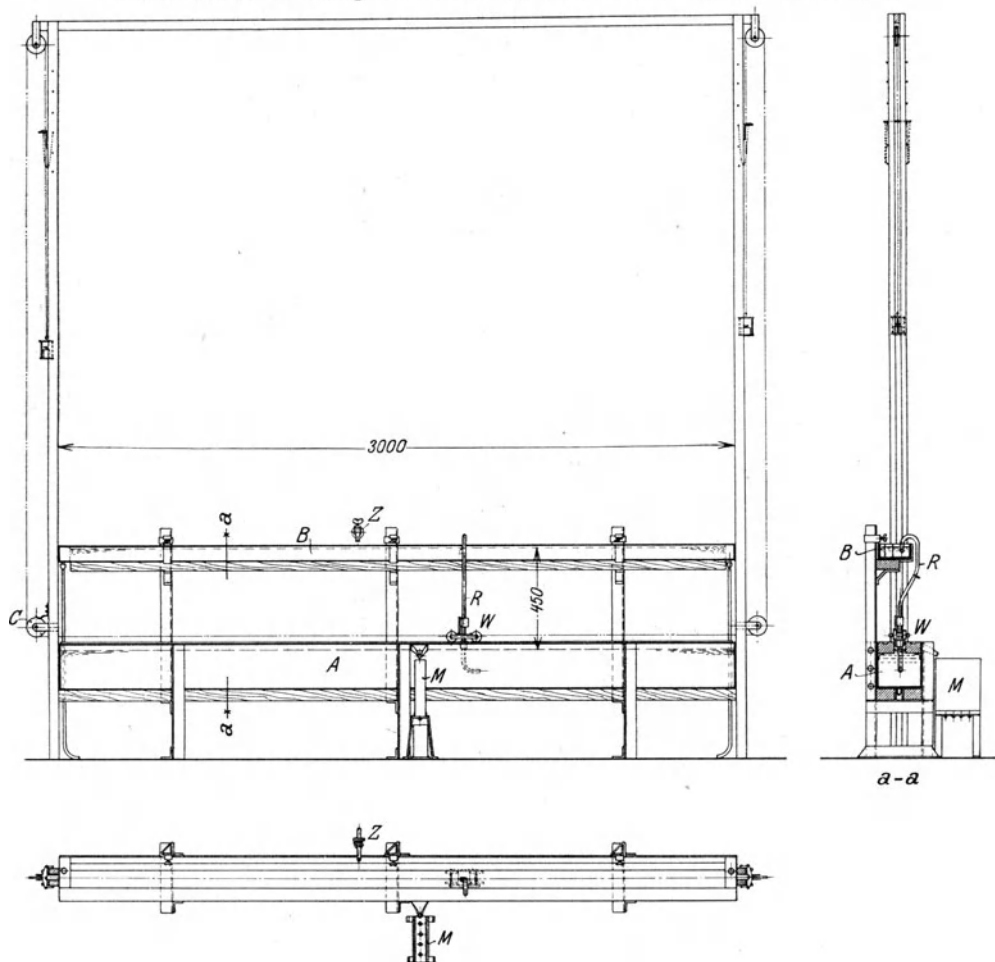


Abb. 12.

Wagen *W* getragen wird. Dadurch, daß dieses Rohr mit seinem oberen Ende in eine obere Wasserrinne *B* taucht und das Wasser unter dem Einfluß des Höhenunterschiedes zwischen dem oberen und unteren Wasserspiegel aus dem unteren horizontalen Ende des Rohres ausströmt, entsteht Strahlenergie, welche den Wagen mit dem Rohr unter Überwindung der Wagenreibung und des Wasserwiderstandes treibt. Der Wagen selbst läuft auf Schienen über der unteren Wasserrinne und ist beiderseitig zwischen Gewichten eingespannt, welche durch Zusatzgewichte beliebig belastet werden können.

Gemessen wird der Energieverlust infolge des Sogs als Differenz aus der Strahlenergie und der geleisteten Arbeit.

Diese Messung wird für verschiedene Formen von Hüllen durchgeführt.

Versuchseinrichtung für Sogmessung.

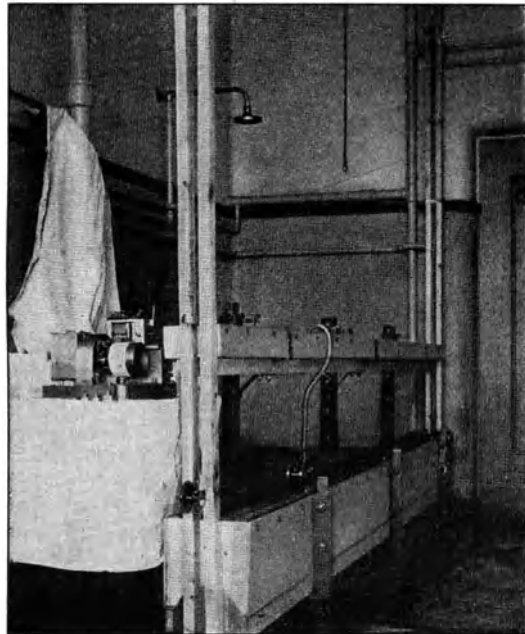


Abb. 13.

b) Einzelheiten der Versuchseinrichtung.

Die untere Wasserrinne *A*, in welche der Strahl hineinströmt, besteht aus einem Blechkasten von rechteckigem Querschnitt, der 300 cm lang, 20 cm breit und 20 cm hoch ist. Oben liegt an jeder Innenseite eine Eichenbohle von 50 × 75 mm Querschnitt, zwischen denen ein Zwischenraum von 4 cm offen

bleibt. An der inneren Seite der Bohlen sind die Schienen angeschraubt, auf welchen der Wagen läuft. Die Höhe des Wasserspiegels beträgt 17 cm, sie wird durch eine Überfallöffnung begrenzt, welche an einer Seite der Rinne in ihrer Mitte liegt. Das mit dem Strahl in das untere Gerinne strömende Wasser fließt durch diese Öffnung zu einem Meßkasten M. Da die Wasseroberfläche zwischen den Holzbohlen liegt und nur 4 cm breit ist, äußern sich schon kleine Schwankungen in der Menge des einfließenden Wassers sogleich in der Änderung des Wasserspiegels, wodurch gleichzeitig ein schneller Ausgleich der Schwankungen durch Abfluß aus der Überfallöffnung bewirkt wird.

Die obere Wasserrinne B liegt parallel und dient dazu, dem Rohr zur Erzeugung des Strahles Wasser von gleichmäßiger Druckhöhe zuzuführen; sie ist 300 cm lang, 13,5 cm breit und 7 cm tief. Diesem Gerinne wird in der Mitte durch einen Schlauch von der Wasserleitung Z Wasser zugeführt und zwar stets etwas mehr als zur Erzeugung des Strahles gebraucht wird. Das überflüssige Wasser strömt an beiden Enden der Rinne durch Überfälle zum Wasserleitungsabfluß. Das dem Rohr zuströmende Wasser wird vorher durch zwei Plattensiebe so beruhigt, daß in der Rinne, aus welcher das Rohr saugt, ein gleichmäßiger ruhiger Wasserspiegel herrscht. Der Abstand der oberen Rinne von der unteren kann an vertikalen Winkeleisen verstellt werden. Die Versuche wurden indessen nur für einen Wasserspiegelunterschied von 450 mm durchgeführt.

Das Rohr, welches den Strahl erzeugt, ist ein Kupferrohr von 1,25 mm Durchmesser, es wird von einem Wagen getragen und taucht mit seinen Enden in beide Wasserspiegel ein. Aus dem unteren horizontal umgebogenen Ende strömt der Strahl in der Mitte des Rinnenquerschnittes aus. Das Verhältnis des Rinnenquerschnittes zum Strahlquerschnitt beträgt $\frac{300}{1,24} \cong 250$. Das obere Saugende des Rohres ist in die Fahrtrichtung hineingebogen, damit auch bei größerer Fahrgeschwindigkeit ein gleichmäßiges Ansaugen aus der oberen Rinne sichergestellt ist.

Der Wagen W, welcher das Rohr trägt, läuft mit seinen Rädern auf den Schienen über der unteren Rinne, die Radachsen laufen in Spitzen (siehe auch Abb. 18). Die Einspannung des Wagens zwischen Seidenfäden mit Gewichten ermöglicht es, auf der einen oder der anderen Seite Übergewichte hinzuzufügen, und so entweder den Wagen durch Gewichte allein zu treiben und seinen Widerstand zu ermitteln, oder auch die durch den Strahldruck zu überwindende Widerstandsgröße durch solche Zusatzgewichte zu verändern.

6. Meßverfahren.

Der gesuchte Energieverlust durch den Sog ist die Differenz der Strahlenergie und der geleisteten Arbeit.

Die Strahlenergie ist nach bekannter Formel:

$$St = \frac{m v_0^2}{2} - \frac{m v_s^2}{2} - \frac{m (v_0 - v_s)^2}{2} = m/2 (v_0^2 - v_s^2 - (v_0 - v_s)^2),$$

wo m die sekundliche Wassermasse,

v_0 die mittlere Strahlgeschwindigkeit und

v_s die Fahrgeschwindigkeit bedeutet.

Die Leistung ist: $L = (w_s \pm g) \cdot v_s$, wo v_s der in der Sekunde zurückgelegte Weg, d. h. die Fahrgeschwindigkeit, ($w_s \pm g$) das überwundene Gewicht bedeutet, welches sich aus dem Widerstand der gesamten Meßeinrichtung w_s und dem Zusatzgewicht g zusammensetzt.

Der Energieverlust durch den Sog ist: $St - L = S$.

a) Meßverfahren zur Bestimmung der Strahlenergie.

$$St = m/2 (v_0^2 - v_s^2 - (v_0 - v_s)^2)$$

zu messen sind: m , v_0 und v_s .

Die sekundliche Wassermasse m wird bestimmt durch Messung der aus der unteren Rinne durch den Überfall abfließenden sekundlichen Wassermenge Q , welche ja der mit dem Strahl in die Rinne strömenden Menge entspricht: $m = \frac{Q \cdot \gamma}{g}$. Diese Mengemessung wird nach der bekannten Methode durchgeführt, wonach die Menge in einen Meßkasten geleitet wird, aus welchem sie durch vier Abflußdüsen gevierteilt abströmt. Diese vier Düsen sind einzeln genau geeicht. Die Genauigkeit, die hierbei erreicht ist, beträgt ± 2 ‰.

Die Strahlgeschwindigkeit v_0 errechnet sich aus der Durchflußmenge Q und dem Rohrquerschnitt F zu: $v_0 = \frac{Q}{F}$. Durch Messung und Wägung eines Rohrzylinders von 100 mm Länge mit und ohne Wasserinhalt ist $F = 1,24 \text{ cm}^2$ ermittelt worden.

Die Fahrgeschwindigkeit v_s wird durch das Abläufen des einen mit dem Wagen verbundenen Seidenfadens bestimmt. Der Faden läuft über eine Rolle C . Jede halbe Umdrehung dieser Rolle wird elektrisch auf einer Meßtrommel durch einen Schreibstift registriert. Gleichzeitig wird daneben auf der Meßtrommel durch einen zweiten elektrisch mit einer Uhr verbundenen Schreib-

stift jede halbe Sekunde registriert. Die halbe Umdrehung der Rolle entspricht einem Weg des Fadens bzw. des Wagens von 10,98 cm. Eine Auswertung der beiden Meßlinien für Weg und Zeit ergibt die Fahrgeschwindigkeit v_s an jeder Stelle des Weges und ermöglicht so zugleich eine scharfe Kontrolle, ob während einer bestimmten Strecke gleichförmige Geschwindigkeit, d. h. ein Beharrungszustand geherrscht hat. Die Genauigkeit der Geschwindigkeitsmessung wird größer, je schneller sich die Meßtrommel unter den Schreibstiften dreht, sie ist bei diesen Versuchen, wie aus der Streuung der in die Kurvenblätter eingetragenen Meßpunkte hervorgeht, recht gut.

Die Errechnung der Strahlenergie ist hiernach möglich.

b) Das Meßverfahren zur Bestimmung der Leistung.

$$L = (w_s \pm g) \cdot v_s$$

Zu messen sind: w_s , g und v_s .

Der Widerstand w_s der gesamten Meßeinrichtung ist für verschiedene Geschwindigkeiten zu bestimmen. Er setzt sich zusammen aus der Reibung der Wagenräder und Fadenrollen, dem Seilbiegungswiderstand der Seidenfäden und aus dem Wasserwiderstand der Rohrenden in der unteren und oberen Rinne. Eine Trennung des Widerstandes in seine Einzelbestandteile ist indessen unnötig, nur die Bestimmung des Gesamtwertes nötig. Zu seiner Ermittlung sind Versuche ohne Strahlwirkung, sozusagen Leerlaufversuche, erforderlich, bei welchen in jeder Hinsicht die gleichen Vorbedingungen, insbesondere hinsichtlich des Wasserwiderstandes, herrschen müssen, wie beim Versuch mit Strahlwirkung. Die Wasserstände in beiden Rinnen müssen also während der Leerlaufversuche durch ständigen Zufluß von der Wasserleitung auf der richtigen Höhe gehalten werden. Der Wagen wird dann durch ein bekanntes Übergewicht auf der einen Seite mit bestimmter Geschwindigkeit gezogen, das betreffende Übergewicht entspricht dem Gesamtwiderstand w_s bei dieser Geschwindigkeit. Um bei diesen Versuchen möglichst bald für die bestimmte Geschwindigkeit den Beharrungszustand zu erreichen, wird das System zu Anfang durch Zusatzgewichte auf der Zugseite beschleunigt, die nach gewisser Zeit selbsttätig ausschalten. Die Bremsung erfolgt in gleicher Weise auf der entgegengesetzten Seite durch Einschalten von anderen Zusatzgewichten, die gehoben werden, bis die dem System innewohnende lebendige Kraft aufgezehrt ist. Beschleunigungs- und Verzögerungsgewichte wirken allmählich.

Das Zusatzgewicht g , welches während der Messung zur Veränderung der Widerstandsgröße w_s benutzt wird, ist als Gewicht an sich eine bekannte

Größe. Es kommt als $+g$, d. h. widerstandsvermehrend zur Wirkung, wenn es auf der zu hebenden Seite hinzugefügt, als $-g$, d. h. widerstandsvermindernd, wenn es auf der sinkenden Seite aufgelegt ist.

Die Fahrgeschwindigkeit v_s , ist ebenso wie vorher zu ermitteln.

Damit ist auch die Leistung $L = (w_s \pm g) v_s$ bekannt.

Eine Korrektur K ist bei der Errechnung der Strahlenergie noch anzuwenden, da die Bewegung des Saugrohres gegen das Wasser während der Fahrt eine Vergrößerung der statischen Druckhöhe h_0 um den Wert $h_s = \frac{v_s^2}{2g}$ hervorruft. In der Messung der Wassermenge kommt diese an sich vorhandene, aber sehr geringe Vergrößerung nicht zum Ausdruck, da h_s nur während der Fahrtdauer, also nur wenige Sekunden wirkt. Die Korrektur muß also rechnerisch ermittelt werden.

Für $v_s = 0,2; 0,3$ und $0,5$ m/sek ergibt sich h_s zu $0,0020; 0,0046$ und $0,0127$ m. Um diese Werte wird h_0 , welches $0,450$ m beträgt, vergrößert.

Durch prozentuale Zuschläge von $0,4\%$ bei $v_s = 0,2$ m/sek; $1,0\%$ bei $v_s = 0,3$ m/sek und $2,8\%$ bei $v_s = 0,5$ m/sek wird also die aus der gemessenen Wassermenge errechnete Strahlenergie mit genügender Genauigkeit verbessert.

7. Verlauf und Auswertung der Versuche.

Durch Leerlaufversuche werden zunächst die Widerstände der Versuchseinrichtung gemessen. Das auf der einen Seite aufgelegte Übergewicht wird von Versuch zu Versuch um einige Gramm gesteigert, bis der Wagen die größte mit der Versuchseinrichtung mögliche gleichmäßige Geschwindigkeit von etwa v_s

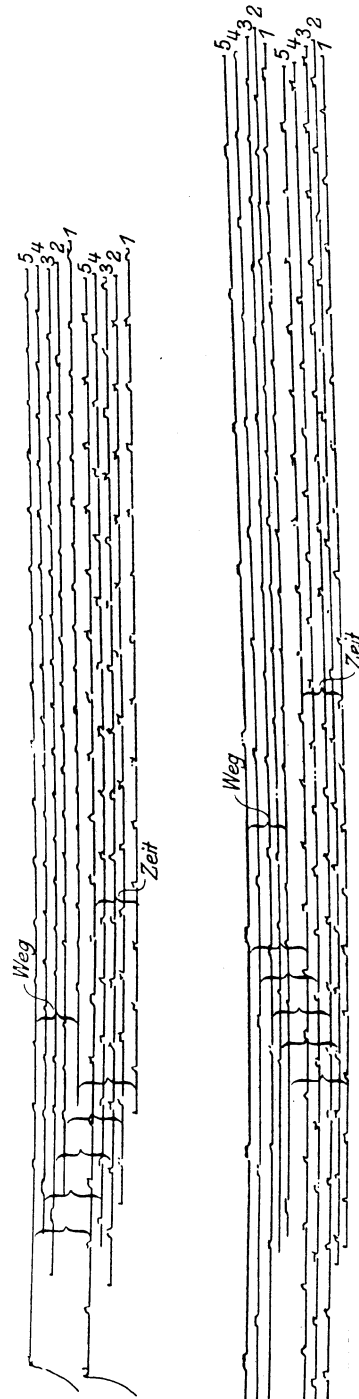


Abb. 14.

= 0,5 m/sek erreicht hat. Die hierbei auf der Meßtrommel aufgeschriebenen Meßlinien ergeben nach bekannter Auswertung den während bestimmter Zeit zurückgelegten Weg. Ein Originaldiagramm der Zeit und Wegmessung ist in Abb. 14 abgebildet.

Hierauf wird der Versuch mit Strahlwirkung eingeleitet. Durch Ansaugen an einem Seitenstutzen des Rohres wird der Durchfluß des Wassers durch das Rohr und damit der Strahl hervorgerufen.

Ein Versuch ohne Zusatzgewicht ergibt die Fahrgeschwindigkeit, bei welcher der Strahldruck gleich dem um die Sogkraft des Strahles vermehrten Widerstand der Versuchseinrichtung ist. Zusatzgewichte auf der Seite des gehobenen Gewichtes bewirken eine Verringerung der Geschwindigkeit. Zusatzgewichte auf der Seite des sinkenden Gewichtes eine Steigerung der Geschwindigkeit.

Die Registrierungen auf der Meßtrommel und ihre Auswertung bleiben dieselben, es tritt nur die Messung der durchfließenden Wassermenge vor und nach dem Versuch hinzu und ihre Beobachtung während des Versuches mit Hilfe eines Wasserstandsglases am Meßkasten.

Diese Messungen ließen in allen Fällen auch nach stundenlangen Versuchen keine Unterschiede erkennen. Ein Beispiel der zu Abb. 14 gehörenden Zahlentafel V folgt.

Zahlentafel V zu Abb. 14.

Strahldruckmessung für Form C.

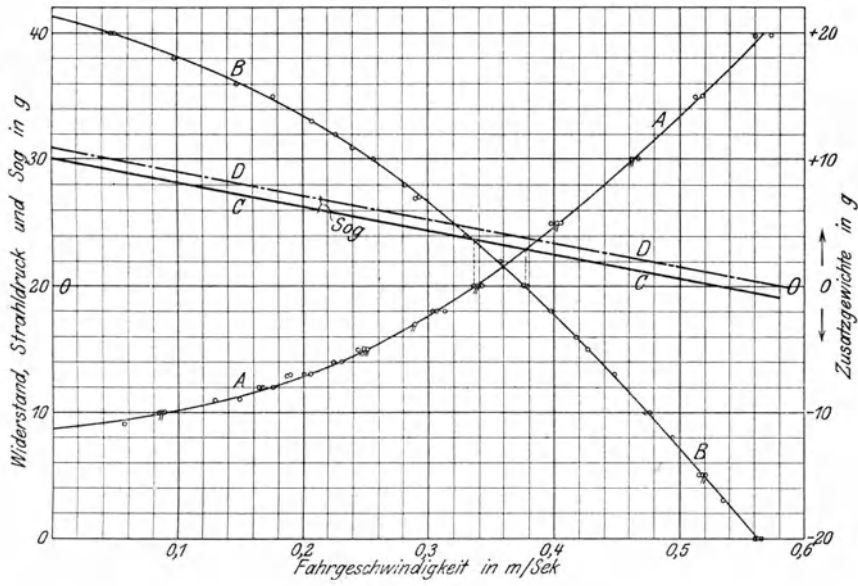
Lfd. Nr.	Diagramm Nr.	Ablesungen			Geschwindigkeit cm/sek $\frac{\text{Zeit}}{\text{Weg}} \cdot 22 = v$	Wassermenge Q in g/sek	Bemerkungen
		Zeit in $\frac{1}{10}$ mm	Weg in $\frac{1}{10}$ mm	Zusatzgewicht in g			
1	IV 1	320	200	0	35,2	189,6	13/3. 15
2	2	330	220	+ 2	33,0		
3	3	330	233	+ 4	30,8		
4	4	320	253	+ 6	27,9		
5	5	320	310	+ 10	22,7		
6	V 1	320	305	+ 10	23,0	189,6	13/3. 15
7	2	330	355	+ 12	20,5		
8	3	168	260	+ 15	14,2		
9	4	168	380	+ 17	9,7		
10	5	170	540	+ 18	6,9		

Auftragung der Messungen.

Die Auftragung ist in Kurvenblättern erfolgt (Abb. 15 und 16), in welchen als Abszissen die Fahrgeschwindigkeit v_s in cm/sek und als Ordinaten die Gewichte, Widerstände und Drucke in Gramm aufgetragen sind.

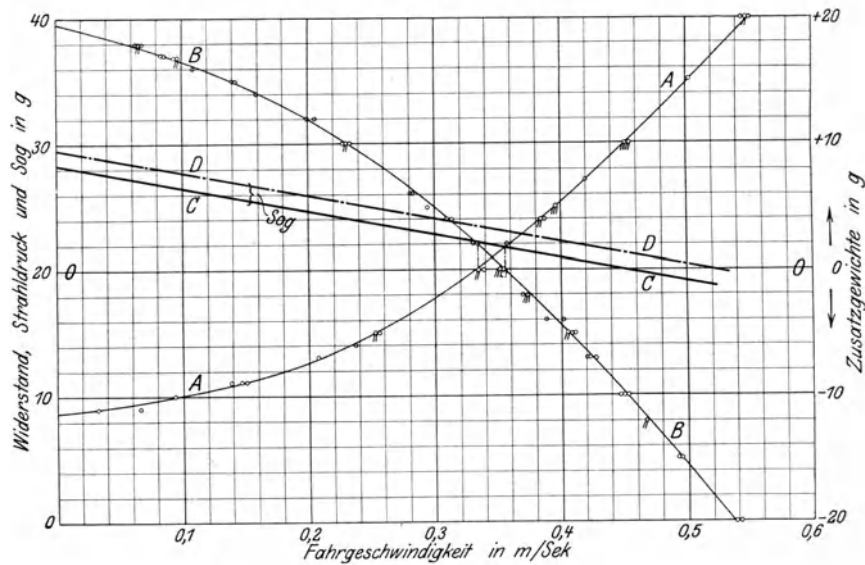
Ergebnisse der Sogmessung.

Form a.



Ergebnisse der Sogmessung.

Form c.

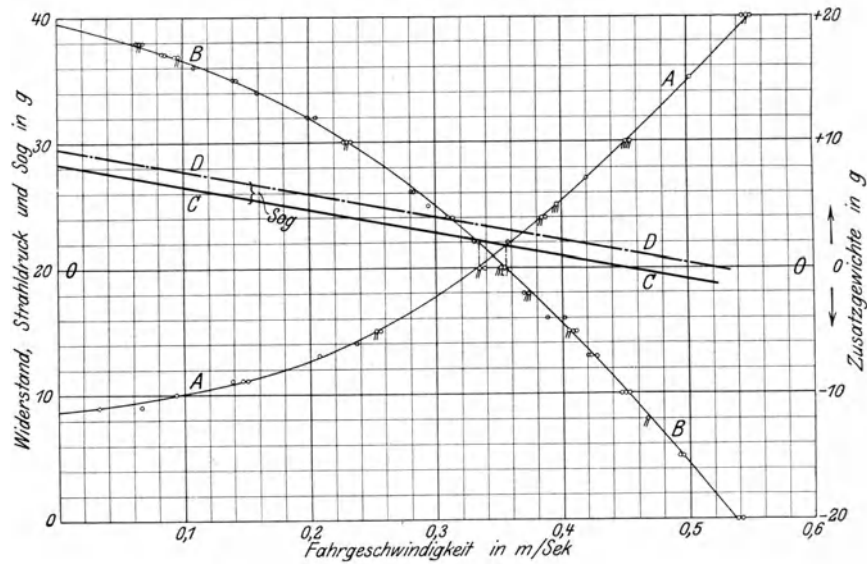


Es sind vier Kurven eingetragen und zwar:

1. Die Leerlaufwiderstände w_s , Kurve A—A.
2. Die Zusatzgewichte $\pm g$ von einer Nulllinie 0—0 aus, die positiven nach oben, die negativen nach unten; Kurve B—B.

Ergebnisse der Sogmessung.

Form c.



Form c mit Wirbelblech.

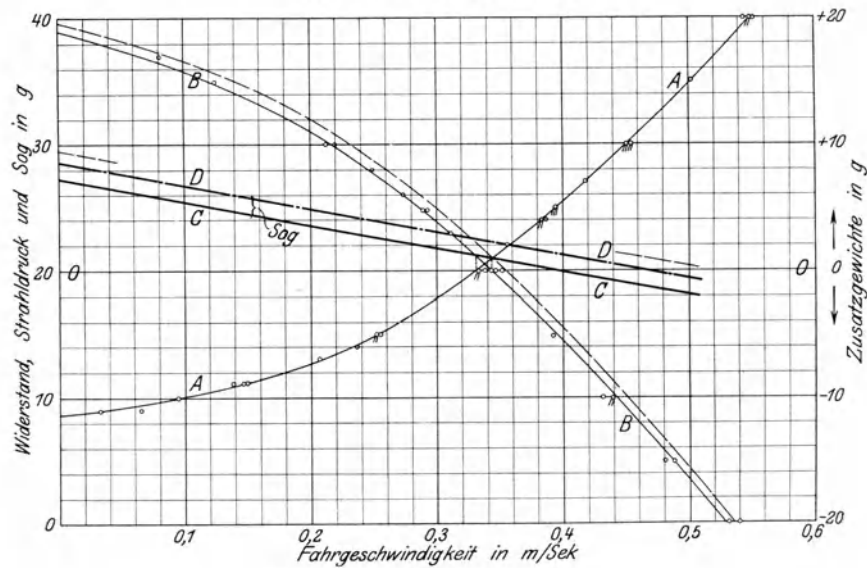


Abb. 16.

3. Die vom Strahldruck überwundenen Gewichte ($w_s \pm g$) von der Abszissenachse aus als Addition bzw. Subtraktion der Kurven A—A und B—B; Kurve C—C
4. Die theoretische Strahldruckkurve $\frac{m(v_0^2 - v_s^2 - (v_0 - v_s)^2)}{2 \cdot v_s} + K$; Kurve D—D.

Die Differenz der Kurven 3 und 4 zeigt die Größe der Sogverluste.

8. Ergebnisse.

Die Ergebnisse Abb. 15, 16 zeigen nun, wie groß der Sog eines glattströmenden Strahles bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten bei drei bestimmten Formen von Hüllen ist. Diese Formen der Hüllen sind in Abb. 17 dargestellt.

Formen der untersuchten Strahlhüllen.

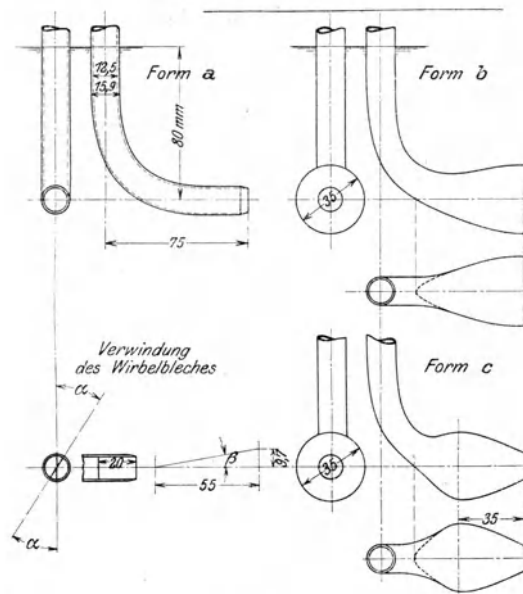


Abb. 17.

Form a, Abb. 15, 17. Das einfache Rohr bietet dem Sog die bei dieser Versuchsanordnung kleinste praktisch mögliche Angriffsfläche.

Der Sog erreicht hierbei für die stillstehende Hülle, d. h. bei $v_s = 0$ m/sek die Größe von 3% des Strahldruckes.

Diese Soggröße entspricht derjenigen, welche im ersten Teil der Arbeit bei der Strahldruckmessung mit Hilfe der Drehwage (I, 8 b) bei dem dort verwendeten Glasrohr zu erwarten ist und deutlich aus der Art der Strahldruckkurve (Abb. 10) erkennbar wird. Der Höchstwert des dort gemessenen Strahldrucks

beim Ausströmen in genügender Wassertiefe ist um die Größe des Sogs geringer als der Strahldruck beim Ausströmen des Strahles in freie Luft, und zwar beträgt dieser Sogwert dort ebenfalls etwa 3 %.

F o r m b, Abb. 15, 17. Auf das Rohr von 12,5 mm lichtem Durchmesser (Form a) ist am Ende eine Scheibe von 35 mm Durchmesser aufgelötet, so daß der Strahl wie aus einer Wand ausströmt. Äußerlich ist der Übergang vom Rohr zu der Scheibe durch eine plastische Masse ausgefüllt, damit der Widerstand der Form b in der Fahrtrichtung nicht unnötig erhöht wird. Die senkrechte Fläche am Strahlaustritt bietet dem Sog nach den Erfahrungen der früheren Versuche eine möglichst große Angriffsfläche. Das Verhältnis der Angriffsfläche zum Strahlquerschnitt beträgt hier $\vartheta = 10$.

Messwagen mit Strahlrohr.

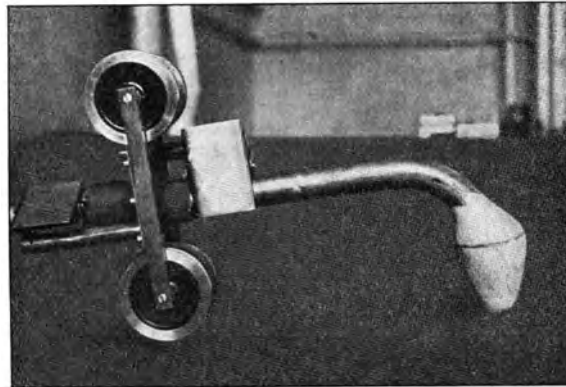


Abb. 18.

Der Sog erreicht bei dieser Form für die stillstehende Hülle, d. h. bei $v_s = 0$ m/sek, die Größe von 8 % der Strahldruckes. Diese Größe stimmt überein mit der Soggröße, welche bereits bei den großen Strahlen unter II, 3 mit der andern Versuchsanordnung für Verhältnisse von $\vartheta = 20$, $\vartheta = 40$ und $\vartheta = 80$ gemessen worden ist. Diese Übereinstimmung beweist zugleich, daß ein Verhältnis von $\vartheta = 10$ genügt, um bei einem Strahl den größten Sog zu erzielen.

F o r m c, Abb. 16, 17, 18 stellt eine zwischen a und b liegende Form dar, welche den gleichen größten äußeren Durchmesser D wie Form b aufweist, nur mit dem Unterschied, daß der Abstand der auf das Rohr aufgelöteten Scheibe vom Rohrende $1 \times D$ beträgt. Form c nähert sich in ihrer Zuschärfung etwa einer Hinterschiffsform. Der Sog erreicht hierbei für stillstehende Hülle, d. h. bei $v_s = 0$ m/sek die Größe von 4 % des Strahldruckes, also etwa 50 % des größtmöglichen Sogwertes.

Für Form c wurde außerdem untersucht, welchen Sog ein in ähnlicher Weise

wie der Schraubenstrahl gewirbelter Wasserstrahl ausübt im Vergleich zu einem glattströmenden Strahl.

In das Strahlrohr wurde am Austritt ein Blechstück von 0,1 mm Dicke und 20 mm Länge eingesetzt, welches schraubenförmig verwunden wurde, wie in Abb. 17 dargestellt ist, und welches dadurch ein ähnliche schraubenförmige Wirbelung des Wasserstrahles, d. h. am Umfang eine Ablenkung um den Winkel β , hervorruft.

Ein Vergleich der durchfließenden Wassermengen

- a) ohne Blechstück,
- b) mit Blechstück, aber ohne Verwindung,
- c) mit Blechstück und mit Verwindung

lehrt wie die Zahlentafel VI zeigt, daß das Blechstück ohne Verwindung die durchfließende Wassermenge um 1,3 %, das Blechstück mit Verwindung um 2 % verringert. Der Einfluß der Verwindung selbst beträgt also 0,7 %. Diese 0,7% können im vorliegenden Falle als Wirbelverlust bezeichnet werden.

Zahlentafel VI.
Wassermengenmessung
Meßgefäßinhalt 1195 ccm
Düsenzahl 4
Wassermenge $Q = \frac{1195.16}{\text{Zeitsumme.}}$

Lfd. Nr.	Füllungszeiten des Meßgefäßes in sek				Zeit-summe	Diffe-renz	Bemerkungen	Datum
	Düse I	Düse II	Düse III	Düse IV				
1	25,1	24,8	24,8	25,3	100,0		ohne Blech	18/3. 15
2	24,8	25,3	24,8	25,2	100,1			
3	25,0	25,4	25,6	25,3	100,3			
					100,2		mit glattm Blech	18/3. 15
4	25,5	25,3	25,0	25,9	101,7	1,3 %		
5	25,2	25,7	25,1	25,6	101,6			
6	25,6	25,2	25,3	25,4	101,5	2 %	mit verwun- denem Blech	18/3. 15
7	25,0	25,7	25,3	26,2	102,2			
8	25,2	25,7	25,6	25,8	102,3	0,7 %		
9	25,5	25,7	25,7	25,5	102,4			
10	25,3	25,8	25,8	25,3	102,2			
11	25,4	25,7	25,5	25,6	102,2			
12	25,6	25,4	25,7	25,7	102,4			
					102,3			

Der Sogverlust bei gewirbeltem Strahl ergibt sich aus Abb. 16. Es zeigt sich, daß der gewirbelte Strahl gegenüber dem glattströmenden keinen merkbar größeren Sogverlust hervorruft. Bei beiden tritt die gleiche Soggröße von etwa 4 % des Strahldruckes für stillstehende Hülle, d. h. bei $v_s = 0$ m/sek auf.

Der theoretische Strahldruck der 4 Versuchsreihen ist untereinander verglichen nicht gleich groß, da der Widerstand im Rohr selbst infolge einer Gummimuffenverbindung je nach der Befestigung auf dem Meßwagen wechselte. Während jeder einzelnen Versuchsreihe war der theoretische Strahldruck, d. h. also auch der Rohrwiderstand und damit die in der Sekunde ausfließende Wassermenge selbstverständlich gleichbleibend.

Die für die Errechnung des theoretischen Strahldruckes für die Ergebnisse in Abb. 15 und 16 maßgebenden gemessenen Wassermengen Q sind bei

- Form a) $Q = 194,2$ g/sek,
 „ b) $Q = 190,0$ g/sek,
 „ c) $Q = 189,6$ g/sek,
 „ c) (mit Wirbelblech) $Q = 186,0$ g/sek.

Die mittlere Strahlgeschwindigkeit beträgt also etwa 1,5 m/sek.

Die Untersuchungen lassen nun übereinstimmend erkennen, daß die absolute Soggröße bei verschiedener Fahrgeschwindigkeit unverändert bestehen bleibt wenigstens in den Grenzen der Untersuchung, nämlich bei einem Slip von 100 % bis 65 %. Daraus geht hervor:

für die Größe des Sogs kommt wesentlich nur die Form der Hülle und die absolute Strahlgeschwindigkeit in bezug auf die Hülle in Betracht. Sein Höchstwert erreicht bei 100 % Slip 8 % des Strahldruckes.

Trotz eines gewissen Unterschiedes zwischen den aus Rohren austretenden Strahlen und dem von einer Schiffsschraube im Wasser selbst erzeugten Schraubenstrahl ließe sich der für die Schiffsschraube wichtige Schluß ziehen, daß die absolute Größe des Sogwiderstandes bei gleichbleibender Strahlgeschwindigkeit, d. h. bei gleichen Schraubenumdrehungen, die gleiche bei stehendem und fahrendem Schiff ist. Durch Standversuche bzw. die sogenannten Pfahlversuche kann diese Soggröße bestimmt werden als Unterschied zwischen dem auf das Drucklager ausgeübten Schraubendruck und dem Trossenzug des vertäuten Schiffes.

Bei Modellversuchen ließen sich zeitraubende, umständliche und kostspielige Versuchsreihen vermeiden, wenn auch hier allein durch Standversuche bereits

ein Urteil über die Soggröße und damit über den Gütegrad der Schiffs- und Schraubenkombination gewonnen werden könnte.

9. Eine Nachprüfung unserer Ergebnisse

durch einen Schiffsmodellversuch wäre daher in dieser Hinsicht besonders wertvoll.

Ein glücklicher Zufall fügt es, daß unter meinen im Jahre 1911 in der Versuchsanstalt Übigau ausgeführten Schleppversuchen sich eine Versuchsreihe findet, deren Auswertung in dieser Hinsicht die volle Bestätigung des Gefundenen bringt.

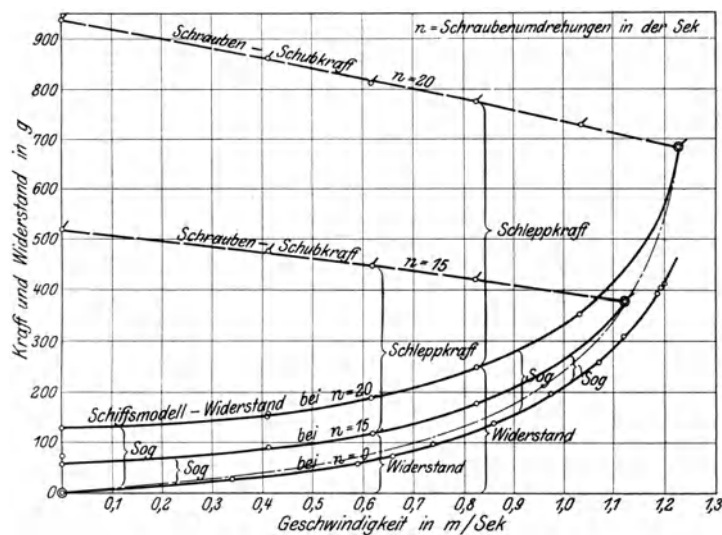


Abb. 19.

Es handelt sich hierbei um Schleppversuche mit dem Modell eines Doppelschraubenflußdampfers für die Wolga. Die Untersuchung erstreckte sich auf die Ermittlung der nutzbaren Schleppkraft bei verschiedenen Schraubenumdrehungen und Schiffsgeschwindigkeiten. Es zeigt sich, daß sich der durch den Sog beeinflusste Widerstand des Schiffes gleichmäßig mit Zunahme der Schraubenumdrehungen steigert, und es zeigt sich ferner, daß dieser Widerstandszuwachs durch den Sog bei gleichbleibenden Schraubenumdrehungen unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit in seiner absoluten Größe derselbe bleibt (Abb. 19. Zahlentafel VII). Der bei diesem Dampfer auffallend große Sog erklärt sich durch die Bauart mit Tunnelheck.

Zahlentafel VII.

Schiffs- und Schrauben-Modell
Schleppversuchsergebnisse
für einen Doppelschrauben-Flußdampfer mit Tunnelheck.

Schiffsmodell:

Länge z. d. Loten	35,50 dm,
größte Breite	3,70 dm,
Tiefgang	0,64 dm,
Modellgewicht	62,45 kg,
benetzte Oberfläche	138,134 dm ² ,
Wassertiefe	2,40 dm,
Temperatur des Wassers	+ 10° C.

Propellermodell:

Durchmesser	61,2 mm,
Steigung (konst.)	110 mm,
Abgewickelte Fläche	23,5 cm ² ,
Flügelzahl	3.

Lfd. Nr.	Geschwindigkeit v m/sek	Modellwiderstand w _m — r _a kg	Schraubenschub S kg	Schraubenumdrehungen u/sek
1	0	0,134	0,935	20
2	0,412	0,160	0,863	20
3	0,618	0,188	0,820	20
4	0,823	0,250	0,775	20
5	1,030	0,350	0,735	20
1	0	0,076	0,520	15
2	0	0,058	0,520	15
3	0,412	0,090	0,480	15
4	0,618	0,120	0,450	15
5	0,823	0,180	0,420	15

10. Schlußwort.

Ich bin mir bewußt, daß die durch diese Arbeit mitgeteilten Forschungsergebnisse noch keine fertige Lösung der aufgeworfenen wichtigen Fragen bringen; die Untersuchungen wurden zum Teil vorzeitig durch den Kriegsausbruch unterbrochen, welcher besonders die Fortführung der Druckhöhenmessung der Strahlen

(I 8 a) verhinderte. Aber wenn diese Arbeit auch nur Klärung in einigen wenigen Punkten und im übrigen Anregung zur systematischen Weiterarbeit bietet, dürfte ihre Mitteilung gerechtfertigt erscheinen.

11. Schlußübersicht:

Die Arbeit besteht aus zwei Teilen:

Im ersten Teil wird die Abhängigkeit der Druckwirkung eines Wasserstrahles von seiner Tiefenlage unter Wasser untersucht.

Es wird die Versuchsanordnung, das Meßverfahren, der Verlauf und die Auswertung der Versuche behandelt, Vorversuche über den Einfluß von Wandungen werden mitgeteilt, dann die Ergebnisse selbst und ihre Nachprüfung durch besondere Versuche.

Im zweiten Teil wird der Sog einfluß eines Strahles untersucht.

Zunächst werden mit der vorher beschriebenen Versuchseinrichtung die Grenzen der Soggröße für statische Verhältnisse bestimmt, darauf werden mit einer neuen Schleppversuchseinrichtung die Energieverluste durch den Sog für bestimmte Fälle untersucht.

Es wird die zweite Versuchsanordnung, das Meßverfahren, der Verlauf und die Auswertung der Versuche behandelt, dann werden die Ergebnisse selbst und ihre Nachprüfung durch Modellschleppversuche mitgeteilt.



XV. Turbokompressoren für Bordbetrieb.

Von Otto Banner-Easton. Pa.

An Bord der beiden Schlachtschiffe „Nevada“ und „Oklahoma“ der Vereinigten-Staaten-Flotte sind Turbokompressoren eingebaut worden, die Preßluft erzeugen sollen zum Ausblasen der Verbrennungsgase der mittleren und schweren Geschütze, für die Munitionsaufzüge und andere Zwecke.

Die Maschinen sind bemerkenswert wegen ihrer ungewöhnlich kleinen Leistung, die zu besonderen baulichen Maßnahmen geführt hat. Auf jedem der beiden Schiffe sind zwei Kompressoren eingebaut, die je 4000 cbm Luft in der Stunde ansaugen und auf 8 kg auf den Quadratcentimeter verdichten, und von denen einer als Reserve dient. Entscheidend für die Wahl dieser Art Kompressoren war ihr sehr geringer Platzbedarf und ihr im Vergleich zu Kolbenmaschinen sehr geringes Gewicht. Dieses war zu 22 700 kg für jede Maschine gewährleistet, es hat in Wirklichkeit durchschnittlich 23 720 kg betragen. Kolbenmaschinen mit elektrischem Antrieb, welche ursprünglich vorgesehen waren, würden zusammen mit den Stromerzeugern mehr wie dreimal so viel gewogen haben. Die Maschinen messen 7,115 m in der Länge, 1,870 m in der Breite und 1,770 m in der Höhe. Je zwei sind zusammen in einem Raume von 7 m bei 10 m untergebracht.

Sie sind von der Ingersoll Rand Co. gebaut, und zeigen im allgemeinen die bekannten Merkmale der von Prof. Rateau eingeführten Bauweise. Eine Anzahl von Einzelheiten sind jedoch neu und rechtfertigen ein Eingehen auf sie.

Der Kompressor teil.

Dieser besteht aus einem Niederdruckteil mit 6 und einem Hochdruckteil mit 7 Rädern. Abb. 1 zeigt die Maschine von der Kompressorseite, Abb. 2 von der Turbinenseite, während Abb. 3 einen Längsschnitt durch beide Teile darstellt. Die Luft tritt, vom Filter kommend, mit atmosphärischer Spannung am äußeren Ende der Maschine oben in den Niederdruckteil ein, durchläuft der Reihe nach die 13 Räder der beiden Zylinder und verläßt schließlich, auf 8 kg verdichtet, oben am inneren Ende des Hochdruckteiles die Maschine.

Die Zylinder und die Einbauwände sind aus Gußeisen und in bekannter Weise wassergekühlt, ein Zwischenkühler ist nicht vorhanden. Das Kühlwasser kommt innerhalb des Kompressors nur mit Gußeisen oder Stahl in Berührung, es tritt seitlich am Unterteil der Zylinder ein und durchströmt die Wasserkammern

Rückansicht des Turbokompressors.

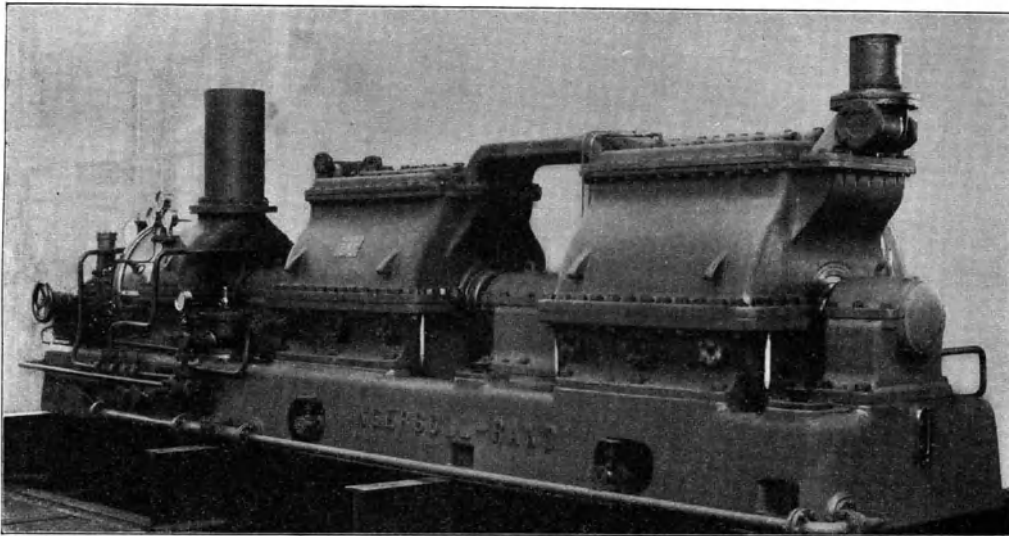


Abb. 1.

Vorderansicht des Turbokompressors.

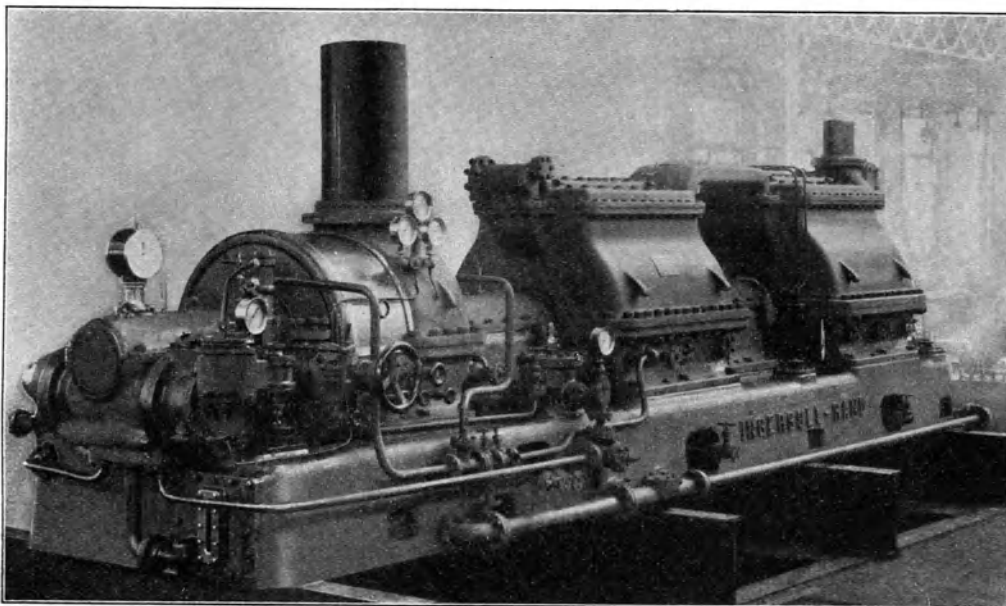
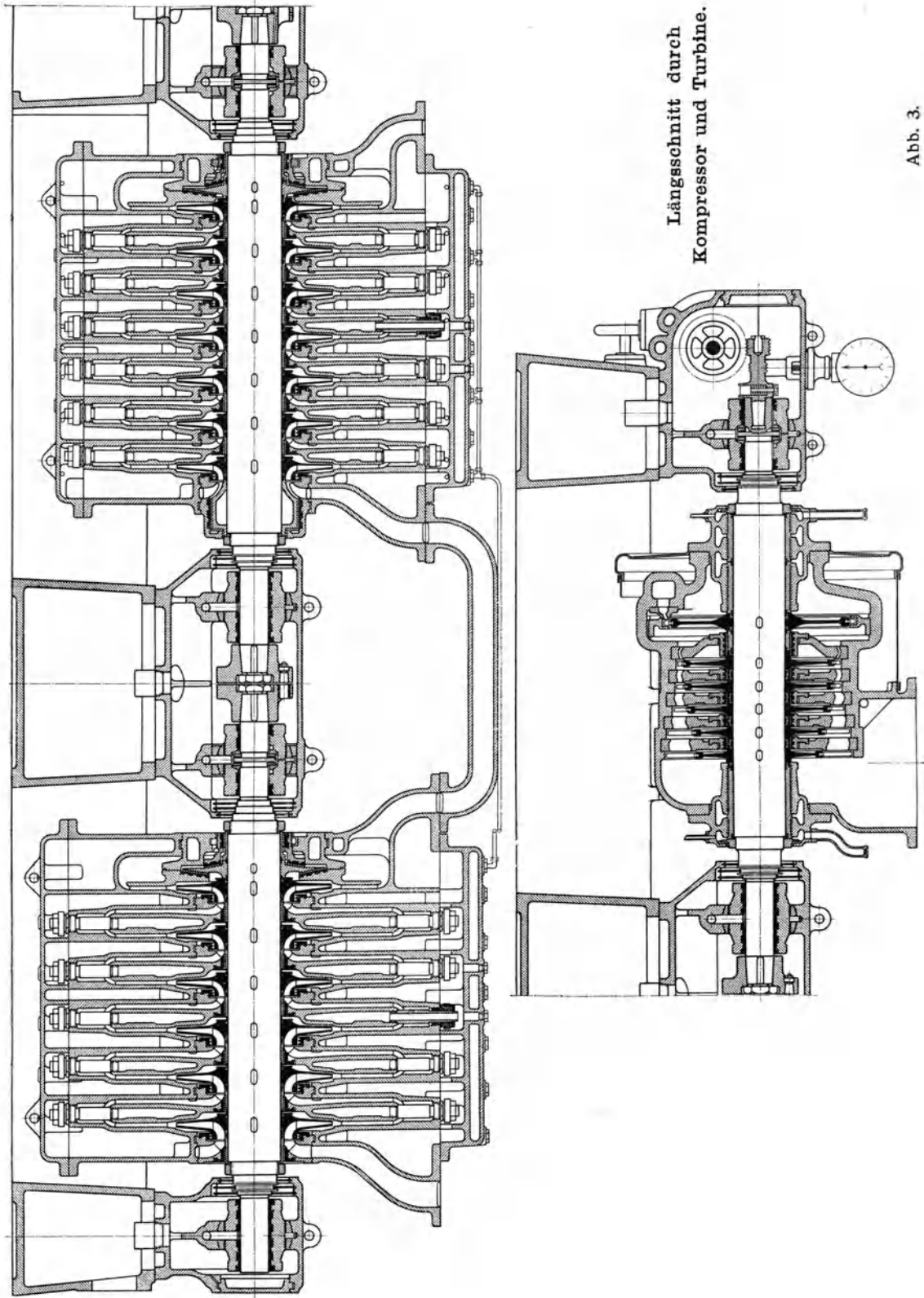


Abb. 2.



aller Zylinder- und Einbauwände von unten nach oben, um in den mittleren Zellen der beiden Zylinder nach unten abgeführt zu werden. Es wird der Feuerlöschleitung entnommen, auf 2 kg abgedrosselt und nach dem Durchlaufen der Wasserkammern in die Auswurfleitung der Umlaufpumpen für die Kondensatoren und nach Außenbords geführt.

Die Ansaugleistung der Maschinen ist, wie schon bemerkt, eine sehr kleine im Verhältnis zum erzeugten Enddrucke. Wären daher die übliche Bauweise und die üblichen Umdrehungszahlen verwendet worden, so würden die Radweiten der Hochdruckräder unausführbar eng geworden sein. Es wurde daher zunächst die bislang noch nicht für Maschinen von solcher Leistung und solchem Gewicht verwendete Umdrehungszahl von 6000 bis 6500 in der Minute angenommen, um zu kleinen Raddurchmessern und damit größeren Radweiten zu kommen. Da aber auch diese Maßnahme noch nicht genügte, so wurde zu einer neuen Bauweise für die Schaufelung gegriffen, indem die Schaufeln der Hochdruckräder mit 150° Austrittswinkel an Stelle von 120° der Niederdruckräder ausgeführt wurden. Die starke Zurücklegung des Austrittsendes der Hochdruckschaufeln hat die Folge, daß die radiale Austrittsgeschwindigkeit im normalen Betriebspunkte geringer wird, als die der erheblich offeneren Niederdruckräder. Daher wird die Austrittsweite wesentlich größer, als wenn die gleichen Schaufelwinkel verwendet wären wie im Niederdruckteil.

Die ausgeführten Schaufelweiten sind:

Niederdruckstufe Schaufelwinkel 120°		Hochdruckstufe Schaufelwinkel 150°	
Rad Nr.	Schaufel- weite	Rad Nr.	Schaufel- weite
1	13,5	6	9,25
2	12,0	7	8,5
3	10,5	8	7,5
4	9,0	9	6,5
5	7,5	10	6,0
—	—	11	5,25
—	—	12	4,75
—	—	13	4,25

Alle 13 Räder haben den gleichen Durchmesser von 550 mm.

Abb. 4 zeigt die Bauweise der Niederdruck-, Abb. 5 die der Hochdruckräder. Die Schaufeln der letzteren sind aus einer vollen Stahlscheibe mittels einer Kreisbogen-Lenkerführung herausgeschnitten, ihre Herstellung und ihr Einbau ins Rad

war billig und einfach. Sie bieten den großen Vorteil, daß mit ihnen die Radweite mit einfachen Mitteln sehr genau hergestellt werden kann, was bei den engen Schaufelweiten der letzten Hochdruckräder von Vorteil ist. Radscheiben und Deckel sind aus zweiprozentigem Chromstahl gefertigt. Abb. 6 zeigt eine fertig zusammengebaute Niederdruck-, Abb. 7 eine Hochdruckwelle einer 6000 cbm-

Niederdruck-Schaufelung.

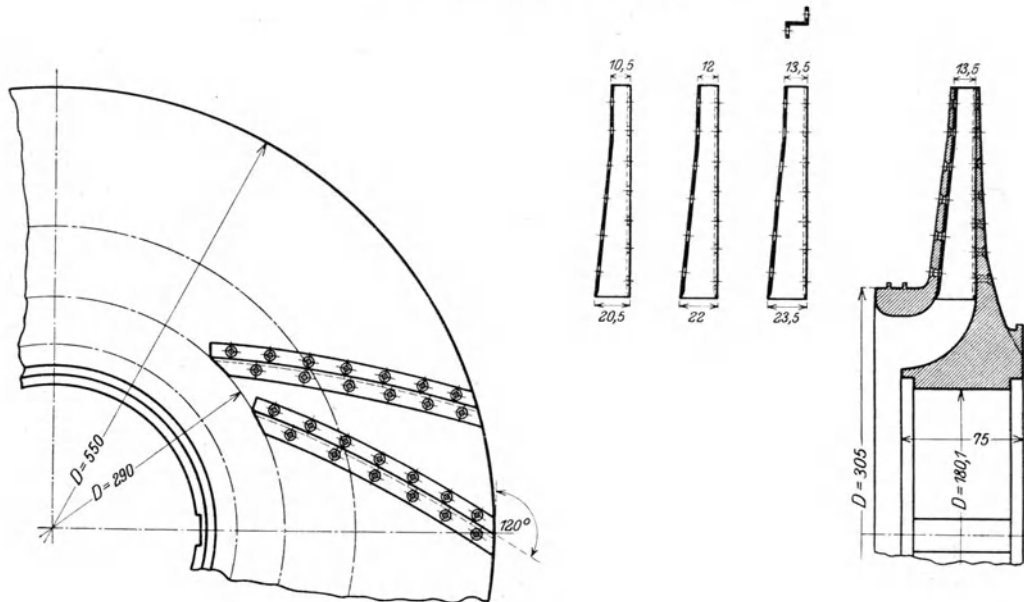


Abb. 4.

Hochdruck-Schaufelung.

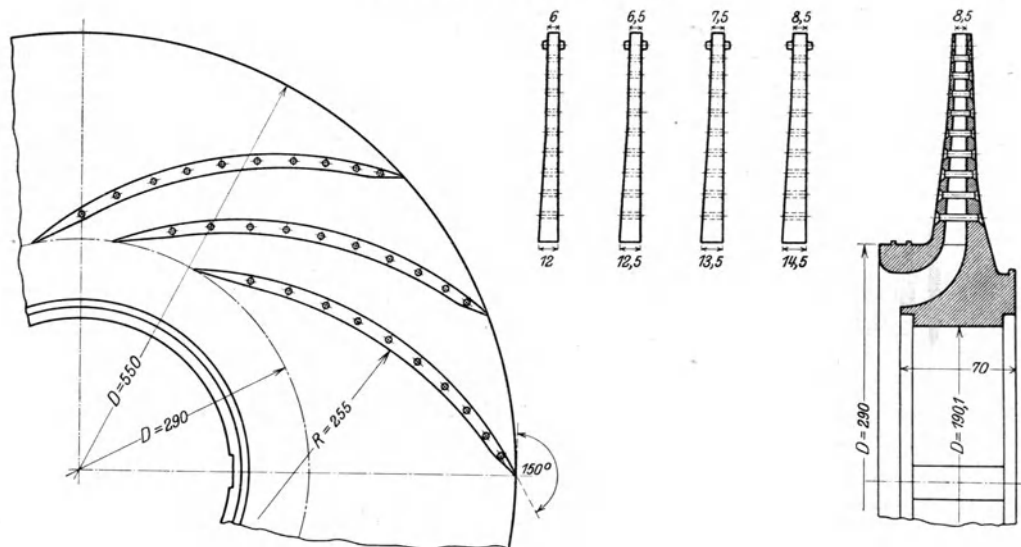


Abb. 5.

Maschine gleicher Bauart. Auf Abb. 8 sind diese beiden Wellen eingebaut in dem Kompressor zu sehen, der in diesem Falle durch eine Zweidruckturbine von 6000 Umdrehungen betrieben wird.

Niederdruckwelle eines 6000 cbm Turbokompressors für kg/qm bei 6200 Umdrehungen.

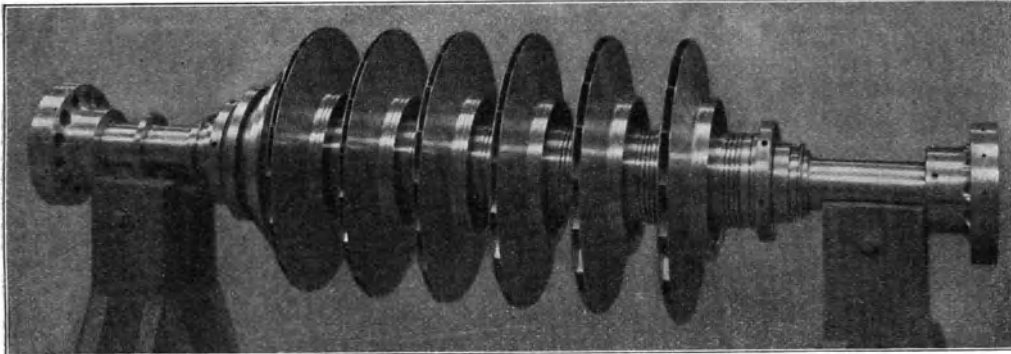


Abb. 6.

Hochdruckwelle zur Niederdruckwelle Abb. 6.

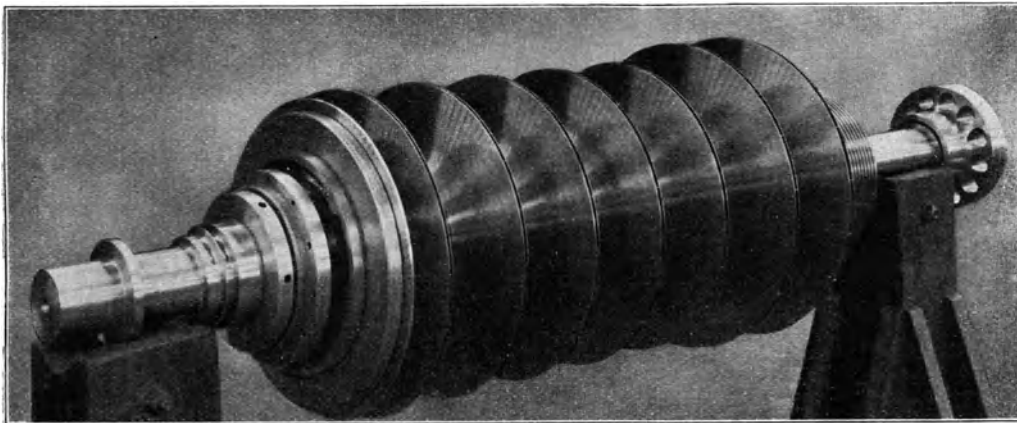


Abb 7.

Die Antriebsturbine.

Diese ist nach Art der Zoelly-Turbinen gebaut, jedoch läuft das erste Rad mit höherer Umfangsgeschwindigkeit als die folgenden. Dies hat zur Folge, daß Dampfdruck und Temperatur in der ersten Stufe in angemessenen Grenzen gehalten werden können, während gleichzeitig ein brauchbarer Wirkungsgrad erzielt wird. Das erste Rad hat 750, die übrigen haben 500 mm Schaufeldurchmesser. Die Räder sind aus dem gleichen Material wie die Kompressorräder hergestellt, die

Schaufeln aus fünfprozentigem Nickelchromstahl, sie sind mit dem Zwischenstück und der Abdeckung aus einem Stück Vierkantstahl herausgearbeitet. Abb. 9 zeigt ein Stück Schaufelung, Abb. 10 ein fertiges Rad. Die Turbinen sind für eine 15 prozentige Überlastung des Kompressors vorgesehen, sie können bei 16 kg auf den Quadratcentimeter Überdruck des Dampfes am Absperrventil und 93 % Vakuum bis 750 PS entwickeln bei einer Umdrehungszahl von 6200 i. d. Min.

Turbokompressor mit eingebauten W ellen Abb. 6 und 7.

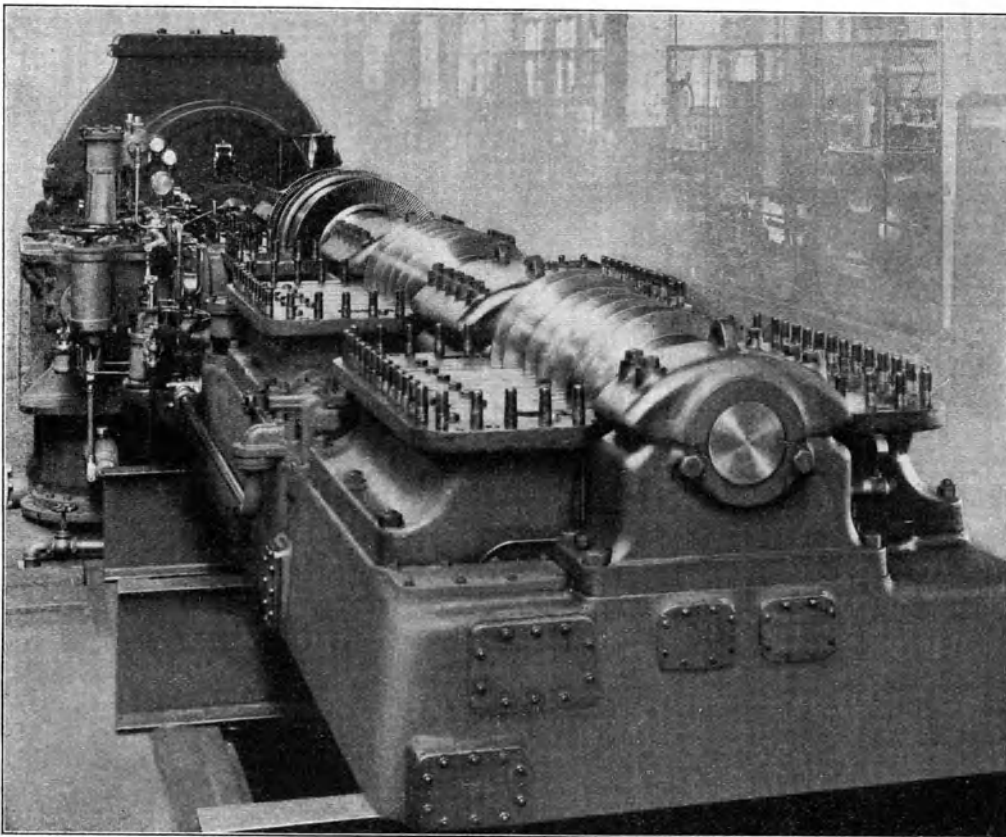
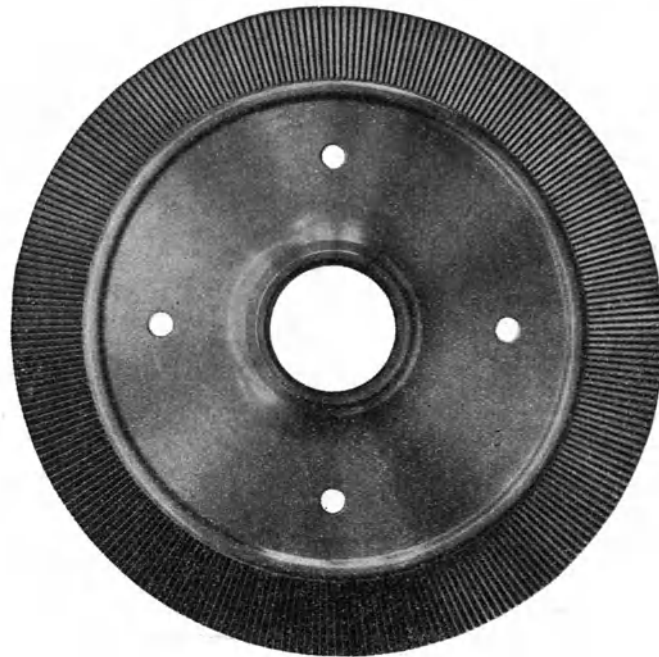


Abb 8.

Bei der hohen Geschwindigkeit dieser Räder ist äußerst genaues Auswiegen von ausschlaggebender Bedeutung, auch muß schon vor dem Einbau in die Maschine völlige Gewißheit vorhanden sein, daß im Betriebe Anstände irgendwelcher Art, die auf die hohe Geschwindigkeit zurückzuführen wären, unbedingt vermieden sind. Alle Räder sind deshalb während drei Stunden mit 7800 Umdr. i. d. Min. ausgeschleudert worden. Diese Arbeit ist auf der vorderen der beiden Auswuchteturbinen vorgenommen worden, welche auf Abb. 11 sichtbar sind.

Turbinenlaufrad.



Schaufeln der
Dampfturbine.

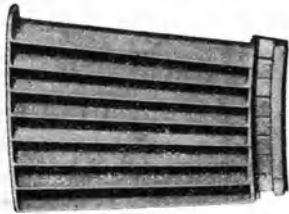


Abb. 9.

Abb. 10.

Auswuchtemaschinen.

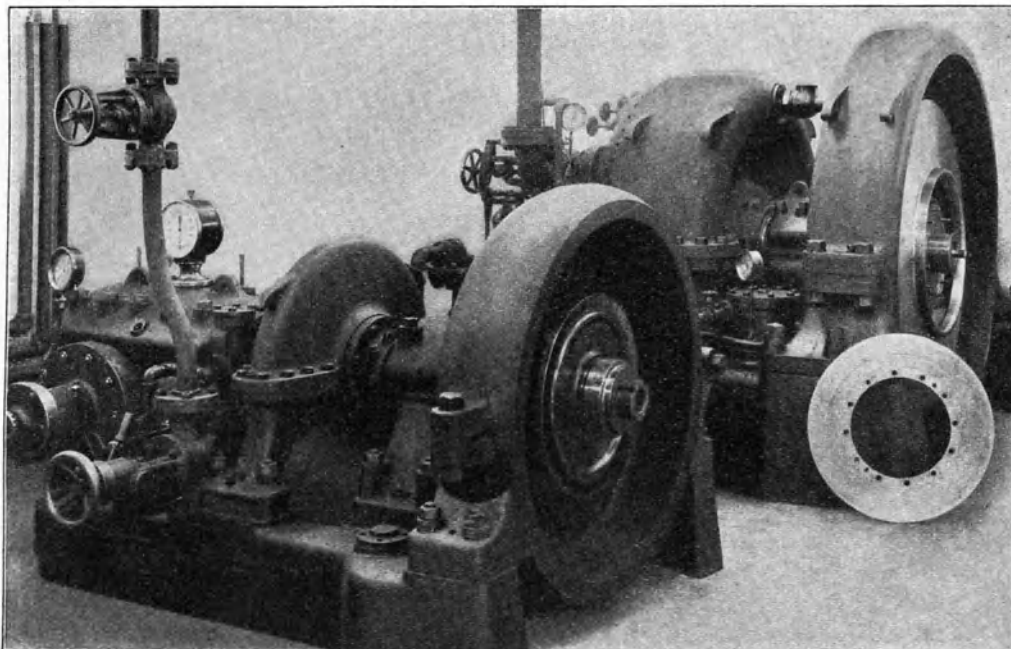


Abb. 11.

Die drei Wellen laufen über der kritischen Geschwindigkeit, welche rechnerisch zu 4900 bis 5200 Umdr. i. d. Min. festgestellt ist. Bei der hohen Umdrehungszahl tritt beim Rollen und Schlingern des Schiffes eine nicht unerhebliche Kreiselwirkung auf, die berücksichtigt werden mußte.

Alle Räder sind auf Bronzeringe gepreßt und haben im übrigen etwas Spiel gegen die Welle. Der mechanische Lauf der Maschinen auf dem Versuchsstande und an Bord hat nichts zu wünschen übrig gelassen, an Bord kann man an der Maschine kaum fühlen, daß sie im Betriebe ist; das Deck in der Umgebung schwingt etwas, doch wird dies in den angrenzenden Abteilungen nicht mehr empfunden.

D r u c k a u s g l e i c h u n d D r u c k l a g e r .

Die drei Wellen sind durch Kupplungen mit erheblicher Längs- und geringer Querbeweglichkeit verbunden. Keine Welle kann daher Längskräfte auf die andere übertragen. Solche treten an der Turbinenwelle auch nur in verschwindendem Maße auf, sehr stark jedoch an den Kompressorwellen. An diesen üben die Räder einen starken Längsschub aus, der nach der Turbine zu gerichtet ist. Um ihn aufzuheben, wurden zunächst selbsttätige Ausgleichteller bekannter Bauart angeordnet, diese waren aber ziemlich undicht; wurden sie andererseits dicht eingestellt, so nützten sich die Weißmetallfutter der Kammlager trotz reichlicher Schmierung rasch so viel ab, daß das alte Spiel und damit der unerwünschte Leckverlust wieder eintrat.

Bei dieser Lage der Dinge entschloß sich der Verfasser, einen Versuch mit dem von Albert Kingsbury auf Grund der bekannten Reynoldsschen Theorie der Lagerreibung zuerst ausgeführten Drucklager vorzunehmen, der einen glänzenden Erfolg hatte. Diese Lager sind bei den vorliegenden Maschinen an allen Wellen verwendet worden und werden jetzt ausschließlich eingebaut. Die selbsttätigen Druckausgleichkolben sind danach in einfache radiale Stopfbüchsen umgebaut.

Das Kingsbury-Lager verwendet nur einen Kamm, und die Stützfläche ist in eine Anzahl unabhängiger Schuhe zerlegt, die auf ihrer Unterstützungsebene kippen können. Abb. 12 zeigt das Lager, wie es zur Verwendung gekommen ist, während Abb. 13 seine Wirkungsweise erläutert. Da das Lager in Öl schwimmt, so haftet an dem Kamme eine Ölhaut, die sich mit ihm fortbewegt, und die Schubkräfte auf die angrenzenden Ölmassen äußert, welche auf diese beschleunigend wirken. Im Raume vor dem Schuhe gehen die so erzielten Geschwindigkeiten der Ölmassen durch Zerwirbelung wieder verloren, sowie aber die dem Kamme benachbarten Ölmengen in den sehr engen Spalt zwischen Kamm und Schuh eintreten, ändern sich die Verhältnisse von Grund auf. Es tritt nun an die Stelle

der Wirbelbewegung eine Schichtenströmung, bei welcher die Ölhaut am Kamm wie zuvor mit dessen Geschwindigkeit fortschreitet, die Haut am Schuhe aber

Kingsbury-Drucklager, eingebaut in Traglager.

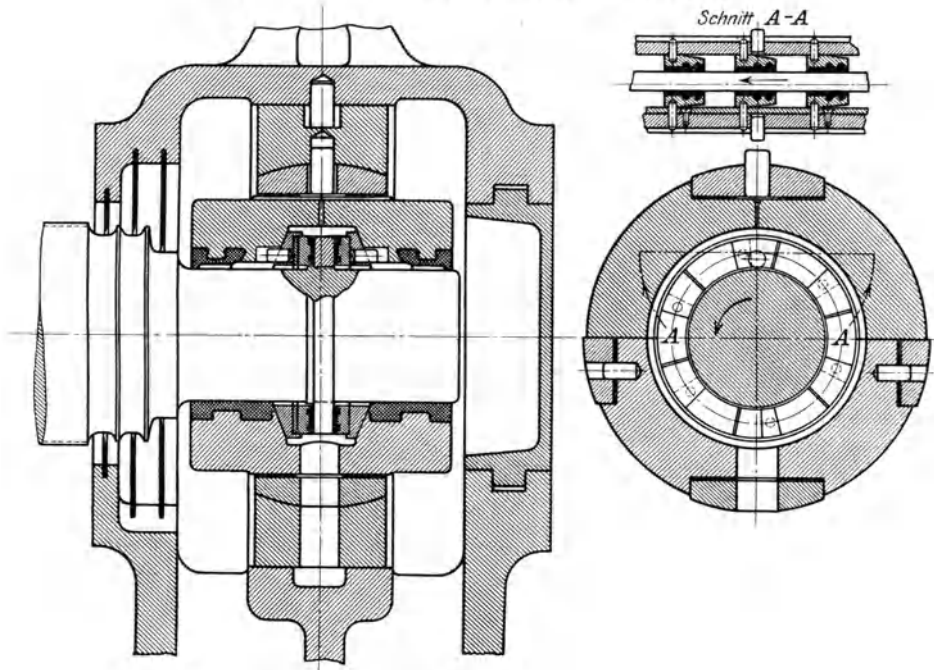


Abb. 12.

stillsteht. Die zwischenliegenden Schichten werden in Richtung der Geschwindigkeit des Kammes beschleunigt. Es ist daher die mittlere Geschwindigkeit des Öles im Eintrittsquerschnitt E (Abb. 13) kleiner als die im Austrittsquerschnitt A, der erstere daher größer als der letztere. Der Kamm stützt sich infolgedessen auf eine keilartige Ölschicht, die vom Kamm fortgezogen wird, aber eine geringere mittlere Geschwindigkeit als dieser selbst besitzt.

Wie der unten angeführte Versuch beweist, ist nur eine geringe Länge L des Schuhs erforderlich, um den Ölkeil auszubilden, auch kann die seitliche Streuung der Ölfäden nach D und F selbst bei sehr starken Drücken nur gering sein. Je größer die Umfangsgeschwindigkeit des Kammes und je größer die Viskosität des Öles, um so größere Drücke kann das Lager aufnehmen.

Arbeitsweise des Kingsbury-Lagers.

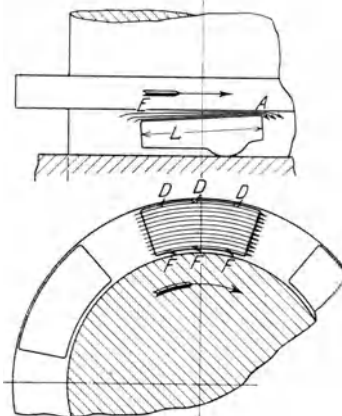


Abb. 13.

Da ferner keinerlei Flächenberührung auftritt, die Widerstände daher, abgesehen von der verhältnismäßig geringen Flüssigkeitsreibung an den freien Oberflächen des Kammes, allein in Überwindung der Scherfestigkeit der Ölschichten bestehen, die Stützflächen aber sehr klein gehalten werden können, so ist auch der Reibungsverlust dieses Lagers sehr klein.

Um zu einem bestimmten Urteile über die Verwendbarkeit des Kingsbury-Lagers für den vorliegenden Zweck zu gelangen, wurde ein Versuch gemacht. Auf der sonst leeren Welle *a* (Abb. 14) wurde ein Kolben *b* angebracht, der von einem Gehäuse *c* umgeben war, dessen Labyrinthdichtungen genügend Spiel ließen, um jede Umfangsreibung auszuschließen. In den Kolbenraum konnte Druckluft regelbar eingelassen werden, deren Spannung am Manometer *d* abgelesen wurde.

Versuchseinrichtung zur Erprobung des Kingsbury-Lagers.

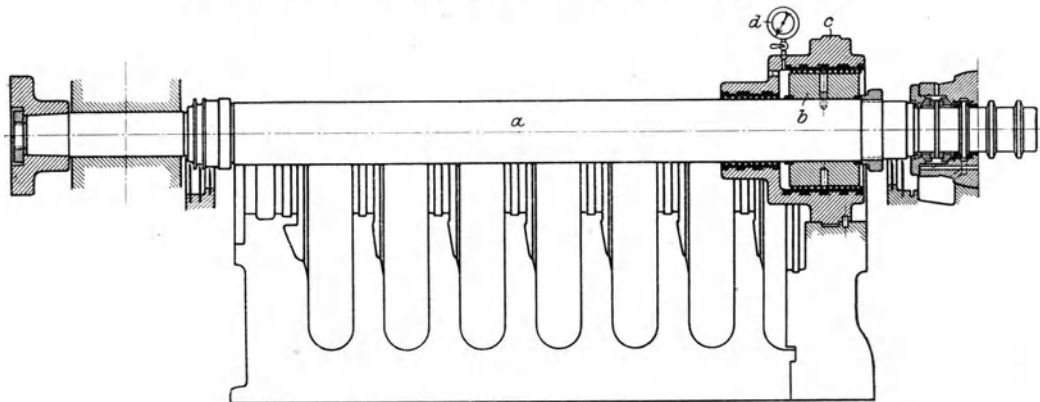


Abb. 14.

Es war ein Kingsbury-Kamm aus dem ersten der vorhandenen Kämme herausgedreht, die übrigen waren seitlich je 2 mm freigeschnitten, so daß sie keinen Längsschub übertragen konnten. Im ablaufendem Öle des Drucklagers und des Traglagers saßen Thermometer. Die Umdrehungszahl bei allen Versuchen war 6000 i. d. Min. Der Kolben hatte 250 mm Außen- und 150 mm Innendurchmesser, die Schuhe hatten 24,6 mm Länge auf dem Teilkreise gemessen und waren 14 mm breit, ihr Teilkreisdurchmesser war 115 mm.

Zahlentafel 1 zeigt die erzielten Belastungen und Temperaturen. Bei dem letzten Versuche war die Tragfläche durch Abfeilen der Seiten der Schuhe verkleinert, die Schuhe hatten nur noch eine Länge von 10 mm auf dem Teilkreise gemessen bei 14 mm radialer Weite wie zuvor.

Nach allen Versuchen waren die Tragflächen der Schuhe in ausgezeichneter Verfassung, und diese Erfahrung hat sich bei all den zahlreichen vom Verfasser ausgeführten Lagern dieser Art bestätigt.

Zahlentafel Nr. 1.

Versuch Nr.	Zahl der Schuhe	Gesamt- fläche der Schuhe qcm	Luftdruck kg/qcm	Flächendruck kg/qcm	Temperatur des Öles	
					0° C. Kingsbury	0° C. Gleitlager
1	12	41,4	0,000	0,0	53,6	53,9
2	12	41,4	2,815	22,9	51,1	50,0
3	12	41,4	3,520	28,7	51,1	50,0
4	6	20,7	3,170	51,6	49,4	—
5	4	5,6	3,310	199,0	47,8	46,7

Alle Versuche dauerten zwei Stunden.

Die Temperaturen waren unveränderlich.

Das Kingsbury-Drucklager wird normal mit 25 kg auf den Quadratcentimeter beansprucht und hält dann, bei richtiger Anordnung und richtigem Betriebe, anscheinend eine unbeschränkte Zeit ohne jede Veränderung. Für kleinere Drücke können die Schuhe ganz aus Weißmetall gemacht werden, bei hohen Drücken, wie 70 bis 100 kg auf den Quadratcentimeter, müssen harte Laufflächen, wie z. B. abgeschrecktes Gußeisen, an die Stelle des Weißmetalles treten, weil dieses sich mit der Zeit verdrücken würde. Bei mittleren Drücken werden mit Weißmetall gefütterte Gußeisen oder Stahlschuhe verwendet, in denen das Metall in bekannter Weise gehalten wird.

Der Kamm lief im vorliegenden Falle mit 40,5 m/sek Umfangsgeschwindigkeit, doch sind höhere Geschwindigkeiten mit dem besten Erfolge angewendet worden. Die absolute Viskosität des verwendeten Öles betrug nach Angabe der Herstellerin etwa 0,4 g per cm und sek bei 51,1° C.

Nach den ersten längeren Betriebszeiten zeigten alle Schuhe Riefen in der Laufrichtung, die etwa in der Mitte des Schuhes begannen und sich nach dem Austrittsende zu vertieften, wo sie etwa 0,1 bis 0,15 mm (schätzungsweise) tief waren. Sie rührten von Unreinigkeiten her, die vom Öle mitgerissen waren und sich durch die Lauffläche gegraben hatten. Die Ölschicht mußte also am Eintritte dicker wie 0,1 bis 0,15 mm gewesen sein. Um derartigen Beschädigungen vorzubeugen, wird das Öl jetzt durch Filterröhren aus sehr feiner Messinggaze gereinigt, die unmittelbar vor den Lagerschalen in den Ölzufuhrkanal eingebaut werden. Der Erfolg ist der gewünschte, die Schuhe sind jetzt nach jahrelanger Laufzeit immer tadellos; die Kämmen selbst haben niemals gelitten.

Zu beachten ist, daß das Lager immer in Öl schwimmen muß, reichliche Zufuhr des Schmiermittels ist daher notwendig. Ferner muß verhindert werden, daß

Luft in beträchtlicheren Mengen mit dem Öle zwischen die Tragflächen gelangt. Die Viskosität der Luft ist so gering, daß bei Schmierung mit stark schaumigem Öle das Weißmetall von den Tragflächen weggeschwemmt werden würde. Auch Wasser genügt nicht als Schmiermittel, das Öl ist daher immer gut entwässert zu halten. In dieser Hinsicht ist das Kingsbury-Lager ein wenig empfindlicher als das einfache Traglager, weil es in der Regel mit ganz erheblich höheren Einheitsdrücken arbeitet.

Beim Entwerfen dieser Lager sollte nicht vergessen werden, daß der Druckmittelpunkt und die Druckrichtung der Gesamtheit der Schuhe mit der geometrischen Achse der Welle zusammen fallen muß, da sonst ein Ecken und Klemmen der Schuhe und damit ein Ausbleiben des Kippens eintreten kann, das zum Versagen des Lagers führen könnte. Kugelsitze entweder des ganzen Lagers oder des Tragrings der Schuhe sind daher zu empfehlen. Sodann ist zu beachten, daß das Lager gewaltige Beanspruchungen verträgt, ohne daß der Ölkeil zerquetscht wird. Wenn daher das übliche Kammlager meist der schwächste Teil einer Turbine war, so ist das Kingsbury-Drucklager einer der stärksten geworden, und bei Überbeanspruchungen sind Zerstörungen an anderer Stelle zu erwarten. Hierauf sollte beim Bau der Kupplungen usw. Rücksicht genommen werden.

Die Erfahrung hat gezeigt, daß eine tragende Ölschicht sich schon bei wenigen m/sek Umfangsgeschwindigkeit ausbildet. Für alle Arten von Maschinen, bei denen der Achsschub im Stillstande zum großen Teile verschwindet, kann daher das Lager wie vorstehend beschrieben verwendet werden. Bei Maschinen jedoch, welche schon im Stillstande einen starken Achsschub haben, wie z. B. Wasserturbinen mit schwerer senkrechter Welle, müssen besondere Vorkehrungen getroffen werden, weil bei diesen das Öl während des Stillstandes aus den Tragflächen herausgedrückt wird, und bei dem oft sehr langsamen Angehen für einige Zeit kein neues Öl eingesaugt werden kann.

Das Kingsbury-Lager bietet so große Vorteile für Schiffsantriebe, daß ein Eingehen auf diesen neuen Maschinenteil gerechtfertigt erschien.

R e g e l u n g.

Die Maschinen sollen annähernd gleichen Luftdruck bei wechselnder Luftentnahme liefern. Beim Abnahmeversuch wurde festgestellt, daß mit abnehmender Ansaugemenge der Druck von 8,0 auf 8,3 kg steigt.

Die Turbinenleistung wird durch ein einfaches Drosselventil beherrscht, welches durch einen Öldruck übersetzter bekannter Bauart betätigt wird. Auf das Ventil wirkt der Geschwindigkeits- und der Luftdruckregler gleichzeitig ein, in der aus Abb. 15 und 16 ersichtlichen Weise. Der Luftdruckregler ist besonders dargestellt in Abb. 17. Die Druckluft tritt bei a ein, geht durch das feinmaschige

Gazefilter b und wirkt auf den Kolben c, dessen Federbelastung für verschiedene Drücke einstellbar ist. Nimmt der Luftverbrauch zu, so fällt der Druck, der Kolben sinkt entsprechend der überschießenden Federbelastung, und der Übersetzerkolben d hebt sich. Durch seine Bewegung wird der Hebel e verstellt, der die Welle f (Abb. 18)

Schnitt durch den Vorderlagerbock mit der Regulierung.

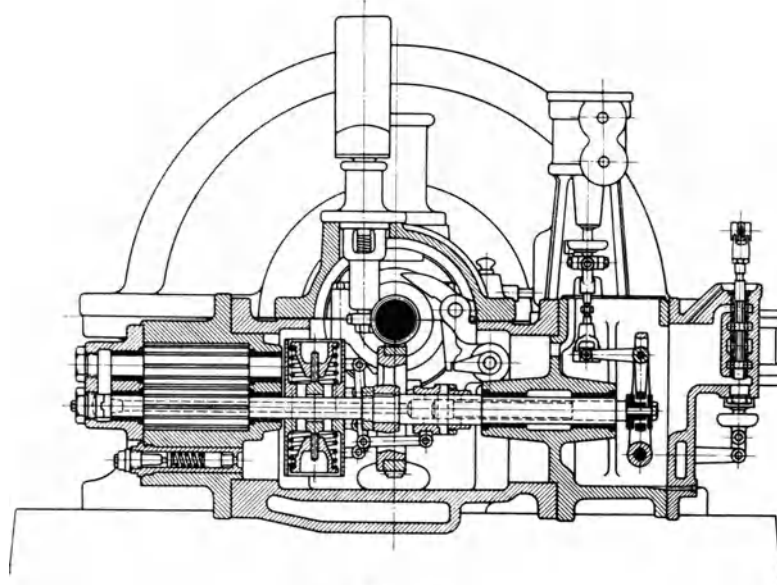


Abb. 15.

Dampfeinlaß-Steuerung.

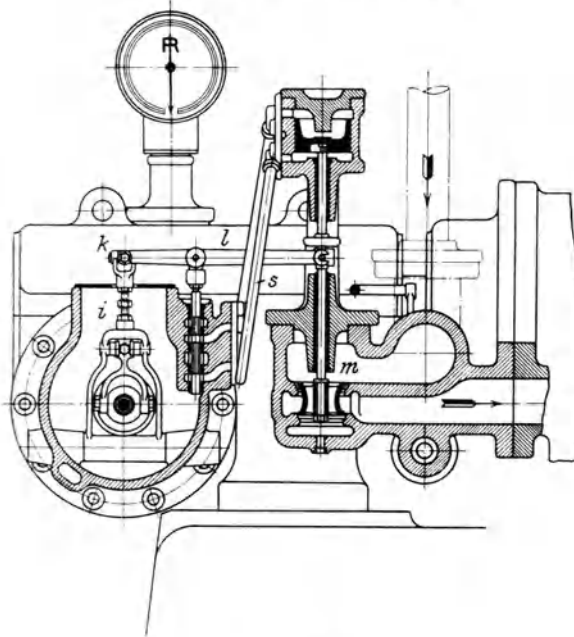


Abb. 16.

Luftdruckregler.

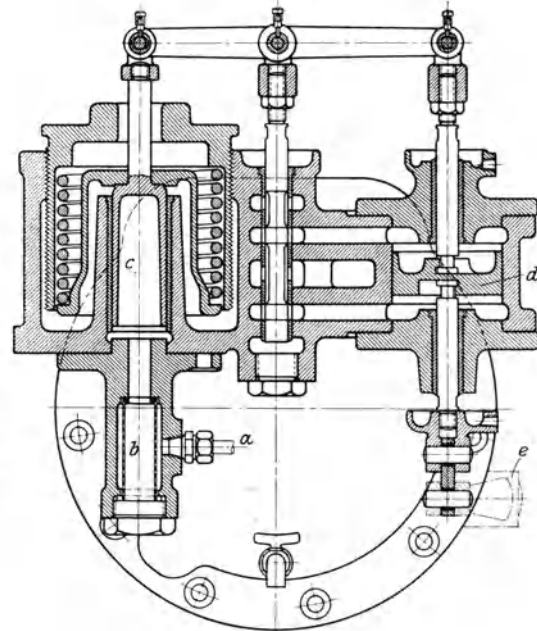


Abb. 17.

entsprechend verdreht. Diese Welle schwingt den großen Hebel *g* zurück, an dessen oberem Ende der Winkelhebel *h* aufgehängt ist, der nun seinerseits vermittelt der Verbindungsstange *i* den Endpunkt *k* des Schwebhebels *l* (Abb. 16) absenkt

Geschwindigkeits-Regelung.

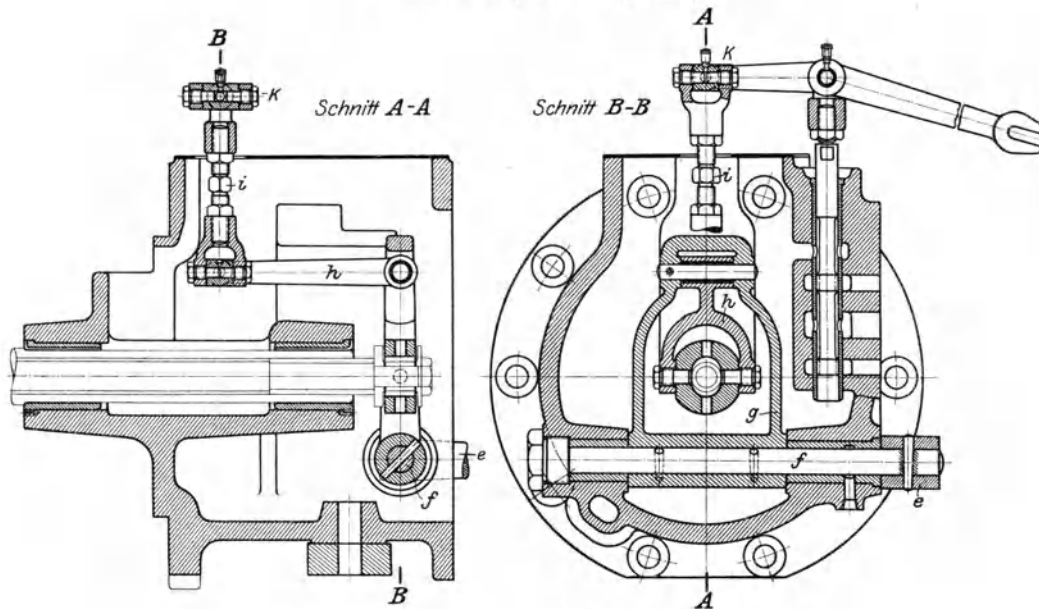


Abb. 18.

Ansicht des Reglers mit den Verstellhebeln und den Regelungen. ·

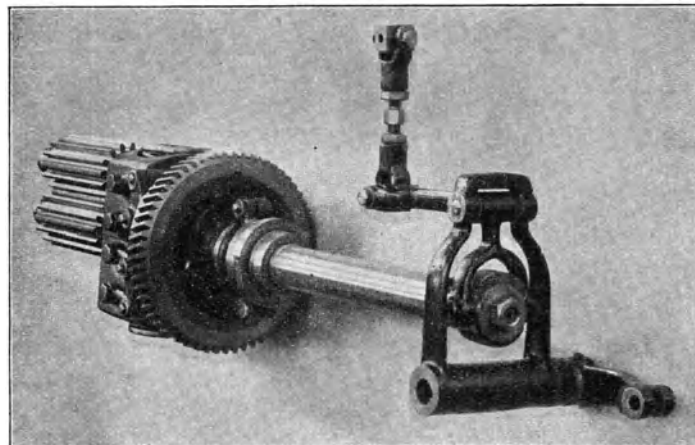


Abb. 19.

und damit das Drosselventil *m* öffnet, so daß mehr Dampf in die Turbine strömen kann. Abb. 19 zeigt ein Lichtbild des Reglers mit den Hebeln, am entgegengesetzten Ende befindet sich die Zahnradölpumpe für das Lager- und Druckübersetzeröl.

Die Regelung arbeitet zuverlässig und stellt keine Ansprüche an die Bedienungsmannschaft.

Betrieb bei verringerter Luftentnahme.

Es ist eine bekannte Eigenschaft der Turbokompressoren, erst von einer bestimmten Luftmenge ab einen regelmäßigen Luftstrom in die Druckleitung zu pressen. Das Schaubild Abb. 20 zeigt die Kennlinien des Kompressors Nr. 1 für die „Nevada“. Rechts von der parabelähnlichen Linie $a - a$ liegt das Gebiet der regelmäßigen Luftlieferung, links das des sogenannten Pumpens. Wenn die Luftentnahme bei der unverändert gehaltenen Umdrehungszahl von 6100 i. d. Min. auf 2300 cbm i. d. Stunde sinkt, so steigt der Druck auf 8,75 kg auf den Quadratcentimeter abs. Wird die Luftmenge weiter verringert, so schnappt die Maschine ab und der Druck springt auf 6,3 kg zurück, das hinter der Maschine befindliche Rückschlagventil schlägt zu, und ein Teil der in dem Kompressor befindlichen, in allen Stufen der Verdichtung stehenden Druckluft bricht durch den Ansaugestutzen zurück ins Freie. Die Maschine läuft dann weiter ohne Luft zu fördern,

Kennlinien bezogen auf verdichtete Luftmenge.

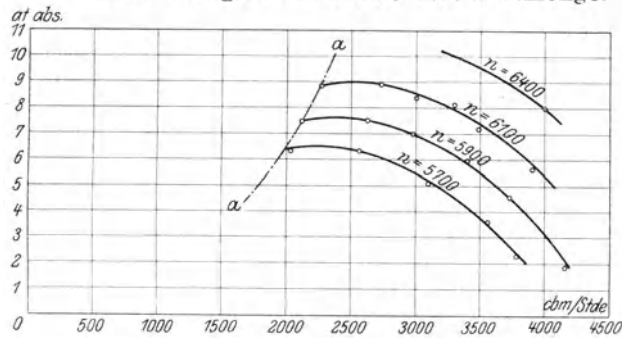


Abb. 20.

dabei wird der Eindruck von 6,3 kg dauernd aufrechterhalten. Sinkt der Druck in der Leitung, also hinter dem Rückschlagventil unter 6,3 kg, so nimmt die Maschine die Förderung wieder auf.

Die Ursache dieser Erscheinung liegt darin, daß die Stromlinien im Rade mit abnehmender Luftmenge nicht unverändert bleiben, sondern sich verlagern, sich von der Wand ablösen und schließlich zuerst teilweise, dann ganz rückläufig werden. Die Erscheinung ist eine dem Arbeitsvorgange im Schleuderrade innewohnende Eigenschaft, die durch bauliche Maßnahmen am Rade nicht beseitigt oder umgangen werden kann.

Das Umspringen von Volldruck auf Leerlaufdruck und umgekehrt erfolgt sehr schnell und stoßweise, insbesondere ist das Wiederanspringen sehr hart für die Antriebsturbinen. Im vorliegenden Falle war damit zu rechnen, daß die Ma-

schinen unter Umständen stundenlang laufen müssen, ohne daß irgendwelche Entnahme stattfindet. Andererseits war Aufrechterhaltung gleichmäßigen Luftdruckes von 8 kg abs. vorgeschrieben. Es war daher ursprünglich das bei diesen Maschinen übliche Umlaufventil vorgesehen, welches selbsttätig den Teil der Luftmenge in die Saugleitung zurückbläst, der zusammen mit der jeweiligen Entnahme genügt, um die vom Kompressor selbst verarbeitete Luftmenge sicher jenseits der Pumpgrenze zu halten.

Es zeigte sich aber, daß diese Ventile einen so unangenehmen Lärm machten, daß auf heftigen Widerstand der Bedienungsmannschaft an Bord zu rechnen war. Es wurde deshalb ein neues Betriebsverfahren ausgearbeitet, welches alle Schwierigkeiten vermied.

Versuchseinrichtung für die Mengenregelung.

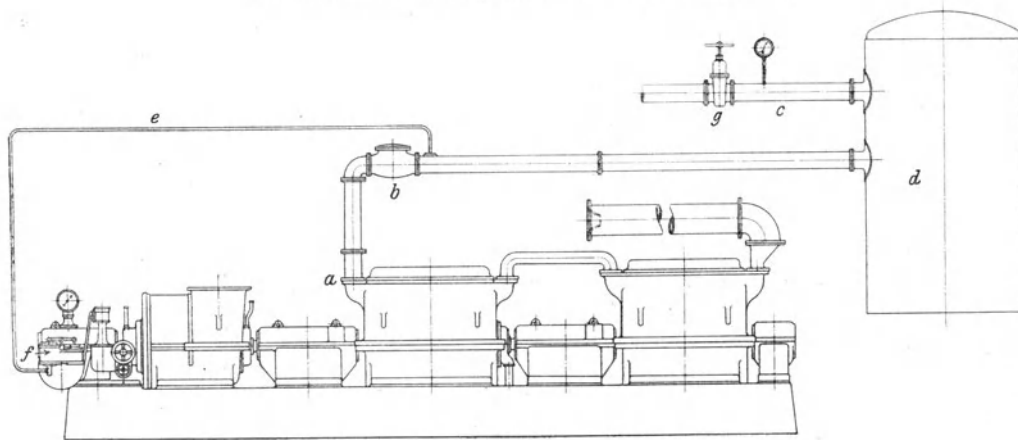


Abb. 21.

Dicht am Druckstutzen a des Kompressors (Abb. 21) sitzt das Rückschlagventil b, und in oder an die Druckleitung c war ein Behälter d geschaltet, dessen Inhalt groß genug war, um die Druckschwankungen in der Leitung auch bei Leerlauf auszugleichen. Man ließ also den Kompressor ruhig pumpen, erreichte aber trotzdem, daß in der Druckleitung ein beinahe gleichmäßiger Druck aufrechterhalten wurde. Bei der Werkstattdabnahme zeigten die Kompressoren vor dem Rückschlagventil beim Pumpen heftige Drucksprünge zwischen 6,3 und 8,75 kg hinter dem Ventil langsam verlaufende Schwankungen zwischen 8,61 und 8,34 kg.

Die Größe dieser Schwankungen kann durch Änderung des Behälterinhaltes geregelt werden, an die Stelle des Behälters kann ganz oder teilweise die Rohrleitung treten. Im vorliegenden Falle war der Gesamtinhalt von Behälter und Leitung 7,7 cbm.

Bei völlig geschlossenem Druckventil g ist die Zahl der Pumpstöße am größten, sie nimmt mit steigender Luftentnahme ab, um nach Überschreitung des

Pumpunkte ganz aufzuhören. Folgende Ablesungen wurden bei den Werkstattversuchen gemacht:

Ansaugemenge . . .	cbm i. d. Min.	0	900	1425	1750	2150	2650
Zahl der Pumpstöße . . .	i. d. Min.	36	27	20	16	9—10	0,5

Die Verbindungsleitung e zum Luftdruckregler f an der Turbine, Abb. 21, wurde hinter dem Rückschlagventile b angeschlossen, so daß dieser Regler den Druckschwankungen in der Leitung folgte, während der Geschwindigkeitsregler beim Pumpen ganz unabhängig davon nur von der Leistung beeinflusst wurde. Von Vollast herunter bis zum Pumpunkte beherrschen also beide Regler gemeinsam die Turbine, sowie aber das Pumpen einsetzt, geht der Druckregler langsam in die tiefste Stellung hinein, während der Geschwindigkeitsregler auf und abgeht. Die Entlastung erfolgt sehr plötzlich und ist von einer Geschwindigkeitssteigerung begleitet, da nicht nur die in der Turbine befindliche Dampfmenge sich noch auf Kondensatordruck ausdehnt, sondern die zurückströmende Luft auch noch treibend auf die Räder wirkt. Im vorliegenden Falle war das schnelle Absperren des Dampfes und das Beschleunigen der Wellen ohne Bedeutung, da die hierbei erreichte höchste Umdrehungszahl nur 6600 betrug. Unangenehm war aber das plötzliche Wiederanstellen des Dampfes, sowie die Luftförderung wieder aufgenommen wurde.

Um hier möglichen Schwierigkeiten aus dem Wege zu gehen, wurde das Ölrohr S, Abb. 16, welches zur Unterseite des Übersetzerkolbens am Einlaßventil der Turbine führt, ein kleines Rückschlagventil mit einer Drosselöffnung im Ventil eingebaut. Dadurch wurde erzielt, daß der Öldruckübersetzer die Dampfzufuhr wohl schnell schließen, aber nur langsam öffnen kann.

Mit diesen Einrichtungen ist dann ein in jeder Beziehung einwandfreier und sicherer Dauerbetrieb bei allen Belastungen erzielt worden.

Leistungsversuche.

Mit den Maschinen sind eine Reihe von Werkstattversuchen gemacht worden, bei denen die Luftmenge mittelst Niederdruckdüsen nach den Regeln des Vereins Deutscher Ingenieure bestimmt wurde. An der Maschine Nr. 1 für die „Nevada“ wurde zunächst die Wirkung des vorstehend beschriebenen Regelverfahrens für kleine Leistungen festgestellt, indem der Dampfverbrauch bei verschiedenen Ansaug-

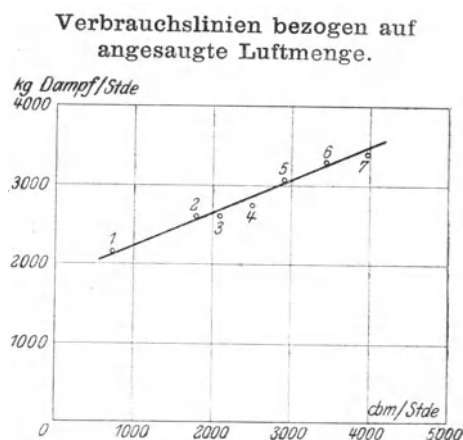


Abb. 22.

mengen gemessen wurde. Das Ergebnis ist in Abb. 22 wiedergegeben, es zeigt auch für diese Klasse von Maschinen den geradlinigen Verlauf, wie er dem Dampfturbinenantriebe eigentümlich ist.

Auf Zahlentafel 2 sind die Ergebnisse des Versuches Nr. 1 der Abb. 22 wiedergegeben, der ungefähr dem höchsten Punkte der Wirkungsgradlinie entspricht. Die Versuche zeigen, daß solch kleine Turbokompressoren für allgemeine Zwecke nicht am Platze sind; dafür wurden sie ja auch nicht gebaut. Für die vorliegende besondere Aufgabe aber sind sie wohl geeignet und berechtigt. Die bei ihnen erstmals verwendeten Bauweisen können, wie die Erfahrung gezeigt hat, auch für die größten Maschinen mit dem besten Erfolge verwendet werden.

Zahlentafel Nr. 2.

Dampfdruck vor dem Absperrventil	11,9 kg/qcm abs.
Dampftemperatur vor dem Absperrventil	187,0 0° C.
Vakuum am Turbinenstutzen	0,0647 kg/qcm abs.
Entsprechendes adiabatisches Wärmegefälle	185,0 WE/kg.
Dampfverbrauch	3430,0 kg/Stunde.
Durchmesser der Düse	125,0 mm.
Unterdruck an der Düse	474,5 mm Wassersäule.
Lufttemperatur an der Düse	23,6 0° C.
Barometerstand	745,5 mm.
Ansaugmenge	3975,0 cbm/Stunde.
Luftdruck am Ansaugestutzen	0,965 kg/qcm abs.
Luftdruck am Druckstutzen	8,19 kg/qcm abs.
Lufttemperatur am Druckstutzen	76,2 0° C.
Isotherme-Leistung	303,0 PS.
Arbeitswert des Dampfes, entsprechend dem adiabaten Wärmegefälle	1003,0 PS.
Isothermer Gesamtwirkungsgrad	29,9 %.

Anhang.

XVI. Bücherei der Schiffbautechnischen Gesellschaft.

A. Zeitschriften.

- Annalen für Gewerbe- und Bauwesen. Hrsg. v. L. Glaser. Berlin 1900 ff. A 16
- Bauzeitung, Deutsche. Organ des Verbandes deutscher Architekten- und Ingenieur-Vereine. Berlin 1903 ff. A 20
- Engineer, The. London 1912 ff. A 30
- Engineering. An illustrated weekly journal. Edited by W. H. Maw u. B. Alfred Raworth. London 1907 ff. A 31
- Flotte, Die. Monatsblatt des deutschen Flotten-Vereins und des Hauptverbandes deutscher Flotten-Vereine im Auslande. Berlin 1901 ff. A 11
- Fluß und See, Von. Illustrierte Beilage zum „Wassersport“. Berlin 1905 ff. A 2
- Génie-Civil, Le. Revue générale hebdomadaire des industries françaises et étrangères. Paris 1896 A 33
- Industrie- und Gewerbeblatt, Bayerisches. Hrsg. v. Polytechn. Verein in Bayern. München 1900 ff. A 3
- Journal of the American Society of Naval Engineers. Washington 1889 ff. A 27
- Journal de la Marine. Le Yacht. Marine de guerre. Marine de commerce. Navigation de plaisance. Paris 1898 ff. A 32
- Marine Engineer, The (and Naval Architect). A monthly journal of marine engineering, shipbuilding, steam navigation and electrical engineering. London 1879 ff. A 29
- Marine-Rundschau. Berlin 1897 ff. A 17

- M a r i n e - V e r o r d n u n g s b l a t t.** Hrsg. v. Reichs-Marine-Amt.
 Berlin 1901 ff mit Anlagen zu 1903, 1907 und 1912: Stellenbe-
 setzungen in der Marine A 8
- M e e r u n d K ü s t e.** Internationale Zeitschrift für alle maritimen
 Interessen. Rostock 1903 ff. A 10
- M i t t e i l u n g e n a u s d e m G e b i e t e d e s S e e w e s e n s.**
 Hrsg. v. K. K. hydrograph. Amte (28 ff.: marinetechn. Komitee).
 Marine-Bibliothek. Pola 1873 ff. A 21
- M o t o r.** Hrsg. v. Gustav Braunbeck. 1914 ff. A 9
- M o t o r S h i p a n d M o t o r B o a t, T h e.** The authority on
 motor craft for pleasure and commercial purposes. 1913 A 26
- R a n g l i s t e d e r K a i s e r l. M a r i n e.** 1874 ff. A 8: 1
 — d e r B e a m t e n d e r K a i s e r l. M a r i n e. 1898 ff. A 8: 2
- R u n d s c h a u, B e r g - u n d H ü t t e n m ä n n i s c h e.** Katto-
 witz 1905 A 19
- S c h i f f b a u.** Zeitschrift für die gesamte Industrie auf schiffbautech-
 nischen und verwandten Gebieten. Berlin 1899 ff. A 5
- S c h i f f a h r t s z e i t u n g, A l l g e m e i n e.** Berlin 1904 A 18
- S c h i f f a h r t, D e u t s c h e.** Zeitschrift für die gesamten Interessen
 von Schifffahrt und Schiffbau. Berlin 1913 A 14
- S c i e n t i f i c A m e r i c a n.** The weekly journal of practical
 information. New York 1904 ff. A 25
- S h i p b u i l d e r, T h e.** The journal of the shipbuilding, marine
 engineering and allied industries. New Castle and London 1918 ff. . . A 24
- S t a h l u n d E i s e n.** Zeitschrift für das deutsche Eisenhüttenwesen.
 Düsseldorf 1900 ff. A 1
- T e c h n i k u n d W i r t s c h a f t.** Monatsschrift des Vereins Deut-
 scher Ingenieure. 1908. Hrsg. v. H. Beck u. D. Meyer A 23
- T r a n s a c t i o n s o f t h e A m e r i c a n S o c i e t y o f C i v i l
 E n g i n e e r s.** New York 1900 ff. A 28
- T u r b i n e, D i e.** Organ der turbinentechnischen Gesellschaft.
 Hrsg. v. Max Wille. Berlin 1909 ff. A 7
- Ü b e r a l l.** Zeitschrift des deutschen Flotten - Vereins. Berlin
 1899 ff. A 12
- V e r h a n d l u n g e n d e s V e r e i n s z u r B e f ö r d e r u n g
 d e s G e w e r b f l e i ß e s.** Berlin 1879 ff. (1905 mit Inhaltsver-
 zeichnis v. 1882—1905) A 4

Wassersport. Amtlicher Anzeiger des deutschen Seglerverbandes sowie 604 wassersportlicher Vereine und Verbände. Berlin 1902 ff.	A 15
Yacht, Die. Illustrierte Wochenschrift für Segeln, Motorboot- wesen, Yacht-Reisen und Schiffbau. Berlin 1906 ff.	A 6
Zeitschrift für Binnenschifffahrt. Hrsg. v. Zentral- Verein für deutsche Binnenschifffahrt. Berlin 1909 ff.	A 13
Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure. Berlin 1884 ff.	A 22

B. Jahrbücher.

Almanach für die k. u. k. Kriegs-Marine. Hrsg. v. der Redaktion der „Mitteilungen aus dem Gebiete des Seewesens“. Pola 1899 ff.	B 7
Annuario. Para el anno 1914. La Plata 1914	B 27: 1
Bulletin de l'Association Technique Maritime. Paris 1890 ff.	B 26
Etat für die Verwaltung der Kaiserlichen Ma- rine auf das Rechnungsjahr 1899 ff.	B 11
Jahrbuch für Deutschlands Seeinteressen. Hrsg. v. Nauticus. Berlin 1899 ff.	B 2
Jahrbuch des Deutschen Flotten-Vereins. Berlin 1901 ff.	B 6
Jahrbuch des Kaiserlichen Automobil-Clubs. Berlin und Glogau 1908. Hrsg. v. Kaiserl. Automobil-Club . . .	B 12
— Satzungen des Kaiserlichen Automobil-Clubs	B 12a
Jahrbuch des Kaiserlichen Yacht-Clubs. Berlin 1902 ff.	B 5
Jahrbuch der Reedereien und Schiffswerfte für 1904. Hamburg 1904	B 3
Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesell- schaft. Berlin 1900 ff.	B 8
Kieler Woche, Die. 1882—1907. Jubiläumsschrift. Berlin 1907	B 4
Laboratory, The National Physikal. Collected Researches 1908 ff.	B 20: 1
— Report for the year 1904 ff.	B 20: 2

- Lloyd, Germanischer. Internationales Register 1876—1914 B 9: 1
 — Yacht-Register. Berlin 1902 ff. B 9: 2
 — Vorschriften für Klassifikation und Bau von eisernen Seeschiffen.
 Rostock 1890 ff. B 9: 3
 — Vorschriften für Klassifikation, Bau und Ausrüstung von eisernen
 Schiffen der Watt- und der Binnenfahrt. Rostock 1892 ff. . . . B 9: 4
 — Vorschriften für Klassifikation, Bau und Ausrüstung von hölzernen
 Seeschiffen 1900—1908 B 9: 5
 — Vorschriften für den Bau und die Ausrüstung von Yachten. Rostock
 1897 ff. B 9: 6
 — Vorschriften für Klassifikation, Bau und Ausrüstung von Yachten
 der internationalen Rennklassen. Rostock 1908 B 9: 7
- Lloyd, Norddeutscher. Bremen 1909 ff. B 10
- Lloyd's Register of British and Foreign Ship-
 ping. Yacht Register. London 1889 ff. B 13: 1
 — Rules for the building and classification of yachts B 13: 2
 — United with the underwriters registry for iron vessels in 1885.
 London 1911 ff. B 46: 1
 — Rules and Regulations for the construction and classification
 of steel vessels. 1911 ff. B 16: 2
 — Reports of additions and alterations. 1911 B 16: 3
 — Reports of the society's operations during the year 1908 ff. . . . B 16: 4
- Memoria. Correspondiente A. 1913. La Plata 1915 B 27: 2
- Notes on Naval Progress. Washington 1899 ff. B 22
- Protokolle des St. Petersburger Polytechnischen
 Vereins. 1900 ff. B 1
- Report, Annual, of the Navy Department for
 the year 1900. Report of the Secretary of the Navy. Mis-
 cellaneous reports. Washington 1900 B 18
- Report of the Chief of the Bureau of Equipment
 to the Secretary of the Navy. Washington 1899 ff. B 25: 1
 — Annual, of the Paymaster General of the Navy, Chief of
 the Bureau of Supplies and Accounts to the Secretary of the
 Navy. Washington 1901 ff. B 25: 2
 — of the Surgeon General U. S. Navy, Chief of the Bureau of Medi-
 cine and Surgery to the Secretary of the Navy. Washington
 1908 B 25: 3

- Report, of the Secretary of the Navy for the Year 1899 B 25: 4
- of the Chief of the Bureau of Steam Engineering. Washington
1890 ff. B 25: 5
- of the Assistant Secretary of the Navy. Washington 1901 . . . B 25: 6
- of the Judge-Advocate-General to the Secretary of the Navy.
Washington 1901 B 25: 7
- of the Chief of the Bureau of Ordnance to the Secretary of the
Navy. Washington 1901 ff. B 25: 8
- of the Chief of the Bureau of Navigation to the Secretary of the
Navy. Washington 1901 ff. B 25: 9
- of the Chief of the Bureau of Yards and Docks to the Secretary of
the Navy. Washington 1908 B 25:10
- of the Chief of the Bureau of Construction and Repair to the Secre-
tary of the Navy. Washington 1899 ff. B 25:11
- of the Brigadier-General, Commandant of the U. S. Marine Corps
to the Secretary of the Navy. Washington 1901 B 25:12
- Shipbuilder, The. Annual Number. A survey of the scien-
tific and technical progress in naval architecture and marine en-
gineering. New Castle-on-Tyne and London 1912 ff. B 21
- Society, American, of Civil Engineers. Constitution
and list of members. New York 1906 ff. B 23
- Transactions of the Institution of Engineers
and Shipbuilders in Scotland. Glasgow 1876 ff. B 14
- Transactions of the Institution of Naval Archi-
tects. London 1860 ff. (International Congress Number
1898. — Jubilee Meeting Number 1911.) B 17
- Index B 17a
- Transactions of the North East Coast Insti-
tution of Engineers and Shipbuilders. London
and New Castle-on-Tyne 1899 ff. B 15
- Transactions of the Society of Naval Archi-
tects and Marine Engineers. New York 1893 ff. . B 19
- Whitakers Almanach. London 1896 B 24

C. Schiffbau.

- Afanassief, M. N. Formules pratiques sur la giration du
navire C 36

- A f o n a s s j e w , W. Praktische Formeln, welche auf die Fortbewegung eines Schiffes Bezug haben. Kiel 1901 G 1
- Alt, Otto. Beitrag zu einer Kritik der Rentabilität von Schiffen. Berlin 1908 G 28
- A s t h ö w e r , W. Gleitgeschwindigkeit und Widerstand von Schleppkähnen. Nach Versuchen auf dem Rheinstrom. Dortmund 1912 G 2
- A t t i d e l c o l l e g i o d e g l i i n g e g n e r i n a v a l e e m e c c a n i c i i n I t a l i a . G e n u a 1 9 1 1 G 37
- A t t i d e l p r i m o c o n g r e s s o n a z i o n a l e d i i n g e g n e r i a n a v a l e e m e c c a n i c a . R o m a 1 9 1 1 f f . G e n u a 1 9 1 1 G 38
- B a c l é , M. N. Les plaques de blindages. Extrait du Bulletin, de la société d'Encouragement de Nov. et Dez. Paris 1900 G 39
- B a u e r , W i l h e l m . E r s t e s U n t e r s e e b o o t . D i l l i n g e n 1 9 0 8 G 3
- B a u v o r s c h r i f t f ü r e i n S c h u l s c h i f f d e s d e u t s c h e n S c h u l s c h i f f - V e r e i n s . B r e m e n 1 9 0 8 G 4 : 1
- für ein Schulschiff des deutschen Schulschiff-Vereins (Motorsegler). Bremen 1913 G 4 : 2
- zu einem Schrauben-Passagierdampfer von Stahl für die Fahrt Bremen—China. Norddeutscher Lloyd G 4 : 3
- B e c k e r , J. F. Schiff und Wasser. Betrachtungen über das fahrende Schiff und das Wasser seiner Umgebung. Hamburg 1905 G 5
- B e r i c h t a n d e n B u n d e s r a t v o n d e n R h e i n s c h i f f s w e r f t e n G 6
- B e r t i n , E m i l e . D u t r a v a i l e m m a g a s i n é s d a n s l a h o u l e t r o c h o ï d a l e . Extrait des Comptes Rendus des séances de l'Académie des Sciences. 1906 G 40 : 1
- Les vagues de la mer, leur dimension et les lois du mouvement de l'eau. (Conférence faite sur les auspices de la Revue Scientifique et de la Revue Bleue à la salle de la Société de Géographie, 23. Mai 1906) G 40 : 2
- B u r e a u V e r i t a s . 1 8 2 8 — 1 8 9 0 . V o r s c h r i f t e n f ü r d i e K l a s s i f i k a t i o n u n d d e n B a u v o n S c h i f f e n a u s S t a h l o d e r E i s e n G 7 : 1
- 1828—1896. Vorschriften für die Klassifikation und den Bau von Schiffen aus Stahl oder Eisen G 7 : 2
- Reglement für Eiserne Schiffe G 7 : 3
- B u t c h e r , M. J. Notes on details of steamship construction (Shipmasters' Society). London 1896 G 41

- G a r t a u l t**, A. La Trière Athénienne. Etude d'archéologie navale.
 Paris 1881 G 42
- C o m p t e r e n d u** du Congrès International d'Architecture Navale tenu à Bordeaux 1907. Paris 1907 G 43
- D e n k s c h r i f t** betreffend die Errichtung einer Versuchsanstalt für Schiffbau in Hamburg. Hamburg 1910 G 8: 1
 — betreffend die Konstruktion der Kreuzerkorvette H G 8: 2
- D i b o s**, M. M. Contribution à l'étude du relèvement optique des épaves et navires coulés ou immergés. (Ass. techn. mar.) G 44
- D i e t r i c h**, A. Einiges über die Konstruktion von Kreuzerschiffen G 10
- D ö r r**, G a r l, T h e o d o r. Ein Beitrag zur Frage der wasserdichten Schotten auf Kriegs- und Passagierdampfern G 11
- E d g a r**, F. Some considerations to the strength of bulkheads. London 1893 G 45
- E n g e l s**, H. Über den Zweck, den technischen und wirtschaftlichen Wert des Dresdner Flußbau-Laboratoriums. Wien 1907 G 32
- F e r r a n d**, G. Les avaries de combat pendant la guerre Russo-Japonaise. Paris 1906. (Ass. techn. mar.) G 46
- F i n c h a m**, J o h n. Directions on laying off ships on the mould-loft floor. London 1840 G 47: 1
 — An outline of shipbuilding. London 1852 G 47: 2
- F i s h b o u r n e**, E. G a r d i n e r. Lectures on naval architecture being the substance of those delivered at the united service institution. London G 48
- F l e i s c h e r**, E. Der Hydromotor. Kiel 1882 G 12
- G r a s e r**, B e r n h a r d u s. De veterum re navali C 69
- G ü m b e l**, L. Das Stabilitätsproblem des Schiffbaues. Berlin 1897 G 14: 1
 — Fabrikorganisation mit spezieller Berücksichtigung der Anforderungen der Werftbetriebe. Dissertation 1910 G 14: 2
- H a a k**, R. Schiffswiderstand und Schiffsbetrieb nach Versuchen auf dem Dortmund-Ems-Kanal. Im Auftrage des Herrn Ministers der öffentlichen Arbeiten. Berlin 1900 G 13: 1
 — Die Einsenkung der Schiffe und ihr Einfluß auf die Bewegungen und den Widerstand der Schiffe. Berlin 1901 G 13: 2
- I m p e r a t o r**. Hamburg-Amerika-Linie G 27

- Inokuty, Ariya. The technical papers. Tokio, Japan 1913 G 49
- Isakson. Note sur l'application des lois sur le jaugeage des navires en divers pays. (Congrès d'Arch. et de Constr. nav.). G 50: 1
- On the present failure of the british tonnage system as a basis of international tonnage. (International Maritime Congress of Copenhagen 1902.) Paris G 50: 2
- Journal of the Society of Naval Architects. Tokyo 1913 C 77
- Klein, Marcell. Grundlagen zu einer Dynamik der Unterwasserfahrt. Berlin 1913 C 33
- Laas, W. Die großen Segelschiffe. Ihre Entwicklung und Zukunft. Berlin 1908 C 15
- Laubeuf, M. Note sur le perçage à terre. (Ass. techn. mar.) C 51
- Lehmann-Felskowski. Deutschlands Schiffbauindustrie. Berlin 1903 C 35
- Long Arm-System. Die Sicherung von Schiffen gegen Untergang vermittelt der elektrisch betriebenen Türen und Luken nach dem „Long Arm“-System. Cleveland, Ohio U. S. A. 1905 G 16: 1
- System of Power Door and Hatch Gears for the preservation of life and property at sea G 16: 2
- Michenfelder, G. Kran- und Transportanlagen für Hütten-, Hafen-, Werft- und Werkstattbetriebe, unter besonderer Berücksichtigung ihrer Wirtschaftlichkeit. Berlin 1912 G 22
- Münter, A. B. Ledetraad ved underviissningen I skribsbygning paa sooficeersskolen. Kopenhagen 1871 C 70
- Neureuther. Das Unterseeboot. Nach einem im B. Aero-Club gehaltenen Vortrag. München 1915 C 17
- Nicolaysen, N. The viking-ship from Gokstad C 75
- Normand, J. A. Sur les avantages qui présente pour les navires de guerre la combinaison d'une faible acuité et d'une grande surface propulsive. (Ass. techn. mar.) 1901 G 52: 1
- De l'influence de la surimmersion sur la vitesse. Extrait des Comptes Rendus 1903 G 52: 2
- Note sur la loi de la variation du poids de la charpente des navires avec les dimensions, et sur la limitation qui en résulte dans la grandeur absolue. (Ass. techn. mar.) 1892 G 52: 3

- Normand, J. A. Des lois de similitude dans diverses questions de construction navale. (Ass. techn. mar.) 1894 G 52: 4
- Le problème de la vitesse. (Assoc. techn. mar.) 1895 G 52: 5
- Sur la solidité des navires très-rapides. (Ass. techn. mar.) 1902 G 52: 6
- Notlage, Über die, des deutschen Flußschiffbaues am Rhein G 18
- Rauchfuß. Über den Schiffswiderstand. Berlin 1880 G 19
- Regulations and suggestions as to the survey of the hull, equipments and machinery of steam ships. London 1894 G 53
- Report on the design of the antarctic exploration vessel "Discovery" G 54
- Rudloff. Die Einführung der Panzerung im Kriegsschiffbau und die Entwicklung der ersten Panzerflotten. Berlin 1910 G 31
- Rules, Racing, of the Deutscher Segler Verband. 1906 G 55: 1
- for measurement. Deutscher Segler Verband G 55: 2
- Sachsenberg, Ewald. Über den Widerstand von Schleppzügen G 25
- Sachsenberg, Gotthard. Neuere Schleppdampfer und Schleppkähne. Vortrag, gehalten in der Ausschuß-Sitzung des Centralvereins für Hebung der deutschen Fluß- und Kanalschiffahrt in Berlin. Dessau 1889 G 30
- Schichau, F. Elbing-Danzig 1837--1896. Vom Vertreter für ganz Rußland R. A. Ziese, St. Petersburg (Russisch) C 76
- Schiffbau, Trajekte, Bagger. Berlin 1887. Hrsg.: „Motor“, Regierungs-Bauführer-Verein G 20
- Schiffbau, Deutscher. Hrsg. aus Anlaß des 25jährigen Regierungsjubiläums S. M. des Deutschen Kaisers Wilhelm II. Berlin 1913 G 21
- Schiffbauindustrie, Die, in Deutschland und im Auslande. Unter Benutzung amtlichen Materials herausgegeben von Tjard Schwarz und Dr. Ernst v. Halle. Berlin 1902 G 34
- Schiffsbeschädigungen und ihre Ausbesserungen mittels Bordmitteln. Zusammengest. unter der Redaktion des Großfürsten Alexander Michailowitsch (Russisch) C 78
- Schlieck, Otto, E. On an apparatus for measuring and registering the vibrations of steamers. London 1893 G 56: 1

- Schlick, Otto, E. Our present knowledge of the vibration phenomena of steamers G 56: 2
- Schroedter, E. L'industrie du fer et la construction navale en Allemagne. (Schiffsbautechn. Gesellsch. Assemblée d'été. Düsseldorf 1902) G 57
- The ironmaking and shipbuilding industries in Germany. (Schiffsbautechn. Gesellschaft. Summer Meeting 1902.) G 57: 2
- Schumann. Lichtbilder von der Königl. Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau zu Berlin. 1904 G 23
- Schwarz, Tjard. Schiffbau und Schifffahrt im Zeitalter der Kartelle und Trusts. Aus: Marine-Rundschau G 29
- Sebelin. Kollisionsgürtel und Torpedokurtine. Eine Studie über den besseren Schutz des Unterwasserteiles der Panzerschiffe unter Bezugnahme auf die Erfahrungen des Seekrieges in Ostasien mit 2 Abb. Kiel 1905 G 24
- Ship Ventilation G 58
- Sinding, G. A. Bidrag til skibets geometri. Kristiania 1898 G 71
- Sleemann, C. W. Torpedoes and Torpedo Warfare containing a complete and concise account of the rise and progress of submarine warfare; also a detailed description of all matters appertaining therto, including the latest improvements G 59
- Sodemann, B. Schiffbau. Sonderabdruck aus „Handbuch der Holzkonservierung“ von Troschel G 72
- Soliani, N. The armoured cruisers “Kasuga” and “Nishin” of the Imperial Japanese Navy. Read at the spring meetings of the 46. session of the Institution of Naval Architects. 1905 G 60
- Specification of a steel screw steamer for the Hamburg-Calcutta-Line G 61
- van der Speck Obreen. Verhandeling over de samenstelling en het verband der Zeilschepen. Medemblik 1842 G 73
- Steinhaus, G. F. Die Schiffbaukunst in ihrem ganzen Umfange.
 I. Teil: Die Theorie der Schiffbaukunst. Hamburg 1858 G 26: 1
 II. Teil: Die Praktik der Schiffbaukunst. Hamburg 1858 G 26: 2
 — Die Konstruktion und Bemastung der Segelschiffe. Hamburg 1869 G 26: 3
 — Der Eisen-Schiffbau mit besonderer Beziehung auf den Bau der Dampfschiffe. Hamburg 1867 G 26: 4

- Testimony of Captain Wainwright, U. S. Navy — Lieut. Lawrence Spear, U. S. Navy — Lieut. H. H. Galdwell, U. S. Navy — Lieut. Arthur Mac Arthur, U. S. Navy — Ensign Ghas. P. Nelson, U. S. Navy — Captain T. Frank, Cable of the Holland Torpedo-Boat Co. Hearings occurred May 20th a. 21st 1902 G 62
- Thearle, P. J. S. Theoretical Naval Architecture: a treatise of the calculations involved in naval design (Collins Advanced Science Series). London and Glasgow 1877 G 63: 1
- The classification of merchant shipping. (Papers of the Greenock Philosophical Society.) London 1914 G 63: 2
- Thornycroft, J. S. Steadying vessels at sea. London 1892 G 64: 1
- Thornycroft and Barnaby. Torpedo-boat-destroyers Edited by James Forrest. Assoc. Inst. C. E. Secretary. London 1895 . G 64: 2
- Tromp, T. H. A. Moyen de juger de la valeur des essais des navires de guerre. Rotterdam 1897 G 65
- Ture, G. Le navire pour passagers. Essai sur un type nouveau de navires sans tangage et sans roulis évitant aussi le mal de mer aux passagers. Inchavirables et insubmersibles après abordage. Paris 1903 G 66
- Verzeichnis der Normalprofile für Schiffbaustahle. Essen-Ruhr 1901 G 9
- Vorträge, gehalten auf dem Congrès International d'Architecture et de Constructions navales. Paris 1900 G 74
- Welin, Alex. Life boats on ocean-going ships and their manipulation G 67
- White, W. H. A manuel of naval architecture for the use of officers of the royal navy, officers of the mercantile marine, shipbuilders, shipowners, and yachtmen. 2nd edition. London 1882 G 68: 1
- The stability of submarines. 1906. Reprinted from the Proceedings of the Royal Society G 68: 2

D. Schiffsmaschinenbau.

- Barnaby, Sydney W. Marine Propellers. Being a course of three lectures delivered at the Royal Naval College. Greenwich March 1885. London-New York 1885 D 20

- Bericht, Vorläufiger, der britischen Wasserrohrkessel-Kommission und Erwidern auf diesen Bericht. Kiel 1901 D 17
- Boulvin, J. M. Etude sur la vapeur d'eau surchauffée. (Ass. techn. mar.) D 21
- Broadening the field of the marine steam turbine: The problem and its solution. The Melville and Macalpine Reduction — Gear. Pittsburg 1909 D 22
- Buonaccorsi di Pistoja. Die Schiffsschraube. Aus: Zeitschrift des Österr. Ingenieur- und Architektenvereines. Wien 1882 D 13
- Bureau Veritas. Registre international de classification de navire. Règles à suivre pour l'installation des bateaux automobiles et de leurs moteurs. Paris 1905 D 23
- Busley, Carl. Die Schiffsmaschine. Ihre Konstruktion, Wirkungsweise und Bedienung. Hand- und Nachschlagebuch D 1: 1
— Atlas zu: Die Schiffsmaschine. 170 Taf. Kiel 1886. D 1: 2
- Castelnau. Expériences relatives au mouvement des arbres de machines maritimes. (Ass. techn. mar.) D 24
- Golby, Albert, L. Non corrosive nickel steel boiler tubes. New York 1903 D 25
- Davis, Henry T. Reed's marine boilers, their priming and general management including water tube boilers. Sunderland 1899 . . D 26
- Donkin jr., Bryan. Sur les formes particulières prises par l'eau dans les cylindres de machines à vapeur, sur ses inondements et son évaporation. Extrait de la Revue universelle des Mines, etc. 1893 D 27: 1
— Steam boilers with forced blast. The perret system for burning dust and rejected fuels; with notes on testing boilers. London 1892 D 27: 2
- Dougall, Niel Mc. The relatif merits of simple and compound engines as applied to ships of war. London 1875 D 28
- Doyère, M. Surface efficace, surface nuisible et coefficients d'efficacité d'une hélice. (Ass. techn. mar.) D 29
- Duchesne, M. Ernest. Etude sur un type de chaudière marine militaire. Extrait des Mémoires de la Société des Ingénieurs civils de France D 30: 1
— Notes sur la chaudière Niclausse. (Ass. techn. mar.) D 30: 2
- Durston, John, Alb. The machinery of war-ships. London 1894 D 31

- F arland, M. W. Mc.** The modern marine engine, boilers etc.
A series of lectures delivered at the Naval War College. Newport
R. L. 1894 D 32
- F leischer, E.** Die Physik des Hydromotors. Kiel 1882 D 2
- G urlt, H.** Explosionen der Dampfleitungen auf Schiffen und die
Mittel, um ihren verheerenden Wirkungen zu begegnen. Berlin 1894.
Aus: Glasers Annalen für Gewerbe- und Bauwesen D 16
- H elling, W.** Die maximalen elementaren Wirkungsgrade als
Grundlage für die Konstruktion der Steigung der Schrauben-
propeller. Berlin 1909 D 18
- I sherwood.** The processes of steam in its development of power
by means of a steam engine. Philadelphia 1890. Reprinted from
the Journal of the Franklin Institute, Oct. and Nov. 1890 . . . D 33
- z ur K ammer.** Theorie der Propellerfläche. Kiel 1909 D 19
- K empf, Günther.** Strömungsverlauf und einige Energieverluste
in der Schiffsschraube. Berlin (Dissertation) D 4
- K ö n i g, Rom an.** Ein neuer Propeller. Kritik der Propulsionslehren
und Schiffsschrauben im allgemeinen. Budapest 1901 D 8
- K rainer, P.** Die Schiffskolbenmaschine, ihre moderne Konstruk-
tion, ihre Aussichten für die Zukunft. Berlin 1908. (Deutscher
Schiffbau 1908) D 3
- L ecointe, A.** Propulsion des navires par des moteurs à vitesse
constante et tournant dans un seul sens Système „Del Proposto“.
Etrait du Bulletin de la Société Belge d'Electriciens D 34
- Leitfaden für den Unterricht in der Schiffs-
Dampfmaschinen-Kunde aus der Kaiserl.
Marineschule.** Kiel 1872 D 10
- L elong, M.** Etude sur l'irrégularité du mouvement de rotation
des machines marines. (Ass. techn. mar.) D 35
- L'ettre de Mm. Delaunay Belleville & Co. à Mon-
sieur le Secrétaire de l'Amirauté Britan-
nique au sujet des essais de l'„Hyacinth“ et de la „Minerva“
en Juillet 1901 D 36**
- M a calpine, J. H.** Inertia stress of elastic gears. Washington 1900.
Reprinted from Journal of the American Society of Naval Engi-
neers D 37

- M**em o r a n d u m r e s p e c t i n g w a t e r t u b e b o i l e r s i n
H. M. s h i p s. Presented to both houses of Parliament by command
of Her Majesty. London 1900 D 38
- M**o r i t z , M. Montage des machines marines. Paris 1898 D 39
- M**ü h l b e r g , A l b e r t. Über Schiffsschrauben mit achsial konstanter
und veränderlicher Steigung sowie über eine neue Druckfläche.
Basel 1912 D 5
- N**o r m a n d , J. A. Sur la cavitation dans les navires à hélices. Ex-
trait des Comptes Rendus des séances de l'Académie des Sciences D 40: 1
— Note sur l'influence de l'immersion de l'hélice et de la vitesse sur la
rupture du cylindre d'eau actionnée. (Ass. techn. mar.) D 40: 2
— Règles approximatives pour le calcul de la surface propulsive.
(Ass. techn. mar. 1899) D 40: 3
— On the propulsive power of screws necessary to avoid
cavitation. London 1906 D 40: 4
- D**e l P r o p o s t o , C. Der Antrieb von Schiffen durch nichtreversier-
bare Maschinen. Brüssel 1906. Aus: Bulletin de la Société belge
d'Electriciens. Bd. 23. 1906 D 6: 1
— Propulsion des navires par machines irréversibles (Extrait du
Bulletin de la Société belge d'Electriciens). Bruxelles 1906 D 6: 2
- v.** R ä d i n g e r , J. Neue Metalle für den Maschinenbau. Wien 1901.
(Aus dem amtlichen Bericht des K. K. Generalkommissariates für
die Weltausstellung in Paris 1900) D 7
- R**é p o n s e à u n e E t u d e a n o n y m e s u r] l e s] C h a u -
d i è r e s M a r i n e s. Paris 1904. D 41
- R**e p o r t of the board of engineer officers of the U. S. Navy, on Ward's
water tube marine boiler, made in accordance with the provisions
of the Navy Department's circular, dated Aug. 2. 1888, defining
the conditions of the competitive test of tubulous boilers, prefaced
by remarks on coil boilers. Both being extracts from the report
for the year 1890, of the Engineer in Chief, Geo. W. Melville, U. S.
Navy D 42: 1
— of the U. S. naval 'Liquid Fuel' board of tests conducted on the
Hohenstein Water Tube Boiler, showing the relative evaporative
efficiencies of coal and liquid fuel under forced and natural draft
conditions as determined by an extended series of tests made under
the direction of Rear-Admiral George W. Melville. Washington 1904 D 42: 2

- Schmidt, Wilhelm. Die Erzeugung und Anwendung von hochüberhitztem Dampf (Heißdampf) im Schiffahrtsbetriebe nach dem System von Wilh. Schmidt. Cassel-Wilhelmshöhe 1906 D 9
- Schulz, B. Der moderne Schiffbau. Kessel und Hauptmaschine . D 15
- Sinell, Emil. Bauart und Dampfverbrauch der Dampfturbine System Brown-Boveri-Parsons. Berlin 1902 D 14
- Specifications for triple-expansion twin screw propelling engines with boilers and auxiliary machinery for a harbor defense ram of about 2 050 tons cruising displacement to make a speed of 18 knots per hour. Bureau of Steam Engineering, Navy Department, Washington 1890 D 43: 1
- for triple expansion twin-screw propelling engines with boilers and auxiliary machinery for torpedo cruiser, No. 1, of about 750 tons displacement, to make a speed of 23 knots per hour. B. of St. E., N. D., Washington 1891 D 43: 2
- to be followed by contractors in making designs for twin screw propelling engines with boilers and auxiliary machinery for seagoing battle ship No. 1 of about 11 250 tons cruising displacement B. of St. E., N. D., Washington 1892 D 43: 3
- for triple-expansion twin-screw propelling engines with boilers and auxiliary machinery for an armored cruiser of about 9100 tons cruising displacement, to make a speed of 20 knots per hour at a displacement of 8150 tons. B. of St. E., N. D., Washington 1892 D 43: 4
- for triple expansion twin-screw propelling engines, with boilers and auxiliary machinery for seagoing battle ship No. 1 of about 11 250 tons cruising displacement to make a speed of 16 knots per hour at a displacement of 11 250 tons. B. of St. E., N. D., Washington 1892 D 43: 5
- to be followed by contractors in making designs for twin-screw propelling engines with boilers and auxiliary machinery for coast line battle ships No. 1, 2 and 3 of about 9 000 tons cruising displacement. B. of St. E., N. D., Washington 1890 D 43: 6
- Test of a Babcock and Wilcox Marine Boiler to determine its evaporative efficiency. Reprinted from the „Engineers Gazette“, 1896. Newcastle-on-Tyne . D 45

- Versuche über den Wasserumlauf in Dürrschen Wasserrohrkesseln. Ausgeführt im Laboratorium der Abt. für Schiffskessel der Düsseldorf-Ratinger Röhrenkesselfabrik vorm. Dürr u. Co. in Ratingen D 12
- Vogelsang, Alexander. The Vogelsang screw propeller and its advantages over all known methods of marine propulsion. Brooklyn 1888 D 44
- Wagner, Rud. Die Aussichten der Verwendung von Gasmotoren auf Schiffen. 1904. Aus: Die Gasmotorentchnik D 11

E. Dampf- und Verbrennungsmaschinen.

- Congrès international des applications du moteur à mélange tonnant et du moteur à combustion interne aux marines de guerre, de commerce, de pêche et de plaisance organisé pendant le cours du salon de l'automobile décembre 1908. Paris 1908 E 13
- Dautzenbergs Kolbensteuerung für ökonomisch und gleichmäßig arbeitende Dampfmaschinen größerer Dimensionen. Karlsruhe 1895 . . . E 2
- Diesel, Rudolf. Die Entstehung des Dieselmotors. Berlin 1913 E 3
- Fliegner, A. Theorie der Dampfturbinen. Zürich 1899 . . . E 1: 1
- Der Übergang der Wärme zwischen dem Dampf und den Wandungen der Dampfzylinder. Aus: Schweiz. Bauzeitung E 1: 2
- Hartmann, W. Die Bewegungsverhältnisse von Steuergetrieben mit unrunder Scheiben. Berlin 1905. Aus: Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure E 6
- Josse, E. Neuere Erfahrungen und Versuche mit Abwärmekraftmaschinen. München und Leipzig 1901 E 9
- Lüders, J. Der Dieselmithus. Quellenmäßige Geschichte der Entstehung des heutigen Ölmotors. Berlin 1913 E 8
- Proell, B. Zwillings-Tandem-Maschine mit zwangläufiger Ventilsteuerung, Berlin E 4
- Samuelson, Arnold. Das wahre Gesetz der Dampfexpansion und die Berechnung der dreistufigen Expansions-Dampfmaschine. Hamburg und Leipzig 1888 E 10

- Stein, B. Tafel zur Bestimmung von Dampfmaschinen in ihren Hauptdimensionen. Berlin 1888 E 7
- Stolze, F. Die Heißluftturbine (Feuerturbine). Rostock 1904 . . E 11
- Riedler, A. Zuverlässigkeitsfahrten im Kleinauto. (Zeitschrift des Mitteleuropäischen Motorwagen-Vereins.) Berlin E 12
- Zeuner, Gustav. Vorlesungen über Theorie der Turbinen. Mit vorbereitenden Untersuchungen aus der technischen Hydraulik. Leipzig 1899 E 5

F. Dampfkessel.

- Bach, C. Die Wandstärke der Flammrohre F 1: 1
- Versuche über die Widerstandsfähigkeit von Kesselwandungen. Heft 1 u. 2 F 1: 2
- Bureau Veritas. Formeln zur Kesselberechnung F 2
- Freitag. Kohlenstaub-Feuerung. Aachen F 8
- Hartig, G. Klassifikation der Dampfkessel mit Hilfe logischer Diagramme. Zwickau 1904 F 7
- Lewicki, J. L. Atlas zum Bericht über rauchfreie Dampfkessel-Anlagen in Sachsen. Calorimetrische Untersuchungen ausgeführt mit Unterstützung des Königl. Ministers des Innern im Auftrag und unter Beihilfe des Sächsischen Ingenieur- und Architekten-Vereins. Leipzig 1896 F 3
- Martens, A. Untersuchung über den Widerstand, welchen mit konischen Köpfen in die Kesselwandungen eingepreßte Siederohre dem Herausdrücken entgegensetzen. Berlin 1887 F 6
- Pielock, F. Einige Worte zur Aufklärung über die Verwendung von Überhitzern im Lokomotivbetriebe. Berlin 1906 F 4
- Schleh, Eugen. Das Wasser und der Kesselstein. Mit einem Anhang über Kesselexplosionen und Korrosionen. Aachen 1897 . F 5

G. Allgemeiner Maschinenbau.

- Bach, C. Die Maschinen-Elemente, ihre Berechnung und Konstruktion. Mit Rücksicht auf die neuesten Versuche. Stuttgart 1897. 2 Bd. G 1
- Behrend, K. Erhöhung der Sicherheit und Leistung moderner Hebezeuge. Berlin 1912. Aus: Dingers Polytechn. Journal . . G 7

- B o u l v i n , J. Etude des machines à vapeur par le diagramme entropique. Extrait de la Revue de Mécanique. Paris 1901 G 11: 1
 — Etude sur la vapeur d'eau surchauffée. (Ass. techn. mar.) 1902 G 11: 2
 Efficiency, thermal, of Steam Engines. Report of Committee G 14
 F l i e g n e r , A. Die größte Ausströmungsgeschwindigkeit elastischer Flüssigkeiten. Zürich 1904 G 9: 1
 — Dynamische Theorie des Indicators. Zürich 1891 G 9: 2
 — Tabelle für gesättigte Wasserdämpfe G 9: 3
 H a l l a u e r , M. Machines fixes, machines marines, analyses expérimentales comparées. Extrait du Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse, 1880 G 12
 K l e i n , J o h. Spezialisierung im Maschinenbau. Mannheim 1907 . G 10
 K o t h n y , G. L. The Leblanc air pump und its field of application G 15
 L a u b e u f , M. Le chauffage des chaudières au naphte en Russie. (Ass. techn. mar.) G 13
 P r o e l l , R. Projekt einer städtischen Druckluftanlage von 7500 indizierten Pferdestärken. Dresden 1890 G 2
 Protokolle der Kaiserl. Russischen Technischen Gesellschaft. St. Petersburg. (Russisch) G 16
 S p i r o , E r n s t. Über die Wirtschaftlichkeit der zu Zeit gebräuchlichsten Hebezeuge in Lokomotiv-Werkstätten der Eisenbahn-Verwaltung. Bearbeitet nach einer Ausschreibung des Vereins deutscher Maschinen-Ingenieure. Berlin 1914 G 6
 W a g n e r , A. Indizieren und Auswerten von Kurbelweg- und Zeitdiagrammen. Berlin 1906 G 3
 W e s t i n , O. E. Realitäten, Abstraktionen, Fingierungen und Fiktionen in der theoretischen Mechanik. Stockholm 1911 G 4
 W o l t e r s , K a r l. Die störenden Bewegungen der Lokomotive . G 5
 W ü s t , F. Über die Schwindung der Metalle und Legierungen. Aus: Metallurgie. 4. Jahrg. Heft 24 G 8

H. Forschungen und Versuche.

- B e r i c h t d e r K r a f t w a g e n - K o m m i s s i o n ü b e r d i e
 E r g e b n i s s e i h r e r V e r s u c h e. Berlin 1907 H 1
 B i c h e l , C. E. Untersuchungsmethoden für Sprengstoffe. Berlin 1902 H 2

- Busley, G. und W. Biernatzki. Die Prüfungen landwirtschaftlicher Maschinen und Geräte, veranstaltet von der Landwirtschaftskammer für die Provinz Schleswig-Holstein. Dauerversuche mit Schrotmühlen. Kiel 1897 H 3
- Greve, Julius. Die Bewegung des Wassers in den Strömen. (Internationaler Schifffahrts-Kongreß. Düsseldorf 1902.) Münster i. Westf. 1902 H 4
- Gutbier, H. Über Hexachloroirideate. Leipzig 1909. Aus: Zeitschrift für physikalische Chemie H 6
- Schreyer, Fr. Zur Frage des basischen Verblasens von Kupferstein. Halle a. S. Aus: Metallurgie. 4. Jahrg. Heft 6 H 7
- Verein deutscher Eisenhüttenleute in Düsseldorf. Gemeinfaßliche Darstellung des Eisenhüttenwesens. 9. Aufl. Düsseldorf 1915 H 5

J. Unterrichtswesen.

- Abhandlungen und Berichte über technisches Schulwesen. Leipzig-Berlin 1911 J 1
- Ausbildung, Die, für den technischen Beruf in der mechanischen Industrie. Herausgegeben vom deutschen Ausschuß für technisches Schulwesen. Leipzig 1913 J 9
- Hochschule, Königlich technische, zu Berlin. Entstehung und Entwicklung. 1914 J 5: 1
- Königlich technische, zu Berlin. Programm für das Studienjahr 1915/16 J 5: 2
- Königlich technische, zu Danzig. Programm für das Studienjahr 1913/14 J 10
- Hüttemann, Lehrer-Prüfungs- und Informations-Arbeiten. Warum muß die Schule das Verständnis für die Seemacht Deutschlands bei der Jugend wecken? J 2
- Matschoß, Conrad. Die geistigen Mittel des technischen Fortschrittes in den Vereinigten Staaten von Amerika. Berlin 1913 J 3: 1
- Der Ingenieur und die Aufgaben der Ingenieurerziehung. Berlin 1913 J 3: 2
- Riedler, A. Amerikanische technische Lehranstalten. Berlin 1893 J 4: 1
- Zur Frage der Ingenieurerziehung. 1894 J 4: 2

- Raineri, Salvatore. La regia scuola navale superiore di
Genova. Note storico-critiche. Genua 1898 J 11
- Schiffbaustudium? Studiengang, Kosten, Aussichten.
Berlin 1908 J 7
- Staatslehranstalten, Technische, zu Hamburg.
Jahresbericht 1912/13. 1913/14 J 8
- v. Zech und Z. Granz. Aufgaben aus der theoretischen Mechanik
nebst Auflösungen. Stuttgart 1891 J 6

K. Seewesen.

- Annuario ufficiale della regia marina 1900. Rom
1900 K 37
- Ausgaben, Die, für Flotte und Landheer und ihre
Stellung im Haushalt der wichtigsten Großstaaten, zusammen-
gestellt auf Veranlassung des Reichs-Marineamtes K 29
- Aysha. Fahrten und Abenteuer der „Emden“-Mannschaft von den
Kokosinseln bis Konstantinopel. Nach Erzählungen des Kapitän-
leutnants v. Mücke und seiner Begleiter bearbeitet von Dr. Alb.
Funke. Marinedank-Verlag, Berlin K 33
- Batsch. Zur Vorgeschichte der Flotte. Aus: Marine-Rundschau . K 26
- Beiträge zur Beleuchtung der Flottenfrage. Son-
derabdruck von Veröffentlichungen der Allgemeinen Zeitung.
München 1900 K 28
- Bericht der Kommission für den Reichshaus-
haltsetat über den Entwurf einer Novelle zum Gesetze betr.
die deutsche Flotte, vom 10. April 1898 K 18
- Bökh, August. Tafeln zu den Urkunden über das Seewesen des
Attischen Staates. Berlin 1840 K 1
- Busley, G. Die Flotte im Rahmen des modernen Kulturstaates. 1898.
Aus: Marine-Rundschau K 12
- Garnet de l'officier de marine. Paris 1892 K 38
- Chatterton, E. R. Ships and ways of other days. London 1913 K 39
- Clerc-Rampal, G. De l'utilité de la marine de plaisance pour le
développement de la puissance maritime. Paris 1905 K 40
- Coaling, docking and repairing facilities of the
ports of the world. Washington 1909 K 41

- Dahlström, H. Erläuterungsberichte zu den generellen Vorarbeiten für den Bau des Nord-Ostsee-Kanals mit 6 Blatt Karten und Zeichnungen. Hamburg 1881 K 2: 1
- Entwurf zu einem Regulativ für den Durchfahrts-Verkehr des Nord-Ostsee-Kanals nebst Erläuterung und Begründung. Hamburg 1895 K 2: 2
- Darmancier. Matériel de Guerre. Extrait de l'ouvrage: Association française pour l'avancement des sciences. XXVI. Session. Août 1897. Congrès de St. Etienne K 42
- Dykes, Th. (Rockwood) Sporting Scotland: A Series of stories and sketches of yachting, golfing, curling, shooting and angling. Edinburgh 1902 K 43
- Hamburg - Amerika - Linie. Jahresberichte und Bilanzen 1847—1882 K 34
- Handbuch des Deutschen Flotten-Vereins. Berlin 1909 K 5
- Herner, Heinrich. Hafengebühren und Schiffsvermessung. Ein kritischer Beitrag zur Würdigung ihrer technischen, wirtschaftlichen und statistischen Bedeutung. Jena 1912 K 6
- Houette, M. Note sur l'importance du rôle de la vitesse des cuirassés pendant le combat. (Ass. techn. mar.) K 44
- Industrie, Handel und Flotte. Volkswirtschaftlicher Atlas in 5 Tafeln und 2 Karten nebst erläuterndem Text. Herausgegeben vom Deutschen Flotten-Verein. Braunschweig 1900 . . K 3
- Kägbain, Aug. Schifffahrt und Schiffbau des In- und Auslandes. Handbuch 1912. Hamburg K 21
- v. Kameke, Großherzog Friedrich August. Hrsg. vom Deutschen Schulschiff-Verein K 35
- Krümmele, O. Zwei Jahrzehnte deutscher Seeschifffahrt 1873—1893. (Preußische Jahrbücher. 1893.) K 24
- Lecoq, M. A. Navigation et sauvetage. Gand 1896 K 45
- Lloyd, Der norddeutsche. 1857—1882. Bremen 1882 . K 7: 1
- Geschichte und Handbuch. Bearbeitet von Dr. M. Lindemann. Bremen 1892 K 7: 2
- 50 Jahre der Entwicklung. 1857—1907. Dargestellt von Dr. Paul Neubauer. 2 Bände Text und ein Illustrationsband. Leipzig 1907 K 7: 3

- L ü b b e r t , O. H. Die Einführung von Motor und Schernetz in die deutsche Segelfischerei (Abhandl. des Deutschen Seefischerei-Vereins). Berlin 1906 K 22
- M a r i n e - V o r l a g e , D i e , 1 9 0 8. Aus: Marine-Rundschau. Berlin 1908 K 27
- M a r t i e n s s e n , O. Die Verwendbarkeit des Rotationskompasses als Ersatz des magnetischen Kompasses. Leipzig 1906. (Physikalische Zeitschrift. 1906.) K 31
- d e M e u r o n , G h. E d. Les pistoles automatiques. Extrait de la revue militaire suisse. Lausanne 1900 K 46
- N a u t i c u s. Neue Beiträge zur Flottenfrage. Berlin 1898 K 8
- N e u m a y e r. Über einige neuere Ergebnisse der Forschungen der deutschen Seewarte. Vortrag, gehalten auf der 24. Jahresversammlung des Deutschen Nautischen Vereins zu Berlin am 14. Februar 1893 K 23: 1
- Über die Tätigkeit der deutschen Seewarte. Verhandlungen des Deutschen Nautischen Vereins zu Berlin am 17. und 18. Februar 1896. Kiel 1896 K 23: 2
- N o r m a n d , J. A. Sur la guerre maritime. Extrait du bulletin de l'association technique maritime, No. 7; session de 1896 K 47: 1
- Notre puissance navale. Paris et Nancy 1900 K 47: 2
- R a n t z a u , V i g o. Beretning om Forreningens vicksomhed I aarene 1866—1891. Aus: Dansk forening for Lystrejlad. Kopenhagen 1891 K 48
- R é g a t e s n a t i o n a l e s e t i n t e r n a t i o n a l e s. Lisbonne en mai 1898. Programme général des courses K 49
- R e p o r t o f t h e P r o c e e d i n g s a n d a b s t r a c t s o f t h e p a p e r s r e a d. With a preface by Robert Caird. Edited by the General Secretary, J. D. Gormack. Glasgow 1902. K 50
- R e v e n t l o w , E r n s t. Gefahr im Verzug! Betrachtungen über die Beschleunigung des Flottenbaus, ihren Nutzen und ihre Möglichkeit. Berlin 1907 K 9: 1
- Die versiegelte Nordsee. Die Ungunst unserer geographischen Lage für Deutschlands Seemacht und Handel. Berlin 1915 K 9: 2
- v. R i c h t h o f e n. Das Meer und die Kunde vom Meer. Berlin 1904 K 10
- R i v i s t a M a r i t t i m a 1906 ff. Rom 1906 K 51

- Rosemeyer, J. Der Rhein-See-Kanal. Mit 2 Plänen. Herausgegeben vom „Verein zur Förderung des Baues eines Großschiffahrtweges vom Rhein zur deutschen Nordsee“. Köln 1912 . . . K 11
- Rumbold. Yachting in Holland K 52
- Schiffshebewerk, Das, auf Schwimmern (Patent Prüssmann). Düsseldorf 1892 K 4
- Schilling, C. und H. Wiegand. Der Einfluß des Derivationswinkels. Bremen 1888 K 13
- Schulschiff-Verein, Deutscher. Jahresbericht 1914 bis 1915 K 36
- Schwebs, Paul. Die brandenburgische Marine im Seekriege 1876. Berlin 1907 K 14
- Seglers Taschenbuch. Berlin 1903 K 15
- Seifert, R. Die Anwendbarkeit der Ergebnisse der Flügeleichungen auf die Messungen im fließenden Wasser. Mailand 1905 K 32
- Speck, E. Seehandel und Seemacht. Eine handelsgeschichtliche Skizze. Leipzig 1900 K 16
- Steigerung, Die, der deutschen Seeinteressen von 1896 — 1898 K 30
- Stubmann, Peter. Hamburg, Rotterdam und Antwerpen im 19. und 20. Jahrhundert. Hamburg 1912. Aus: Marine-Rundschau. 1912 K 25
- Verhandlungen des V. Deutschen Seeschiffahrtstages am 31. März und 1. April 1913 im Sitzungssaal der Handelskammer Berlin NW, Dorotheenstraße 7/8. Oldenburg i. Gr. 1913 K 17
- Weyer, Bruno. Der Niedergang deutscher, der Aufschwung fremder Seemacht. München 1897 K 19
- Williams, Harry. The Steam Navy of England: Past, Present and Future. London 1893 K 53
- Woermann-Linie, Die, während des Aufstandes in Deutsch-Südwest-Afrika K 20

L. Bauwesen.

- Bach, C. Versuche mit einbetoniertem Thacher Eisen. Berlin 1907 L 1: 1
 — Versuche über den Gleitwiderstand einbetonierten Eisens. Berlin 1905 L 1: 2

- Bach, G. Versuche mit Eisenbeton-Balken. Berlin 1901 L 1: 3
- Bericht der Handelskammer zu Hanau über die Fortsetzung der Kanalisierung des Mains L 2
- Brey mann, G. A. Neu bearbeitet von H. Lang. Allgemeine Bau-Konstruktionslehre mit besonderer Beziehung auf das Hochbauwesen. Ein Leitfaden zum Vorlesen und zum Selbstunterricht. Illustriert. IV. Aufl.
- I. Teil: Konstruktionen in Stein. Stuttgart 1868 L 3: 1
- II. Teil: Konstruktionen in Holz. Stuttgart 1810 L 3: 2
- Dantin, Ch. Passerelle sur la Seine entre le pont de l'Alma et le pont de Jéna. Extrait du journal „Le Génie Civil“. Paris 1900 L 12
- Engels, H. Untersuchungen über die Wirkung der Strömung auf sandigen Boden unter dem Einfluß von Querbauten. Berlin 1904 L 5
- Fliegner, A. Der Einfluß der Schienenstöße auf die gaukelnden Bewegungen der Lokomotiven. Zürich 1897 L 8
- Guillery, C. Handbuch über Triebwagen für Eisenbahnen. Im Auftrage des Vereins deutscher Maschinen-Ingenieure. München und Berlin 1908 L 7
- Haarmann, A. Neue Beobachtungen, Messungen und Versuche am Eisenbahn-Oberbau. Vortrag, gehalten in der Versammlung des Vereins für Eisenbahnkunde. Osnabrück 1904 L 6: 1
- Fünf Jahre Starkstoß-Oberbau. Vortrag, gehalten in der Versammlung des Vereins für Eisenbahnkunde. Osnabrück 1906 L 6: 2
- Krell, O. Ventilation bombensicherer Hohlbauten. Berlin 1899 L 9
- Kretz, Fr. Bauliche und maschinelle Mittel zur Herstellung einer Schiffahrtsstraße auf dem Oberrhein und sonstige Geschiebe führenden Flüssen mit Bezugnahme auf den Kretzschen Patent-Spülbagger. Karlsruhe 1897 L 10
- Mannheim und seine Bauten. Hrsg. v. Unterrheinischen Bezirk des badischen Arch.- u. Ing.-Vereins u. vom Arch.- u. Ing.-Verein Mannheim-Ludwigshafen L 15
- Möller. Untersuchungen an Plattenträgern aus Eisenbeton. Berlin 1907. Aus: Verhandl. des Vereins zur Beförderung des Gewerbefleißes L 4
- Port, Le, de Lisbonne. Publié par l'Administration du Port de Lisbonne L 13

- Schmidt, Georg H. Der Hafen von Dortmund. Denkschrift über den Ausbau und die Entwicklung im ersten Jahrzehnt. Dortmund L 11
- Talancier, Appontement de Pauillac sur la Gironde. Extrait du journal Le Génie Civil L 14

M. Luftschiffahrt.

- Ahlborn, Fr. Zur Mechanik des Vogelfluges. (Abhandlungen aus dem Gebiete der Naturwissenschaften.) Hamburg 1896 M 1
- Baumann, A. Mechanische Grundlagen des Flugzeugbaues. München und Berlin 1913. T. 1, 2 M 2
- In der Wright-Fliegerschule M 2: 1
- Bendemann, F. Jahrbuch der deutschen Versuchsanstalt für Luftfahrt. Berlin 1914 M 4: 1
- Luftschrauben-Untersuchungen der Geschäftsstelle für Flugtechnik des Sonderausschusses der Jubiläumsstiftung der deutschen Industrie. 1910 M 4: 2
- Conférence internationale d'aéronautique. Procès-verbaux. Paris 1905 M 18
- Guyer, Gebhard A. Im Ballon über die Jungfrau nach Italien. Naturaufnahmen aus dem Freiballon. Mit einem Anhang „Himmelfahrt“; Traversierung der Alpen im Ballon „Cognac“ von Conrad Falke. Berlin M 5
- Hänisch, V. Konstruktion zur Ermöglichung der intermittierenden Kraftausnützung bei Fortbewegung von Massen in elastischen Mitteln unter spezieller Berücksichtigung des dynamischen Fluges. Wien 1904 M 3
- Hofmann, J. Neuer Drachenflieger. Berlin M 12
- Jahrbuch des Berliner Vereins für Luftschiffahrt E. V. für das Geschäftsjahr 1912—1913. Berlin 1913 M 6
- des deutschen Luftschiffer-Verbandes M 7
- der Luftfahrzeug-Gesellschaft (früher der Motorluftschiff-Studien-gesellschaft). Berlin 1912—1913 M 8
- des niederrheinischen Vereins für Luftschiffahrt. 1911 M 17
- Koch, G. Das Flugschiff das schnellste Wasserfahrzeug zur Vermittlung des Überganges von der Wasser- zur Luftschiffahrt. München 1901 M 14

- Kreiß, E. Das Flugproblem und die Erfindung der Flugmaschine.
Hamburg M 15
- Neureuther. Die militärische Bedeutung der Luftschiffahrt.
Berlin 1909 M 16
- Nimführ, R. Genetische Darstellung der Zustandsgleichungen der
aerodynamischen Flieger. Wien 1909 M 9
- Rüb, L. Doppeldecker-Flugmaschine. Ulm 1910 M 10
- Samuelson, A. Luftwiderstand und Flugfrage. Hamburg . . M 11: 1
— Resistance of air and the question of flying. Experimental lecture.
Hamburg 1905 M 11: 2
- Zeppelin, Graf. Die Eroberung der Luft. Stuttgart 1908 . . . M 13
— jr. Die Luftschiffahrt dem heutigen Stande der Wissenschaft
entsprechend dargestellt. Stuttgart M 19

N. Physik und Chemie.

- Ahlborn, Fr. Über den Mechanismus des hydrodynamischen
Widerstandes. Hamburg 1902 N 4
- Bassetti, A. M. Comptes rendus d'expériences faites au moyen d'un
pendule hydraulique. (Ass. techn. mar.) N 11
- Broggi, H. Ecuaciones integrales lineales aus Contribucion a!
Estudio de las Ciencias Fisicas Y Matematicas. La Plata 1914. N 12
- Clausius, B. Über den Zusammenhang zwischen den großen Agen-
tien der Natur. Bonn 1885 N 5
- Donkin. Experiments on the condensation of steam N 18
- Fliegner, A. Beitrag zur Theorie des Ausströmens der elastischen
Flüssigkeiten. Aus: Vierteljahrsschrift der Naturforschenden Ge-
sellschaft in Zürich. 1897 N 7: 1
— Beiträge zur Dynamik der elastischen Flüssigkeiten. Aus: Schweiz.
Bauzeitung. Zürich 1904 N 7: 2
— Der Druck in der Mündungsebene beim Ausströmen elastischer
Flüssigkeiten. Aus: Vierteljahrsschrift der Naturforschenden Ge-
sellschaft in Zürich. 1902 N 7: 3
— Die Kurven konstanter Erzeugungswärme für elastische Flüssig-
keiten. Aus Vierteljahrsschrift der Naturforschenden Gesellschaft
in Zürich. 1910 N 7: 5

- Fliegner, A. Die Molekularwärme mehratomiger Gase. Aus: Vierteljahrsschrift der Naturforschenden Gesellschaft in Zürich. 1900 . N 7: 6
- Einige Bemerkungen über die spezifischen Wärmen der elastischen Flüssigkeiten. Aus: Vierteljahrsschrift der Naturforschenden Gesellschaft in Zürich. 1905 N 7: 4
- Ein neuer Weg zur Berechnung der Staukurve. Aus: Schweiz. Bauzeitung. Zürich 1903 N 7: 7
- Versuche über das Ausströmen von Luft durch konisch divergente Rohre. Aus: Schweiz. Bauzeitung. Zürich 1898 N 7: 8
- Versuche zur Bestimmung der spezifischen Wärme der Gase bei hohen Temperaturen. Aus: Vierteljahrsschrift der Naturforschenden Gesellschaft in Zürich. 1899 N 7: 9
- Gans, R. Estados correspondientes del magnetismo con una aplicación a la teoría del teléfono. La Plata 1914
- El para magnetismo en función de la temperatura y de la densidad. Aus Contribucion al Estudio de las Ciencias Fisicas Y Matematicas. La Plata 1914 N 13
- Gutbier, A. Über die Alkali-Hexabromo-osmeate. (Berichte der deutschen chemischen Gesellschaft.) Berlin 1913 N 1: 1
- Zur Kenntnis des Osmiums. Aus: Chemiker-Zeitung 1913. Cöthen 1913 N 1: 2
- F. Krauß und L. v. Müller. Studien über Platin. (Sitzungsberichte der Physikalisch-Medizinischen Sozietät in Erlangen 1913) N 1: 3
- Harmann, A. Das Eisen in der Eisenbahn nach Beschaffenheit, Form und Masse. Osnabrück 1903 N 3
- Hahn, M. Zur Methodik der quantitativen Staub- und Rußbestimmung. Aus: Gesundheits-Ingenieur. 1908 N 2
- Herwig, H. Physikalische Begriffe und absolute Masse. Leipzig 1880 N 6
- Holborn, L. und A. Baumann. Über den Sättigungsdruck des Wasserdampfes oberhalb 200°. (Annalen der Physik 1910.) Leipzig N 8
- Isnardi, T. Determención de H, componente horizontal de la intensidad del campo magnetico terrestre en La Plata. La Plata 1914 N 14
- Loeser. Die Schmelzvorgänge der Segerkessel. (Keramische Rundschau 1907.) N 9
- de Maupeou d'Ableiges. Action comparée des forces sur les solides invariables, élastiques, déformables. (Ass. techn. mar.) . N 15

- Nerz, F. Les projecteurs et leurs applications. Traduit de l'allemand d'après l'article paru dans la „Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure“. Straßburg 1893 N 16
- Simons, J. C. Serie tecnica aus Contribucion al Estudio de las Ciencias Fisicas Y Matematicas. La Plata 1915 N 17
- Tätigkeit, Die, der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt im Jahre 1912. (Zeitschrift für Instrumentenkunde 1913) N 10

O. Volkswohlfahrt und Gesetzgebung.

- Beantwortung der amtlichen „Denkschrift und Aktenstücke über deutsche Bergwerksinteressen in Marokko (Nr. 189)“. Berlin 1910 O 1
- Dettmar, G. Der Entwurf des Elektrizitätssteuergesetzes in technischer Beleuchtung. Berlin 1908. (Elektrotechnische Zeitschrift) O 3
- Ditgès. Die Feuerversicherung nach dem Entwurf eines Gesetzes über den Versicherungsvertrag. Darstellung und Kritik seiner Bestimmungen. Berlin 1904 O 2
- Dokumente, Die historischen, aus Deutschlands Eisernem Jahr 1914/1915 O 20
- Engel. Zum Ausstande der Bergarbeiter im Ruhrbezirk. Berlin 1905 O 6
- Eschenbach. Zur Revision des Börsengesetzes. Berlin 1904 . . O 16
- Gebühren-Ordnung für die Schulschiffe des deutschen Schiffschiff-Vereins. Bremen 1912 O 18
- Gerhard, H. Die volkswirtschaftliche Entwicklung des Südens der Vereinigten Staaten von Amerika von 1860—1900, mit besonderer Berücksichtigung der Negerfrage. Heidelberg 1903 O 4
- Güntner, Carl. Die Zurechnung im Strafrecht und die gesetzliche Berücksichtigung der geistig Minderwertigen und der Rückfälligen. Berlin und Leipzig 1913 O 5
- Hausbesitzer, Der. Seine Rechte und Pflichten gegenüber seinem Vorbesitzer, Gläubiger, Nachbar, Mieter und den Behörden mit einer Menge von Formularen zu Anträgen und Verträgen. Mühlheim a. d. R. O 17
- Kiepert, Max. Die Sammlungen zu wohltätigen oder gemeinnützigen Zwecken nach dem Bürgerlichen Gesetzbuch. Hannover 1903 O 8

Kongreß für gewerblichen Rechtsschutz. Düsseldorf, September 1907. Verhandlungsberichte	O 7
Partei, Die konservative, und die Reichsfinanzreform 1909. (Hauptverein der Deutsch-Konservativen, Berlin)	O 9
v. Pourtales, James. Zur Währungsfrage. Glumbowitz 1894	O 10
Reichert, J. Die Arbeiterverhältnisse der Großeisenindustrie im Jahre 1912. Berlin 1913	O 11
Reichsgerichts-Urteil in Sachen Kollision Schwimmdock/„Vandalia“. Flensburger Schiffbau-Gesellschaft Flensburg	O 21
Reichstag, Der, und das preußische Abgeordnetenhaus über die Arbeiterverhältnisse in der Großeisenindustrie. Berlin 1914. (Verein Deutscher Eisen- und Stahlindustrieller)	O 12
Siemens, W. v. Über Arbeitgebersteuer	O 13
Tille, A. Die Steuerbelastung der Industrie in Reich, Bundesstaat und Gemeinde. Saarbrücken 1911	O 15
Unfallverhütungsvorschriften der Seeberufsgenossenschaft. Hamburg 1891	O 14: 1
— der Seeberufsgenossenschaft für die in der kleinen Küstenfahrt und Wattfahrt verkehrenden Segelschiffe. Hamburg 1909	O 14: 2
Volkswirtschaft im Kriege:	
Die deutsche Volkswirtschaft im Kriege. Anhang: Wirtschaftliche Gesetze und Verordnungen. Hrsg. v. Direktion der Diskontogesellschaft. Berlin 1915	O 19: 2
Ernährung im Kriege. Hrsg. v. Ministerium des Innern	O 19: 2

P. Kolonialwesen und Reisen.

Arbeit des Kolonialwirtschaftlichen Komitees. 1866—1914. Berlin 1914	P 1
Baschin, Otto. Die deutsche Südpolar-Expedition. Berlin 1901	P 2
v. Benko. Reise S. M. Schiff „Zrinyi“ über Malta, Tanger und Teneriffa nach Westindien in den Jahren 1885 und 1886. Pola 1887	P 3
Bueck, H. A. Vertrauliche Berichte über Südafrika. (Zentralverband Deutscher Industrieller.) Berlin 1903	P 4

- Busley, G. Der Kampf um den ostasiatischen Handel (Marine-Rundschau). Berlin 1897 P 5
- Denkschrift betreffend die Entwicklung des Kiautschou-Gebiets in der Zeit 1901—1910 P 15: 1
- Anlagen: Karten und Lichtbilder um Kiautschou P 15: 2
- Deutsch-Ost-Afrika. Bilderserie. Hrsg. v. Kupferberg & Co. P 18
- Engler, G. Das Erdöl von Baku. Ein Reisebericht. Stuttgart 1886 (Dinglers Polytechn. Journal) P 16
- Etat für das Schutzgebiet Kiautschou und das ostasiatische Marinedetachment auf das Rechnungsjahr 1900 ff. P 14: 1
- Änderungen des Etatentwurfs für das Schutzgebiet Kiautschou und das ostasiatische Marinedetachment auf das Rechnungsjahr 1913 P 14: 2
- Kretschmer. Die deutsche Südpolarexpedition. Berlin 1900 . P 6
- Neubaur, P. Warum und mit welchem Rechte bedarf Deutschland eines Ausbaues seiner Flotte. Im Auftrage der Deutschen Kolonialgesellschaft P 13
- Rieder Pascha, Robert. Für die Türken. Selbstgelebtes und Gewolltes. Jena 1903 P 7
- Verhandlungen der Kolonial-Technischen Kommission des Kolonialwirtschaftlichen Komitees E. V., wirtschaftlicher Ausschuß der Deutschen Kolonialgesellschaft. Berlin 1911 P 8
- Vorträge, gehalten in der Abteilung Berlin-Charlottenburg der Deutschen Kolonialgesellschaft, Berlin:
- Bornhardt. Über die Ergebnisse meiner Reise in Deutsch-Ostafrika. Berlin 1898 P 12: 1
- Bornhaupt. Die Kongoakte und der Freihandel. Berlin 1902 P 12: 2
- v. Brandt. Industrielle und Eisenbahnunternehmungen in China. Berlin 1899 P 12: 3
- Busley: Der Kampf um den ostasiatischen Handel. Berlin 1897 P 12: 4
- Deimling. Die Kolonie Kiautschou in den ersten beiden Jahren ihrer Entwicklung. Berlin 1900 P 12: 5
- v. Erlangen. Meine Reise durch Süd-Schoa, Galla und die Somal-Länder. Mit einer Karte. Berlin 1902 P 12: 6

- Fischer. Reiseeindrücke aus Schantung. Berlin 1902 P 12: 7
- Franzius. Ein Ausflug nach Kiautschou. (Mit einer Karte
von Ostasien und der Kiautschou-Bucht.) Berlin 1898 P 12: 8
- Fülleborn. Über die Nyassa-Länder. Berlin 1901 P 12: 9
- Gaedertz. Schantung. Mit einer Karte und 21 Lichtdrucken.
Berlin 1902 P 12:10
- Katz. Die eventuelle Errichtung von Lungenheilstätten in
Deutsch-Südwestafrika. Berlin 1903 P 12:11
- Knochenhauer. Korea P 12:12
- Koch. Ärztliche Beobachtungen in den Tropen. Berlin 1898 P 12:13
- Ergebnisse der vom Deutschen Reich ausgesandten Malaria-
Expedition. Berlin 1900 P 12:13a
- Kronecker. Deutsche Kolonien in Australien. Berlin 1897 P 12:14
- Lehmann, C. F. Armenien und Nordmesopotamien in Alter-
tum und Gegenwart. Berlin 1900 P 12:15
- Leutwein. Deutsch-Südwestafrika. Mit einer Karte. Berlin
1898 P 12:16
- Messing, Otto. Steuer- und Finanzwesen Chinas an Hand
einer Karte. Berlin 1902 P 12:17
- Meyer, Hermann. Meine Reise nach Brasilien. Berlin 1897 P 12:18
- Ortloff. Die Landungsverhältnisse an der Küste Deutsch-Süd-
westafrikas. Mit 3 Kartenskizzen. Berlin 1902 P 12:19
- Pater Adams. Aus der Deutsch-ostafrikanischen Mission.
Mit einer Karte. Berlin 1898 P 12:20
- Rehbock. Reisebilder aus Deutsch-Südwestafrika mit Karte.
Berlin 1898 P 12:21
- Rohrbach. Russische Kolonisation in Afrika. Berlin 1900 P 12:22
- Persien und die deutschen Interessen. Mit einer Karte. Berlin
1901 P 12:22a
- Said Ruete. Meine Reisen in Syrien und Palästina mit beson-
derer Berücksichtigung der dortigen deutschen Tempelgemein-
den. Mit einer Karte. Berlin 1898 P 12:23
- Schmeißer. Die Goldlagerstätten und der gegenwärtige Stand
des Goldbergbaues in Australien. Berlin 1897 P 12:24
- Geographische, wirtschaftliche und volksgeschichtliche Ver-
hältnisse der südafrikanischen Republik, sowie deren Bezie-
hungen zu England. Berlin 1900 P 12:24a

- Sch o e n f e l d. Die mohammedanische Bewegung im ägyptischen Sudan. Berlin 1905 P 12:25
- Sch ö l l e r. Meine Äquatorial-Ostafrika- und Uganda-Expedition 1896/1891. Berlin 1897 P 12:26
- Sch ö n. Über Tropenhygiene. Berlin 1897 P 12:27
- Sch r a m e y e r. Die Grundlagen der wirtschaftlichen Entwicklung in Kiautschou. Berlin 1903 P 12:28
- S t u h l m a n n. Die wirtschaftliche Entwicklung Deutsch-Ostafrikas. Mit 3 Karten und 6 Abbildungen. Berlin 1898 . . P 12:29
- T a v e l. Sechs Wochen in Marokko. Mit 13 Lichtbildern und einer Karte. Berlin 1901 P 12:30
- W o l f f. Die Durchquerung der Gazellahalbinsel, Bismarckarchipel. Berlin 1904 P 12:31
- V o ß. Venturesome Voyages of Captain Voss. Yokohama 1913 . . . P 17
- W a g n e r. Die Vorgänge auf den Samoa-Inseln, dargestellt mit besonderer Berücksichtigung der veröffentlichten deutschen amtlichen Aktenstücke. Graudenz 1889 P 9
- W a r n a c k. Unsere Kolonialwirtschaft in ihrer Bedeutung für Industrie, Handel und Landwirtschaft. Berlin 1914 P 10
- W e t t i c h. Die Entwicklung Usambaras unter dem Einfluß der ostafrikanischen Nordbahn und ihrer privaten Zweigbahnen mit besonderer Berücksichtigung der Drahtseilbahn Mkumbara-Neu-Hornow. Berlin 1911 P 11

Q. Patente und Patentgesetze.

- D a u b e r, A. Verfahren zum Kondensieren des Abdampfes oder der Abgase bei Dampf- oder Gasmaschinen. Bochum 1896 Q 1
- L a g r a f e l e t d' A l l e s t, Système breveté s. g. d. g. Instruction sur la conduite et l'entretien des chaudières multitubulaires à haute pression. Paris Q 8
- L i n k e, F. Gutachten über die Frage der Berechtigung des deutschen Reichspatents Nr. 80 974 von Otto Schlick in Hamburg Q 2
- v. P i t t l e r. Zusammenstellung der D. R. Patentschriften betreffend „Universal-Rundlaufmaschine“ Q 3
- S c h i c h a u, F. Feuertüreinrichtungen an Torpedoboot- und Marinekesseln mit Unterwindgebläse. Berlin 1883 Q 4

- Schmidt, Wilhelm. Die Erzeugung und Anwendung von hoch-
überhitztem Dampf (Heißdampf) Q 6: 1
— Erzeugung und Anwendung von hoch überhitztem Dampf (Heiß-
dampf) im Lokomotivbetriebe Q 6: 2
— Schiffskessel-Dampfüberhitzer (Patent Wilh. Schmidt) Q 6: 3
Thornycroft, J. Vorrichtung zur Regelung der Speisung von
Dampfkesseln. Berlin 1894 Q 5
Weiß, F. (Basel). Leistungsregulator Q 7: 1
— Schiebersteuerung. Aus: Zeitschrift des Vereins Deutscher In-
genieure. 1895 Q 7: 2

R. Elektrizität.

- Ardt, C. Über die bei elektrischen Anlagen an Bord von Schiffen
zu verwendende Stromart. Berlin 1904 R 1: 1
— Elektrische Schiffsanlagen. Berlin 1908 R 1: 2
— Die Einwirkung der durch den eisernen Schiffskörper fließenden
Flächenströme auf das Kompaßfeld. Berlin 1906. (Elektrotech-
nische Zeitschrift) R 1: 3
— Die magnetischen Wirkungen stromdurchflossener Flächen und
die Einwirkung der durch den eisernen Schiffskörper fließenden
Flächenströme auf das Kompaßfeld R 1: 4
Bericht über die Jahresversammlung Deutscher
Elektrotechniker. Leipzig 1912 R 3
Braun, F. Methoden zur Vergrößerung der Sonderenergie für draht-
lose Telegraphie (sog. Energieschaltung). Leipzig R 4: 1
— Priority in wireless telegraph invention (Translation). Reprinted
from: The Electrician R 4: 2
Ebert, H. Über langandauernde elektrische Schwingungen und ihre
Wirkungen. Leipzig 1894 R 5
Einbeck, J. Über den heutigen Stand der Akkumulatoren-Technik
insbesondere in bezug auf die Verwertung für Straßenbahnfahr-
zeuge. München 1898. (Bayerisches Industrie- u. Gewerbeblatt) R 2
Funkentelegraphie. Nach dem System der Allg. Elektrici-
täts-Gesellschaft (Slaby-Arco). Berlin 1900 R 6
Nerz, F. Scheinwerfer und Fernbeleuchtung. Stuttgart 1899 . . R 7
Richardz, F. Über die elektrischen und magnetischen Kräfte der
Atome. München 1894 R 8

- Röper, R. Die Unterseekabel R 14
- Scheinwerfer mit Glasparabolspiegel, horizontaler Bogenlampe, Doppelstreuer für veränderliche Streuung u. elektromotorischer Bewegung (System Uthemann) von Schuckert & Co., Nürnberg. Beschreibung und Instruktion R 13
- Schulthes. Einiges über Schiffselektrotechnik. Berlin 1905 . . R 9
- Simon, H. Th. Über ungedämpfte elektrische Schwingungen. Leipzig. (Jahrbuch der drahtlosen Telegraphie und Telephonie) . . R 10
- Stauch, Ad. Über den elektrischen Antrieb des Schiffssteuers. Berlin 1908 R 11
- Stockhausen, K. Untersuchungen über den eingeschlossenen Lichtbogen bei Gleichstrom R 12

S. Biographien.

- Batsch. Admiral Prinz Adalbert von Preußen, ein Lebensbild mit besonderer Rücksicht auf seine Jugendzeit und den Anfang der Flotte. Berlin 1890 S 1
- v. Dyck, Walter. Georg v. Reichenbach. Hrsg.: Deutsches Museum. München S 9
- Matschoß, Conrad. Friedrich der Große als Beförderer des Gewerbefleißes. Zur 200. Wiederkehr des Geburtstages Friedrich des Großen. Im Auftrag des Vereins zur Beförderung des Gewerbefleißes. Berlin 1912 S 2
- Mueller, H. Otto. Sein Leben und seine Bedeutung für den Maschinenbau. Berlin 1897 S 3
- Plaud, L. Notice nécrologique sur Jaques-Augustin Normand. Paris 1907 S 7: 1
- Jaques-Augustin Normand 1839—1906. Discours prononcés sur sa tombe, au cimetière du Havre S 7: 2
- Polhelm, Christopher. Minnesskrift utgifven af Svenska Teknologföreningen 1911 S 8
- Rathenau, Emil, Dem Andenken an S 6
- Schilling, G. Arthur Breusing. Ein Lebensbild. Vortrag gehalten in der Literarischen Gesellschaft des Künstler-Vereins. Bremen . . S 4
- Weyrauch, J. J. Robert Mayer zur Jahrhundertfeier seiner Geburt. Stuttgart 1915 S 5

T. Allgemeines.

- Annuario analitico statistico della navigazione
 commerciale fra l'oriente e l'occidente per
 il canale di Suez 1896. Firenze-Roma 1897 T 3
- Bericht über die Sitzung des Techn. Ausschusses
 des Vereins zur Beförderung des Gewerb-
 fleißes am 6. September 1915 T 22
- Bücherei, Deutsche, des Börsenvereins der deut-
 schen Buchhändler zu Leipzig. Urkunden und Bei-
 träge T 24: 1
 — Zweiter Bericht über die Verwaltung 1914 T 24: 2
- Dehn, P. Kommende Weltwirtschaft. Berlin 1898 T 1
- Eichen, Unter deutschen. Liebesgabe deutscher Hoch-
 schüler T 21
- Einfuhr und Ausfuhr, Die deutsche, von Erzen, Eisen,
 Blei, Kupfer, Zink, Zinn und Kohlen von Steinkohlenteer, Vitriol
 und Thomasphosphatmehl im Jahre 1909. Berlin 1909 T 14
- Encyclopädie der mathematischen Wissen-
 schaften mit Einschluß ihrer Anwendungen. Herausgegeben
 im Auftrage der Akademien der Wissenschaften zu Göttingen,
 Leipzig, München und Wien. Leipzig 1906 T 2
- Geschäftsbericht der Stettiner Oderwerke A.-G.
 für Schiff- u. Maschinenbau. Stettin T 23
- Guinchard, J. Schweden, Historisch-Statistisches Handbuch.
 Stockholm 1913
 Erster Teil: Land und Volk T 13: 1
 Zweiter Teil: Gewerbe T 13: 2
- Houston, Stewart Chamberlain. Die Zuversicht T 17
- Jahresbericht des Vereins für die bergbaulichen Interessen im
 Oberbergamtsbezirk Dortmund für 1912 T 5
- Jahr, Das, 1913. Ein Gesamtbild der Kulturentwicklung. Hrsg.
 v. D. Sarason. Leipzig. Berlin 1913 T 19
- Industrie-, Gewerbe- und Kunstausstellung 1902 T 20
- zur Kammer, A. Integration einer linearen homogenen Differen-
 tialgleichung vierter Ordnung, deren Integral in der Horizontfläche
 Unstetigkeiten zweiter Art besitzt. Kiel 1895 T 4

- Kiep, N. J. Deutschland vor dreißig Jahren und heute. Vortrag, gehalten in der Edinburgh German Society. Edinburgh 1903 . T 6
- Kriegswagen, Der, der Zukunft T 7
- Lectures on India rubber. Being the official account of the proceedings of the conference held in connection with the international rubber and allied trades exhibition. Edited by D. Spence, Ph. D., F. J. C. London 1908 T 25
- Martin, Rudolf. Unter dem Scheinwerfer. Berlin und Leipzig 1910 T 9
- Matschoß, C. Die Berliner Industrie einst und jetzt. Eine Studie zur Berliner Industriegeschichte. Berlin 1906 T 8: 1
- Der Einfluß der Technik auf die Entwicklung Berlins im ersten Jahrhundert der preußischen Städteordnung. Berlin 1909 . . . T 3: 2
- März, Johannes. Die Zukunft des deutschen Außenhandels. Reichsverlag. Berlin 1915 T 18
- v. Oechelhaeuser, W. Neue Rechte — neue Pflichten. Berlin 1902. Aus: Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure . . . T 10
- Russisches. Im Auftrage der Mitarbeiter hrsg. v. P. Rohrbach T 15
- Schweighoffer. Verhandlungen, Mitteilungen und Berichte des Zentralverbandes Deutscher Industrieller. Berlin 1911 T 11
- Siemens, W. v. Eine kriegstechnische Betrachtung. Aus: Technik und Wirtschaft. Monatsschrift des Vereins Deutscher Ingenieure. Berlin 1915 T 16
- Staatseisenbahnen, Unsere, wie sie sind und wie sie sein sollten. Berlin 1892 T 12

U. Aertzliche Schriften.

- van Huellen, E. Ein Beitrag zur Formaldehyddesinfektion. Königsberg 1901. Aus der bakteriologischen Anstalt der Stadt Danzig U 5
- Lingner, A. Der Mensch als Organisationsvorbild. Berlin 1914 . U 4
- Neuber, G. Anleitung zur Technik der antiseptischen Wundbehandlung und des Dauerverbandes. Kiel 1883 U 3: 1
- Antwort auf den im Physiologischen Verein zu Kiel von Professor Petersen gehaltenen, in den Mitteilungen für den Verein Schleswig-Holsteinischer Ärzte veröffentlichten Vortrag „Zur Wundbehandlung“. Kiel 1887 U 3: 2

- Sanitätshund, Der, auf dem Schlachtfelde. Nach
Berichten aus der Front U 2
- Simons, E. M. Über die Notwendigkeit der Erstellung von Hoch-
seekurschiffen. (Aus dem Bericht über die XIV. Deutsche Studien-
reise. Berlin 1913) U 1

V. Fest- und Denkschriften.

- Basse & Selve, Altena i. W. Entwicklung und Geschichte
der Firma. Festschrift zur Feier des 50 jährigen Bestehens 1861
bis 1911 V 1
- Borsig, A. 1837—1902 V 2
- Gollet & Engelhard G. m. b. H., Werkzeugmaschinenfabrik.
1862—1912. Offenbach a. M. 1912. (2 Ex.) V 3
- Denkschrift anlässlich des 25 jährigen Bestehens der Gesell-
schaft „Urania“ zu Berlin V 4
- Dillinger-Hüttenwerke. 1685—1905 V 5
- Düsseldorf-Rattigen-Röhrenkesselfabrik (vorm.
Dürr & Co.), Rattigen b. Düsseldorf. 1883—1893 V 6
- Elektricitäts-Gesellschaft, Allgemeine. 1883 bis
1908 V 7
- Elektricitäts-Werke, Berliner. 1884—1909. Fest-
schrift V 8
- Flohr, Carl, Berlin. 1879—1904 V 9
- Godet & Sohn, Kgl. Hofjuweliere, Berlin. 1761—1911 V 10
- Goerz, Akt.-Ges., Berlin-Friedenau. 1886—1911. (3 Ex.) V 11
- Grove, David. 1864—1904 V 12
- Henschel & Sohn, Cassel. 1810—1910 V 13
- Ilseder Hütte. 1858—1908 V 14
- Krupp. 1812—1912. (3 Ex.) V 15
- Lanz, Heinrich. Fünfzig Jahre des Wirkens in Landwirtschaft
und Industrie 1859—1909. Dargestellt von Dr. Paul Neubaur.
(2 Ex.) V 16
- Lloyd, Norddeutscher. 50 Jahre der Entwicklung. 1857
bis 1907. Illustrationsband V 17
- Schnelldampfer „Kaiser Wilhelm der Große“. 25. März 1898.
(2 Ex.) V 18

N ü s k e & C o., Schiffswerft, Kesselschmiede und Maschinenbau- anstalt A.-G., Stettin	V 19
O p e l, A d a m, und sein Haus. Fünfzig Jahre der Entwick- lung. 1862—1912	V 20
S a c k, R u d., Leipzig-Plagwitz. 1863—1913	V 21
S c h i c h a u - W e r k e in Elbing, Danzig und Pillau. 1831—1912	V 22
S c h m i d t s c h e H e i ß d a m p f - G e s e l l s c h a f t m. b. H. 25 000. Heißdampflokomotive. Cassel-Wilhelmshöhe. 1913	V 23
S p r e e - H a v e l - D a m p f s c h i f f a h r t - G e s e l l s c h a f t S t e r n. 1888—1913	V 24
S t e t t i n e r M a s c h i n e n b a u - A . - G. „Vulcan“, Stettin- Bredow	V 25
S t i n n e s, M a t h i a s, und sein Haus. Ein Jahrhundert der Entwicklung. 1808—1908. (Illustrationsband.)	V 26

W. Wörterbücher.

S t e n z e l, A. Deutsches seemännisches Wörterbuch. Im Auftrage des Staatssekretärs des Reichs-Marineamts. Berlin 1904	V 1
W ö r t e r b ü c h e r, I l l u s t r i e r t e t e c h n i s c h e, in sechs Sprachen. München-Berlin 1909	V 2

XVII. Namenverzeichnis

der Vortrags- und Diskussionsredner nebst Sachregister und Seitenzahlen.

Die Namen der Verfasser sowie die Titel der Vorträge sind **fett** gedruckt

Name des Verfassers oder Diskussionsredners	Thema des Vortrages oder der Diskussion	Seite
Achenbach	Das Wesen der Schiffshavarien	213
	Schlußwort	302
Bauer	Schwingungs-Zustände der Schaufeln in Dampfturbinen und ihre Einschränkung	201
Benjamin	Längs- und Quer-Stabilität sinkender Schiffe	299
Buchsbaum	Beanspruchungen des Schiffskörpers besonders durch das Altern der Schiffe	294
Busley	Dank für die Vorträge 153, 212, 304,	364
Flamm	Kritischer Tiefgang bei lecken Schiffen	145
Foerster	Feuerschutz auf großen Dampfern	297
Krell	Vor- und Nachteile verschiedener Beschauelungsarten von Dampfturbinen	195
Pagel	Die Schottvorschriften des internationalen Vertrages zum Schutze des menschlichen Lebens auf See	117
	Schlußwort	150
Roth	Material-Untersuchungen unter besonderer Berücksichtigung der Turbinenschaufelmaterialien	154
	Schlußwort	209
Schaffran	Über die Aufstiegsverhältnisse von Wasserflugzeugen und Flugbooten	305