

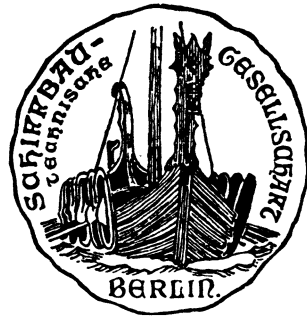


Verlag von Julius Springer, Berlin

Hel. u. impr. Meisenbach Riffarth & Co. A-G, Berlin

*Rappell*

**Jahrbuch**  
der  
**Schiffbautechnischen Gesellschaft**



**Siebenundzwanzigster Band**  
**1926**

**Berlin**  
Verlag von Julius Springer  
1926

ISBN-13:978-3-642-90168-3 e-ISBN-13:978-3-642-92025-7  
DOI: 10.1007/978-3-642-92025-7

Alle Rechte vorbehalten  
Softcover reprint of the hardcover 1st edition 1926

## Inhaltsverzeichnis.

<b>Geschäftliches:</b>		Seite
I. Mitgliederliste . . . . .		3
II. Satzung . . . . .		33
III. Bericht über das siebenundzwanzigste Geschäftsjahr 1925 . . .		37
IV. Niederschrift über die geschäftliche Sitzung der sechsundzwanzigsten ordentlichen Hauptversammlung am 20. November 1925		56
V. Unsere Toten . . . . .		58
 <b>Vorträge der XXVI. Hauptversammlung:</b>		
VI. Weitere Fortschritte im Schiffsantrieb durch schnelllaufende Öl-motoren und in der Verwendung von hydromechanischen Getrieben. Von G. Bauer . . . . .		73
VII. Brennstoffkritische Betrachtungen zum Ölfeuerungs- und Ölmotor-Betrieb an Bord von Seeschiffen. Von D. Aufhäuser . . .		106
VIII. Die praktische Durchführung der Normung im Werftbetriebe. Von W. Immich . . . . .		124
IX. Neuere vereinigte dynamisch-statische Wuchtmaschinen. Von H. Hort . . . . .		158
X. Die Messung großer Kräfte und moderne Material-Prüfmaschinen. Von O. v. Bohuszewicz . . . . .		182
XI. Die Spannungsverteilung in den Flanschen dünnwandiger Kasten-träger. Von G. Schnadel . . . . .		207
XII. Die Anwendung der Schraubenstrahltheorie auf Wasserpropeller. Von H. Borek . . . . .		292
XIII. Vorführung des Versuchsfeldes für autogenes Schweißen. Von F. Hilpert . . . . .		308
 <b>Besichtigung:</b>		
XIV. Die Ardelt-Werke in Eberswalde . . . . .		313
 <b>Anhang:</b>		
XV. Namenverzeichnis . . . . .		336

# Geschäftliches.

# I. Mitgliederliste.

Schirmherr:

SEINE MAJESTÄT KAISER WILHELM II.

Ehrenvorsitzender:

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

Vorsitzender:

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

Stellvertretender Vorsitzender:

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

Fachmännische Beisitzer:

Gustav Bauer, Dr.-Ing., Dr. phil., Direktor der  
Vulcan-Werke, Hamburg.  
Casper Berninghaus, Dr.-Ing., Werftbesitzer,  
Duisburg.

Walter Laas, Professor für Schiffbau an der  
Technischen Hochschule Charlottenburg.  
Victor Nawatzki, Vorsitzender des Aufsichts-  
rates des Bremer Vulkan, Vegesack.

Beisitzer:

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

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

Eduard Gribel, Reeder, Stettin.  
Philipp Heineken, Dr.-Ing., Präsident des Nord-  
deutschen Lloyd, Bremen.

Geschäftsstelle: Berlin NW 6, Schumannstr. 2.

Fernsprecher: Norden 926.

Drahtung: Berlin, Schifftechnik.

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

Postscheckkonto: Berlin 38 469.

## 1. Ehrenmitglieder:

SEINE KÖNIGLICHE HOHEIT, Dr.-Ing.

HEINRICH, PRINZ VON PREUSSEN

(seit 1901),

SEINE KAISERLICHE HOHEIT, KRONPRINZ WILHELM

(seit 1902),

SEINE KÖNIGLICHE HOHEIT GROSSHERZOG FRIEDRICH FRANZ IV.

(seit 1904),

Hermann Blohm, Dr.-Ing., Werftbesitzer in Firma Blohm &amp; Voss, Hamburg

(seit 1918),

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

(seit 1920),

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

(seit 1923),

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

(seit 1924),

Victor Nawatzki, Vorsitzender des Aufsichtsrates des Bremer Vulkan, Vegesack

(seit 1924).

## 2. Inhaber der Goldenen Denkmünze der Schiffbautechnischen Gesellschaft:

SEINE MAJESTÄT KAISER WILHELM II.

(seit 1907),

SEINE KÖNIGLICHE HOHEIT, Dr.-Ing.

GROSSHERZOG FRIEDRICH AUGUST

(seit 1908),

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

(seit 1913),

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

(seit 1924).

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

(seit 1925).

## 3. Inhaber der Silbernen Denkmünze der Schiffbautechnischen Gesellschaft:

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

(seit 1906),

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

(seit 1916),

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

(seit 1920).

## 4. Fachmitglieder.

## a) Lebenslängliche Fachmitglieder:

- Allard, Erik, Ingenieur der Königl. Marineverwaltung, Stockholm, Mastersammelsgatan 6.
- Baur, G., Geheimer Baurat, Fried. Krupp A.-G., Essen.
- Berghoff, Otto, Marinebaurat, Berlin C 54, Dragonerstr. 23.
- 10 Berninghaus, C., Dr.-Ing. und Werftbesitzer, Duisburg.
- van Beuningen, Frederik, Direktor der Machinefabrik en Scheepswerf, P. Smit jun., Rotterdam, Avenue Concordia 75.
- Bignami, Leopold, Schiffbau-Ingenieur, Genua, Piazza Grillo Cattaneo 6.
- Biles, Sir John H., Broadway Chambers, 40 Broadway, Westminster London, S. W. 1.
- Blohm, Rudolf, Dipl.-Ing., i. F. Blohm & Voß, Hamburg 9.
- 15 Blohm, Walter, Dipl.-Ing., pers. haftender Gesellschafter der Kommanditges. Blohm & Voß, Hamburg, Mittelweg 119.
- Bodewes, G. H., Direktor der Lobith'sche Scheepsbouw Maatschappij Lobith, Holland.
- Bodewes, Jan, Direktor der Lobith'sche Scheepsbouw Maatschappij Lobith, Holland.
- Böös, Carl C: son, Marinebaumeister, Stockholm, Karlavägen 58.
- Bormann, Alfr., Schiffbau - Ober - Ingenieur, Wiborg, Neitsytniemi, Pekonkatn 5 as 2.
- 20 Boschi, Luigi, Schiffbau-Ingenieur, Cantiere Navale Gio Ansaldo & Co., Sestri Ponente.
- Brodin, Olof, Dipl.-Ing., Stockholm, Kornhamnstorg 53.
- Bruhn, Johannes, Dr., Direktor von Norske Veritas, Oslo, Post Boks 82.
- Burchard, Carl, Fabrikbesitzer, Hamburg 24, Papenhuderstr. 6.
- Burgerhout, Adolf, Direktor d. N. V. Burgerhout's Machinefabriken Scheepswerf, Rotterdam.
- 25 Burgerhout, Hugo, Direktor d. N. V. Burgerhout's Machinefabrik en Scheepswerf, Rotterdam.
- Cassel, Fredrik, Marinebaumeister d. R., Direktor der Ingeniörfirma Ture N. Steen Aktiebolag, Stockholm, Hjorthavägen.
- de Champs, Ch., Commodore der Königl. Schwed. Marine, Schiffbau- und Elektro-Ingenieur von der Königl. Techn. Hochschule in Stockholm, Stockholm, Johannesgatan 20.
- Claussen, Georg, Mitglied des Vorstandes d. Joh. C. Tecklenborg A.-G., Geestemünde, Claussenstraße 4.
- Cornehls, Otto, Direktor der Reiherstieg-Schiffswerfte u. Maschinenfabrik, Hamburg 9, Kl. Grasbrook.
- 30 Creutz, Carl Alfr., Schiffbau-Ingenieur, Bayonne, 198 Ave C, N. J., U. S. A.
- Creutz, Claes Emil, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Bayonne, N. J. c. o. Creutz, Martin, I. P. Banks Electric Co., 4 Phoenix-Ave, Waterbury, Conn. U. S. A.
- Ekström, Gunnar, Extra - Marine - Ingenieur, Stockholm, Birger Jarlsgatan 58.
- Fasse, Adolf, Technischer Direktor der Ottensener Eisenwerk A.-G., Altona-Ottensen, Brunnenstr. 111.
- Flohr, Justus, Dr.-Ing., Geheimer Baurat, Pyrmont.
- Frahm, Herm., Dr.-Ing., Direktor der Werft 35 Blohm & Voß, Hamburg, Brahmsallee 40.
- Gall, Hermann, Fabrikbesitzer, Hamburg, Agnesstraße 28 b.
- Gerlach, Walter, Marine-Oberbaurat z. D., Berlin SW 61, Wartenburgstr. 17.
- Giljam, Job, Werftdirektor, Rotterdam, West Kruiskade 26 a.
- Goecke, Marine-Oberbaurat a. D., Erlangen, Neue Str. 36.
- Goedkoop, Daniel, Werftdirektor, Amsterdam, 40 Keizergracht 729.
- Goedkoop, Heyme, Werftdirektor, Huize „de Vyf“, Laren (N. H.) Holland.
- Göbel, Ludwig, Ingenieur, Dampfschiffgesellschaft d. Vierwaldstätter Sees, Luzern, Blumenrain 11.
- Greve, Carl, Werftdirektor, Altona, Flottbecker Chaussee 165.
- Halldin, Gustaf, Marineingenieur, Karlskrona, Kungl. Flottans Varv.
- Helling, Wilhelm, Mitinhaber d. Fa. Theodor 45 Zeise, Altona-Ottensen, Friedensallee 7/9.
- Hitzler, Theodor, Werftbesitzer, Groß-Flottbek, Bismarckstr. 18.
- Howaldt, Bernh., Direkt., Flensburg, Clädenstraße 10.
- Jespersen, Theodor, Ober - Ingenieur, Oslo, Karl Johannsgade 41.
- Kahrs, Otto, Dipl.-Ing., Oslo, Kronprinsengate 9.
- Kötter, Georg, Ingenieur, Hamburg-Amerika-Linie, Abtlg. Maschine, Hamburg-Kuhwärder. 50
- Kraft de la Saulx, Ritter Friedrich, Ober-Ingenieur der Société Cockerill, Seraing, Belgien.
- Kremer, Hermann, Schiffbau-Ingenieur, Schiffswerft Elmshorn.
- Leux, Carl, Schiffbau-Direktor, Prokurist bei F. Schichau, Elbing.
- Levati, Rinaldo, Schiffbau-Ingenieur, Pegli bei Genua, Via de Nicolay 10.
- Lindberg, Elis, Marinebaumeister, Karlskrona, 55 N. Kungsgatan 28 a.
- Ljungzell, Johan, Dozent der Techn. Hochschule, Stockholm, Malmskillnadsgatan 42.
- Löfgren, Johan, Ingenieur, Karlskrona, Tegnérliiden 7.
- Lorentzen, Öivind, Dipl. - Ing., Oslo, Karl Johannsgade 1.
- Lorenz - Meyer, Georg C. L., Ingenieur und Direktor, Hamburg, Kl. Fontenay 4.
- Nawatzki, V., Vorsitzender des Aufsichtsrats 60 des Bremer Vulkan, Eisenach, Liliengrund 6.
- Nordström, Hugo Frederik, Dozent a. d. Königl. technischen Hochschule, Stockholm, Brävallagatan 10—12.
- Penning, Charles, Werftdirektor, Amsterdam, Plantage Franschelaan 13 a.
- Pingel, Johannes, Marinebaurat, Rüstringen, Schulstr. 100.



- Posse, Lage, Marinebaumeister, Karlskrona, Ronnebygatan 26.
- 65 Rinesi, Giovanni, Generaldirektor von G. Ansaldo & Co., Genua, via Garibaldi 2.
- Rodiek, Otto, beratender Ingenieur, Kiel, Klopstockstr. 7.
- v. Roeszler, Ernst, Direktor d. ung. Fluß- u. Seeschiffahrt A.-G., Budapest VII, Damjanichgasse 36, 2. Hof Nr. 1.
- Ruthof, Josef, Werftbesitzer, i. Fa. Christof Ruthof, Wiesbaden, Wilhelmstr. 17.
- Sachsenberg, Georg, Kommerzienrat, Dessau, Albrechtstr. 126.
- 70 Salberg, Jan Hendrik Cornelis, Direktor d. Nederlandsche Maatschappy, Amsterdam, Noord.
- Schalin, Hilding, Konsultierender Ingenieur, Gothenburg.
- Schütte, Joh., Dr.-Ing. Geh. Regierungsrat u. Professor, Berlin-Lichterfelde-Ost, Annastr. 1a.
- Shigemitsu, Atsumu, Dir. d. Teishinsho, Schiffbau-Versuchsanstalt, Mercantile Marinebureau, Ministry of Communication, Tokio, Japan.
- Spetzler, Carl Ferd., Dipl.-Ing., Leiter d. Betriebswerkstätten d. Flottmannwerke, Cassel, Westendstr. 9.
- Steinike, Karl, Baurat, Schiffbau-Direktor a. D., 75 Darmstadt, Herdweg 89.
- Topp, C., Baurat, Stralsund, Knieperdamm 4.
- Wilton, B., Werftbesitzer, Rotterdam-Westkousdyk.
- Wilton, J. Henry, Werftdirektor, Rotterdam.
- Wrobbel, Gustav, Dr. Ing. Vaihingen auf den Fildern (bei Stuttgart), Landhaus Silvana.
- Zetzmann, Ernst, Schiffbau-Ingenieur, Wandsbek, Ernst-Albert-Str. 18.
- Ziese, Rud. A., Ingenieur, Rittergut Tornow bei Bottschow i. d. Mark.
- Zoelly-Veillon, H., Ingenieur, Vorstandsmitglied und technischer Direktor bei Escher, Wyß & Cie., Zürich.
- 80
- 85
- 105
- 110
- 115
- 120
- b) Ordnungsmäßige Fachmitglieder:
- Abel, Paul, Ing., Düsseldorf, Konkordiastr. 58.
- Abel, Wilh., Schiffbau-Ingenieur, Professor an d. technischen Staatslehranstalten, Hamburg 22, Finkenau 26.
- 85 Achenbach, Alb., Dipl.-Ing., Baurat, Studienrat an der Höheren Maschinenbauschule der Stadt Leipzig, Wächterstr. 13.
- Achenbach, Friedrich W., Dr.-Ing., Berlin W 50, Culmbacher Str. 3.
- Ackermann, Max, Oberingenieur, Hamburg 30, Husumer Str. 14.
- Adolf, Einar, Schiff- u. Maschinenbau-Direktor, Kopenhagen, Orlogsvaerftet.
- Ahlers, Ludwig, Schiffbau-Direktor und Vorstandsmitglied der Gebr. Sachsenberg A.-G., Roßlau a. E., Steutzer Str. 5/6.
- 90 Ahlers, Otto, Ober-Ingenieur, Roßlau, Hauptstraße 120.
- Ahlrot, Georg, Schiff- und Maschinenbau-Direktor, Malmö, Kockums Mek. Verkstads A.B.
- Ahnhudt, Marine-Schiffbaudirektor a. W. Neubabelsberg, Steinschirkestraße.
- Ahsbahr, Otto, Marinebaurat, Groß-Flottbek, Voßstr. 5.
- Albrecht, J., Dr.-Ing., Schiffsvermessungs-Direktor, Hamburg 39, Gryphiusstr. 11.
- 95 Allardt, Julius, Marinebaurat, Hamburg, Carolinenstr. 6.
- Alverdes, Max, Zivilingenieur, Inhaber des Eilenburger Motoren-Werkes, Hamburg-Uhlenhorst, Bassinstr. 8.
- Ambrohn, Victor, Dipl.-Ing., Obering. d. Bremer Vulkan, Vegesack, Weserstr. 71/72.
- Amann, Hermann, Maschinen-Oberingenieur, Hamburg 30, Gneisenastr. 5.
- Andresen, Heinrich, Schiffbau-Ingenieur, Kommanditär der Werft H. C. Stülcken Sohn, Hamburg 25, Oben-Borgfelde 3.
- 100 Aritzsch, Fritz, Dipl.-Ing., Altona, Arnkieler Str. 15.
- Appel, Paul, Dipl.-Ing., Oberingenieur der Nordsee-Werke Emden, Hafenstr. 5.
- Arera, Hans, Oberingenieur und Bevollm. der F. Caesar Wollheim, Schiffswerft u. Maschinenfabrik, Deutsch-Lissa b. Breslau, Marienstr. 12.
- Arnold, Karl, Oberregierungsrat, Berlin-Steglitz, Arndtstr. 35.
- Artus, Oberregierungsbaurat, Altona-Othmarschen, Beselerplatz 10.
- Baath, Kurt, Dipl.-Ing., Oberingenieur und Prokurist d. Howaldtwerke, Kiel-Wellingdorf, Hansens Privatstraße 6.
- Baetke, Friedrich, Schiffbau-Ingenieur, Direktor der Schiffswerft und Maschinenfabrik Theodor Hitzler, Hamburg 25, Oben-Borgfelde 25.
- Baisch, Ludwig, Oberingenieur, Kiel, v. d. Goltz-Allee 17.
- Bandtke, Hugo, Dipl.-Ing., Schiffb.-Betriebsing. der Vulcan-Werke, Stettin, Kronenhofstr. 24.
- Barg, G., Schiffbau-Direktor der Neptunwerft, Rostock i. M.
- Bartel, Wilhelm, Ingenieur, Hamburg, Körnerstraße 18.
- 110 Barth, Hans, Dipl.-Ing., Abteilungsdirektor der Germania-Werft, Kiel, Feldstr. 140.
- Bartsch, Hermann, Ingenieur, Patent- und techn. Büro, Breslau 1, Junkernstr. 33/35.
- Bauer, G., Dr.-Ing., Dr. phil., Maschinenbau-Direktor der Stettiner Maschinenb.-A.-G. Vulcan, Hamburg, Mittelweg 82.
- Bauer, M. H., Direktor, Friedrichshagen b. Berlin, Hahns Mühle 7.
- Bauer, O., Oberingenieur der Flensburger Schiffbau-Gesellschaft, Flensburg, Neustadt 36.
- 115 Bauer, V. J., Direktor der Flensburger Schiffbau-Gesellschaft, Flensburg, Neustadt 49.
- Bausch, Fritz, Dipl.-Ing., Schiffbau-Zivilingenieur, Köln-Riehl, Mühlheimer Schiffsbrücke.
- Becker, Richard, Maschinenbau - Direktor Deutsche Werke A.-G., Kiel, Werftstr. 132.
- Becker, Max, Marinebaurat, Direktor der Helix-Maschinenbau G. m. b. H., Berlin-Lichterfelde-West, Kommandantenstr. 18.
- Beeck, Otto, Ing., Stettin, Mühlenstr. 12 III.
- 120 Behn, Theodor, Dipl.-Ing., Stettin, Moltkestraße 20.
- Behrmann, Georg, Oberingenieur, Kiel, Winterbeker Weg 32.

- Benjamin, Ludwig, Zivil-Ingenieur, Hamburg 24, Ackermannstr. 32/34.
- Berendt, Hermann, Dipl.-Ing., Oberingenieur bei Blohm & Voß, Hamburg 25, Claus Grothstr. 6.
- 125 Berling, G., Dr.-Ing., Geh. Marinebaurat, Cöln-Mülheim, Genovevastr. 94.
- Berndt, Rechnungsrat, Groß-Lichterfelde, Augustastr. 39 II.
- Berndt, Bruno, Ingenieur, Boldiann auf Föhr, Gelbes Haus.
- Beschoren, K., Dipl.-Ing., Regensburg, Vonder-Tann-Str. 20.
- Betzhold, Dr.-Ing., Oberregierungsbaurat, Groß-Lichterfelde-West, Steglitzer Str. 19.
- 130 Biedermann, Dipl.-Ing., Direktor des Norddeutschen Lloyd, Bremen, Donandstr. 14.
- Biese, Max, Besichtiger d. Germ. Lloyd, Bremerhaven, Bürgermeister-Smidt-Str. 114.
- Birkner, Ernst, Dipl.-Ing., Köln-Riehl, Stammheimerstr. 125.
- Blaum, Rudolf, Reg.-Baumeister a. D., Direktor der Atlas-Werke, A.-G., Bremen.
- Blechschildt, Oberregierungsbaurat, Potsdam, Moltkestr. 7.
- 135 Bleicken, B., Dipl.-Ing. Oberingenieur, Hamburg-Fuhlsbüttel, Farnstr. 31.
- Block, Hch., Zivil-Ingenieur, Hamburg 13, Magdalenenstr. 53.
- Blohm, Eduard, Ingenieur, Hamburg, Werderstraße 29.
- Blohm, M. C. H., Ingenieur, Hamburg, Isestraße 111.
- Blümcke, Richard, Dr.-Ing., Mannheim, Friedrichsring 16.
- 140 Blume, Herm., Betriebs-Oberingenieur, Dresden-Trachau, Cottbuser Str. 37.
- Bocchi, Guido, Schiffbau-Ingenieur, Sestri Ponente, Via Ugo Foscolo 5.
- Bockhacker, Eugen, Geheimer Oberbaurat, Berlin-Wilmersdorf, Hohenzollerndamm 201.
- Boeckholt, H., Marinebaurat a. D., Bremen 13, Seewenjestr. 245.
- vom Bögel, Wilhelm, Oberingenieur der Gutehoffnungshütte, Leiter d. Rheinwerft Walsum, Walsum-Niederrhein, Acherstr. 91.
- 145 Böhme, Herm., Direktor d. American Transportation and Trading Corporation, New York, Niederlassung Berlin, Berlin-Friedenau, Hauptstraße 70.
- Bohnstedt, Max, Professor, Oberstudiendirektor der Staatlichen höheren Schiff- u. Maschinenbauschule zu Kiel, Knooper Weg 56.
- v. Bohuszewicz, Oskar, Marinebaumeister a. D., Direktor u. Vorstandsmitglied der Düsseldorfer Maschinenb.-A.-G. vorm. J. Losenhausen, Düsseldorf, Kaiserswerther Str. 272.
- Boie, Harry, Ingenieur, Hamburg 30, Wrangelstraße 10 I.
- Böning, Otto, Schiffbau-Ingenieur, Bremen, Contrescarpe 166.
- 150 Borchers, Heinr., Oberingenieur, Elbing, Äußerer Mühlendamm 3.
- Börnsen, Heinr., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Hamburg, Nissenstr. 14.
- Boyens, Friedrich, Ingenieur, Elbing, Bismarckstraße 6 III.
- Bramigk, Schiffbau-Ingenieur, Roßlau a. E.
- Brandes, Marinebaurat, Wilhelmshaven, Parkstraße 20 II.
- 155 Brandt, Paul, Dipl.-Ing., Königsberg i. Pr., Krugstr. 1.
- Breitländer, Wilh., Schiffsmaschinenbau-Oberingenieur u. Prokurist der Akt.-Ges. Neptun, Rostock, Schröderstr. 39.
- Brennhaus, Curt, Dipl.-Ing., Oberingenieur i. Normen-Ausschuß d. deutsch. Industrie, Berlin-Grunewald, Friedrichsruher Str. 32.
- Breuer, C., Ingenieur, Hamburg-Kl.-Flottbek, Wilhelmstr. 8.
- Brinkmann, G., Wirklicher Geheimer Oberbaurat, Berlin-Schöneberg, Wartburgstraße 19.
- Brodersen, Wilhelm, Marinebaurat a. D., 160 Dessau, Albrechtstr. 11.
- Broistedt, G., Obering., Wismar, Am Torney 11.
- Bröking, Fritz, Marinebaurat, Berlin-Wilmersdorf, Kaiserallee 169.
- Brose, Walter, Ingenieur, Leiter d. Konstruktionsbureaus f. Ölmasch., Vulcan-Werke, Hamburg, Ericastr. 97.
- Bross, Walter, Dipl.-Ing., Obering. d. Thyssen & Co. Masch.-Fabr. Mülheim, Ruhr, Mellinghoferstr. 70.
- Bruckwilder, Wilh., Dipl.-Ing., Vorstand des 165 Zweigbüro Köln der Elektrotechnischen Fabrik Rheydt, Max Schorch & Co. A.-G., Köln a. Rh., Titusstr. 26.
- Bruns, Heinrich, Konsul, Zivilingenieur, Kiel, Strandweg 84.
- Bub, H., Schiffbau-Ingenieur, Bremer Vulkan, Vegesack, Hafenstr. 9.
- Buchsbaum, Georg, Schiffbau-Oberingenieur u. Prokurist des Germ. Lloyd, Berlin-Friedenau, Gößlerstr. 11.
- Burckhardt, Marinebaurat, Wilhelmshaven, Prinz-Heinrich-Str. 47.
- Bürkner, H., Dr.-Ing., Geheimer Oberbaurat, 170 Gr.-Lichterfelde-Ost, Mittelstr. 1.
- v. Burstin, Oberingenieur, Königsberg i. Pr., Henschestr. 14.
- Busch, H. E., Ingenieur, Hamburg 36, Dammthorhaus, Dammthorstr.
- Buschberg, E., Geheimer Baurat u. vortragender Rat i. d. Marineleitung, Berlin-Schöneberg, Martin-Luther-Str. 58.
- Büscher, Hans, Schiffbau-Oberingenieur, Geestemünde, Mittelstr. 19.
- Buse, Dietrich, Dipl.-Ing. beim Bremer Vulkan, 175 Vegesack, Weserstr. 43.
- Büsing, R., Maschinenbau-Direktor der Stettiner Oder-Werke A.-G., Stettin, Gießereistr. 17.
- Buttermann, Ingenieur, Direktor d. German. Lloyd, Berlin-Grunewald, Hohenzollerndamm 111.
- Büttgen, Dipl.-Ing., Schiffbau-Oberingenieur, Fried. Krupp A.-G., Germaniaerft, Kiel, Feldstr. 69.
- Cantiény, Georg, Dipl.-Ing., Direktor der Kohlenscheidungs-ges. m. b. H., Berlin NW 7, Friedrichstr. 100.
- Claussen, Carl, Ingenieur, Bremen, Stolberger 180 Straße 19.
- Cleppin, Max, Marinebaurat a. D., Oberlehrer u. Professor an den Technischen Staatslehranstalten in Hamburg.
- Collin, Max, Marine-Oberbaurat, Danzig-Langfuhr, Hermannshofer Weg 16.
- Comentz, Carl, Dr.-Ing., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 8, Gröninger Str. 1.
- Conradi, Carl, Marineingenieur, Oslo, Prinsens Gade 2b.
- 185 Cordes, Gottfried, Ingenieur, Siems bei Lübeck, Trave-Werft.

- Cordes, Tönjes, Oberingenieur, i. Fa. Stülcken & Sohn, Hamburg-Steinwärder.
- Cossutta, Ferruccio, Ingenieur, Triest, Stabilimento Tecnico Triestino.
- Coulmann, Wilhelm, Marinebaurat, Hamburg, Wandsbecker Chaussee 76.
- Crosock, Heinrich, Dipl.-Ing., Berlin W 30, Motzstr. 71.
- 190 Dahlby, Gustav, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Bergsunds Verkstad, Stockholm.
- Dammann, Friedrich, Schiffbauingenieur, Hamburg-Langenhorn, Langenhorner Chaussee 197.
- Dannenbaum, Adolf, Dipl.-Ing., i. Fa. Blohm & Voß, Hamburg 19, Eichenstr. 54.
- Degn, Paul Frederik, Dipl.-Ing., Direktor der Howaldtswerke, Neumühlen-Dietrichsdorf, Catharinenstr. 3.
- Deichmann, Karl, Ingenieur, Hamburg, Kleiner Schäferkamp 28 II.
- 195 Delfs, Otto, Schiffbau-Oberingenieur, Tönning, Neustr. 18.
- Demai, Anton, Direktor des Stabilimento Tecnico Triestino, Triest, Lazzaretto vecchio 38.
- Demnitz, Gustav, Dipl.-Ing., Kiel, Moltkestr. 5.
- Dengel, Roderich, Marinebaurat a. D., Kiel, Feldstr. 148.
- Dentler, Heinr., Ober-Ingenieur d. Atlas-Werke A.-G., Zweigbureau Stettin, Augustastr. 10.
- 200 Deters, K., Direktor, i. Fa. H. Stinnes, Hamburg, Hamburger Hof.
- Dieckhoff, Hans, Prof., Vorstandsmitglied der Woermann-Linie u. der deutschen Ost-Afrika-Linie, Hamburg, Gr. Reichenstr. 27.
- Dietrich, A., Schiffbaudirektor, Braunsfels, Kreis Wetzlar, Fürst-Ferdinand-Straße.
- Dietze, E., Schiffbau-Ingenieur, Blumenthal (Hannover), Schloß Wätgen.
- Dittmer, Georg, Oberingenieur u. Maschineninspektor, Hamburg, Borsteler Chaussee 184.
- 205 Dix, Joh., Geheimer Baurat u. Ministerialrat, Berlin-Wilmersdorf, Bregenzer Straße 6.
- Dohr, Matth., Dipl.-Ing., Baurat, Leiter des Hamburger Staatsbaggereiwesens, Hamburg 37, Isestr. 47.
- von Dojmi, Hans, Ober-Ingenieur, Bremen, Am Wall 143/144.
- Domke, R., Ober-Marinebaurat, Wilhelmshaven, Hollmannstr. 13.
- Donau, Zivil-Ing., Bremen, Rosenkranz 35.
- 210 Dörr, W. E., Dipl.-Ing., Ueberlingen, Bahnhofstraße 29.
- v. Dorsten, Wilhelm, Ober-Ing., Schiffs- und Maschinen-Inspektor des Germanischen Lloyd, Mannheim-Freudenheim, Schützenstr. 24.
- Drakenberg, Jean, Konsultierender Ingenieur, Stockholm, Krarabergsgatan 21.
- Dressel, Carl, Dr. phil., Dipl.-Ing. des Schiffbau-faches, Pankow, Hartwigstr. 110.
- Dreyer, E. Max, Zivilingenieur für Schiff- und Maschinenbau, Hamburg, Steinhöft 3.
- 215 Dreyer, Fr., Schiffbau-Oberingenieur, Hamburg, Petkumstr. 19.
- Dreyer, Karl, Elektroingenieur der Firma F. Schichau, Elbing, Arndtstr. 3.
- van Driel, Abraham, Schiffbau-Ingenieur der staatlichen niederländischen Schiffahrts-Inspektion, Voorburg beim Haag, Rusthoflaan 24.
- Driessen, Paul, Schiffbau-Ingenieur, Rotterdam, Postbus 809.
- Dröseler, Regierungsbaurat, Berlin SW 11, Hallesche Str. 19.
- Dyckhoff, Otto, Dipl.-Ing., Vorstand der Hansa-Lloyd-Werke A.-G., Bremen, Bismarckstr. 80. 220
- Eckolt, Wilh., Marinebaurat, Danzig, Danziger Werft.
- Eggers, Julius, Dr.-Ing., Sachverständiger für Schiff- u. Schiffsmaschinenbau, Hamburg 1., Glockengießerwall 2.
- Ehrenberg, Ober-Marinebaurat, Berlin-Dahlem, Wunderstr. 24.
- Ehrlich, Alexander, Schiffbau-Ingenieur, Stettin-Grabow, Gustav-Adolf-Str. 11.
- Eichholz, Ernst, Ingenieur der Firma Rhein-haflag, Köln-Deutz, Gotenring 2 I. 225
- Eichhorn, Osc., Geh. Marinebaurat, Danzig, Gralathstr. 3.
- v. Eidlitz, Cornél, Dipl.-Ing., Chef der techn. Abt. d. „Adria“, S. A. di Navigazione Marittima, Fiume.
- Eigendorff, G., Schiffbau-Ingenieur und Besichtiger des Germanischen Lloyd, Brake i. Oldenburg.
- Elste, R., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 19, Bismarckstr. 1.
- Elze, Theodor, Schiffbau-Ingenieur, i. Fa. Irmer & Elze, Bad Oeynhausen. 230
- Engberding, Dietrich, Marinebaurat, Berlin-Schöneberg, Grunewaldstr. 59.
- Engenhäuser, W., Betriebs-Ingenieur, Bremen, Lutherstr. 55.
- Erbach, R., Dr.-Ing., Betriebs-Direktor der Deutschen Werke A.-G., Werft, Kiel, Königsweg 4.
- Erdmann, Paul, Ing., Maschinenbesichtiger d. Germanischen Lloyd, Rostock, Friedrichstr. 7.
- Erhardt, Julius, Dipl.-Ing., Direktor d. Fa. Gans & Co., Danubius A. G., Budapest X, Kőbányai utca 31. 235
- von Essen, W. W., Ingenieur, Hamburg-Groß-Flottbek, Fritz-Reuter-Str. 9.
- Esser, Matthias, Direktor des Bremer Vulkan, Vegesack, Weserstr. 77a.
- Evers, F., Schiffbaudirektor bei Nüske & Co., Stettin, Königsplatz 14.
- Falbe, E., Dipl.-Ing., Blankenese, Goethestr. 10.
- Fechter, Georg, Zivilingenieur, Königsberg i. Pr., Kaiserstr. 21. 240
- Fechter, Erich, Dipl.-Ing., Stellvertretender Direktor der Union-Gießerei, Königsberg i. Pr., Arndtstr. 4.
- Feilcke, Fritz, Dipl.-Ing., Stellvertretender Direktor der Vulcanwerke, Hamburg 38, Moltkestr. 47.
- Ferdinand, Ludwig, Dipl.-Ing., Oberinspektor d. Fa. Ganz & Co., Danubius A. G., Budapest, V., Vaci ut 204.
- Fesenfeld, Wilh., Studienrat und Dipl.-Ing., Bremerhaven, Bürgermeister-Smidt-Str. 75.
- Fichtner, Rudolf, Dipl.-Ing., Ober-Ingenieur u. Prokurist b. Danneberg & Quandt, Berlin NW 52, Lüneburger Str. 9. 245
- Fischer, Ernst, Schiffbau-Oberingenieur, Chef des Kriegsschiffbaubüros der Fried. Krupp A.-G. Germania-Werft, Kiel, Düsternbrook 56.
- Fischer, Karl, Dipl.-Ing., Schiffsmaschinenbau-Oberingenieur, Danziger Werft, Danzig.
- Fischer, Rudolf, Dipl.-Ing., Major d. kgl. ungar. Honved-Ingenieurstabes, Berlin W 50, Nürnberger Str. 44.

- Fischer, Willi, Ingenieur, Altona a. d. Elbe, Philosophenweg 25.
- 250 Flamm, Osw., Dr.-Ing., Geheimer Regierungsrat, Professor an der Technischen Hochschule, Nikolassee bei Berlin, Sudetenstraße 47.
- Flettner, Anton, Direktor, Berlin W. 50, Neue Bayreuther Str. 7.
- Fliege, Gust., Direktor, Bergedorf, Moltkestraße 5.
- Flügel, Gustav, Professor, Dr.-Ing., Technische Hochschule, Danzig-Langfuhr.
- Flood, H. C., Ingenieur und Direktor der Bergens Mechanische Werkstad, Bergen (Norwegen).
- 255 Fock, John, Oberingenieur und Direktor der Reiherstiegwerft, Abtlg. Heinrich Brandenburg, Hamburg 9.
- Foerster, Ernst, Dr.-Ing., Hamburg, Alsterdamm 25.
- Forthmann, Willy, Ingenieur, Hamburg, Martinistr. 19.
- Föttinger, Hermann, Dr.-Ing., Professor, Berlin-Wilmersdorf, Berliner Str. 65.
- Frankenberg, Ad., Oberregierungsaurat a. D., Nürnberg, Sybelstr. 1.
- 260 Frankenstein, Georg, Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Pölitzer Str. 80.
- Fregin, Fritz, Dipl.-Ing., Prokurist d. Vulcan-Werke, Stettin, Mühlenstr. 9.
- Freundlich, Erich, Dipl.-Ing., Düsseldorf-Oberkassel, Sonderburger Str. 24.
- Friederichs, K., Geheimer Rechnungsrat, Neu-Finkenkrug, Kaiser-Wilhelm-Str. 49.
- Fritz, Walter, Direktor d. E. Wilke A.-G. Holzbearbeitungsmaschinen und Werkzeug-Fabrik, Berlin N 54, Fehrbelliner Str. 14.
- 265 Frohnert, Adolf, Oberingenieur, Hamburg 23, Ritterstr. 38.
- Fromm, Rudolf, Ober-Regierungsbaurat, Berlin-Zehlendorf, Irmgardstr. 35.
- Fromm, Walter, Ingenieur, Hamburg, Glockengießer-Wall 2 (Wallhof).
- Früstück, Paul, Ingenieur u. Betriebsleiter, Wandsbek bei Hamburg, Lindenstr. 32.
- Gaede, Heinrich, Schiffbau-Ingenieur, Werft Saatsee bei Rendsburg.
- 270 Gaetgens, Heinrich, Direktor der Hamburger Werft A.-G., Hamburg 20, Eppendorfer Landstraße 30.
- Gamst, A., Fabrikbesitzer, Kiel, Metze Str. 12.
- Garvens, Walter, Dipl.-Ing., Altona, Flottbeker Chaussee 152.
- Garweg, Arthur, Dipl.-Ing., Hamburg 19, Bismarckstr. 31.
- Gebauer, Alex., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Werft von F. Schichau, Elbing, Am Lustgarten 14.
- 275 Gebers, Fr., Dr.-Ing., Direktor der Schiffbau-technischen Versuchsanstalt, Wien XX, Brigittenauer Lände 256.
- Gehlhaar, Franz, Oberregierungsrat, Mitglied d. Schiffs-Vermessungs-Amtes, Berlin-Lichterfelde, Steinäckerstr. 10.
- Geißler, Richard, Dr.-Ing., Patentanwalt, Berlin SW 11, Königgrätzer Str. 92.
- Gemberg, Walter, Dipl.-Ing., Rotterdam, Hugomolenaarstr. 43a (Heimat: Kiel, Königsweg 38).
- Gerloff, Friedrich, Schiffbau-Direktor der G. Seebeck A. G., Geestemünde, Bismarckstraße 22.
- Gerner, Fr., Betriebs-Ober-Ingenieur der Fried. Krupp A.-G., Germaniawerft, Kiel, Hassee, Poststr. 45.
- 280 Gerisch, Arthur, Betriebsingenieur bei Blohm & Voß, Hamburg-Kl.-Borstel, Wellingbütteler Landstr. 22.
- Gerosa, Victor, Dipl.-Ing., Oberingenieur der Werft Gusto, Firma A. F. Smulders, Schiedamm, Plein Endragt 13a.
- Giebler, H., Schiffbau-Betriebsingen., Kiel-Gaarden, Werftstr. 125.
- Giese, Alfred, Dipl.-Ing., Hamburg 22, Finkenau 6.
- 285 Giese, Ernst, Geheimer und Ober-Regierungsrat, Stettin, Birkenallee 34.
- Gnutzmann, J., Schiffbau-Direktor, Danzig, Schichau-Werft.
- Goebel, Ernst, Dipl.-Ing., Charlottenburg, Witzlebener Str. 1111.
- Goedecken, Heinrich, Dipl.-Ing. des Schiffbau-faches, Hamburg-Groß-Borstel, Klotzenmoor 1.
- Goos, Emil, Chef des Maschinenwesens der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Isestraße 111.
- 290 Gorgel, Alfred, Dipl.-Ing., Mannheim, Dalbergstraße 3.
- Grabow, C., Geheimer Marinebaurat, Rittergutsbesitzer, Rittergut Rarvin bei Görke, Kreis Cammin, Pommern.
- Grabowski, E., Schiffbau-Ingenieur, Professor, Bremen, Friedrich-Wilhelm-Str. 35.
- Graemer, L., Direktor und Vorstandsmitglied der Schiffswerft Nüscke & Co., A.-G., Stettin, Karkutschstr. 1.
- Graf, August, Ingenieur, Hamburg 13, Rutschbahn 27.
- 295 Grambow, Adolf, Ingenieur, Schiffs- und Maschinenbesichtiger d. Germ. Lloyd, Vaterstetten bei München, Luitpoldring 56.
- Grauert, M., Geheimer Oberbaurat, Berlin-Steglitz, Humboldtstr. 14.
- Green, Rudolf, Fabrikdirektor, Leisnig i. S., Schloßstr. 9.
- Grimm, Anton, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Brandenburg a. H., Krakauer Landstr. 30.
- Grimm, Max, Dipl.-Ing., Regierungsrat im Reichswehrministerium, Marineleitung, Charlottenburg 9, Eichenallee 33.
- 300 Gromoll, Johannes, Betriebsdirektor des Norddeutschen Union-Werke, Tönning, Am Hafen 36.
- Gronwald, Paul, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 24, Mühlendamm 30.
- Grosset, Paul, Ingenieur, Inhaber der Werkzeug-Masch.-Fabr. Grosset & Co., Altona-Elbe, Turnstr. 42.
- Groth, W., Ingenieur der Siemens-Schuckertwerke, Hamburg 21, Petkumstr. 3.
- Grottrian, H., Schiffbau-Ingenieur, Professor an den Techn. Staatslehranstalten zu Hamburg, Hamburg-Ohlsdorf, Fuhlsbütteler Str. 589.
- Grundt, Erich, Geheimer Baurat, Berlin W 30, 305 Maaßenstr. 17.
- Grunert, Kurt, Schiffbau-Ingenieur, Wilhelmshaven, Königstr. 88.
- Gummelt, Carl H., Schiffbau-Ingenieur, Wesermünde-Geestemünde, Schillerstr. 26.
- Gundlach, Emil, Techn. Direktor der Schiffswerft u. Maschinenfabrik vorm. Janssen & Schmilinsky A.-G., Hamburg, Gr.-Flottbek bei Hamburg, Brahm.
- Gunning, Maximilian, Ingenieur der Marine, Hellevoetsluis, Holland, Rijkswerf.

- 310 Günther, Friedr., Ing., Bremen, Geestemünder Straße 4.  
Gütschow, Wilhelm, Dr.-Ing. Germanischer Lloyd, Berlin W 30, Barbarossastr. 16.
- Haack, Otto, Schiffbau - Ingenieur, Stettin, Bollwerk 1.  
Habermann, Egon, Technischer Direktor der Hessischen Automobilges. A.-G., Darmstadt, Eichbergstr. 16.  
Haensgen, Oscar, Maschinenbau-Oberingenieur u. Prokurist der Flensburger Schiffbau-Ges., Flensburg, Marienholzweg 17.
- 315 Haertel, Siegfried, Schiffbau-Dipl.-Ing., Berlin, Charlottenburg, Schaumburg-Allee 10.  
Haesloop, Reinhard, Schiffbau-Ingenieur, Bremen, A.-G. „Weser“, Blumenthal i. H., Kaffeestr. 12.  
Hagemann, H. Paul, Schiffbau-Ingenieur und Betriebsleiter der Deutschen Werke, Kiel, Holtenauer Str. 146.  
Hahn, Paul L., Zivil-Ingenieur, Sachverständiger für Schiffsmaschinen- und Kesselbau, Cassel - Wilhelmshöhe, Wilhelmshöher Allee 271.  
Haimann, G., Dr.-Ing., Spandau, Zeppelinstraße 46 II.
- 320 Hammar, Hugo G., Schiffbau-Oberingenieur, Göteborgs Nya Verkstad A. B., Göteborg.  
Hammer, Felix, Dipl.-Ing., Rendsburg, Herrenstraße 19.  
Hantelmann, Kurt, Dipl.-Ing., Studienrat an der Seemaschinen- u. Schiffingenieurschule, Flensburg, Stuhls-Allee.  
Häpke, Gustav, Dipl.-Ing., Regierungsrat beim Reichsausschuß f. d. Wiederaufbau d. Handelsflotte, Berlin W 30, Luitpoldstraße 38.  
Hardebeck, Walter, Marinebaurat, Lockstedt bei Hamburg, Werderstr. 23.
- 325 Hartmann, C., Baudirektor, Vorstand des Aufsichtsamtes für Dampfkessel- und Maschinen, Hamburg, Juratenweg 4.  
Has, Marinebaurat, Rüstringen i. O., Birkenweg 14.  
Hass, Hans, Dipl.-Ing., Dozent und Professor, Bergedorf, Hohler Weg 28.  
Hechtel, H., Direktor der Schiffswerft Gebr. Sachsenberg A.-G., Köln-Deutz.  
Hector, D. A., Oberingenieur der Finnboda Varf, Stockholm.
- 330 Hedemann, Wilh., Dipl.-Ing., Schiffsmaschinenbau-Ing., Bremen, Isarstr. 86.  
Hedén, A. Ernst, Schiffbau-Direktor, Göteborg, Mek. Verkstad.  
Heidtmann, H., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 21, Hofweg 64.  
Hein, Hermann, Dipl.-Ing., Direktor der A.-G. Weser, Bremen, Holbeinstr. 14.  
Hein, Paul, Oberingenieur, Hamburg, Bismarckstraße 80.
- 335 Hein, Th., Geh. Rechnungsrat, Ministerialamt-mann, Charlottenburg, Kantstr. 68 I.  
Heinemann, Richard, Zivilingenieur, Blankenese, Witts-Allee 7.  
Heinemann, Rudolf, Dipl.-Ing., Oberingenieur u. Prokurist der Schiffs- u. Maschinenfabrik (vorm. Janssen & Schmilinsky) A.-G., Hamburg, Isestr. 50.  
Heinen, Joh., Ingenieur und Fabrikbesitzer, Lichtenberg bei Berlin, Herzbergstr. 24/25.  
Heise, Wilh., Oberingenieur u. Bürochef der A. G. „Weser“, Bremen, Lübecker Str. 32.
- Heitmann, Ludwig, Ober-Ingenieur, Hamburg 19, Am Weiher 23.  
Heldt, Adolf, Marinebaurat, Kiel, Esmarchstraße 53 I.  
Hellemans, Thomas Nikolaus, Schiffbau-Ingenieur, Muntok auf Banka (Niederl. Indien).  
Helmig, G., Schiffbau-Ingenieur, Lübben, N.-L., Parkstr. 1 II.  
Hermann, A., Regierungsbaurat, Hamburg-Hochkamp, Schanzenstr. 30.  
Hennig, Albert, Dipl.-Ing., Kiel, Düvelsbeker Weg 29.  
Henning, Johannes, Schiffbau-Ingenieur, Breslau, Herdainstr. 36.  
Hering, Geh. Konstr.-Sekretär, Berlin-Zehlendorf, Hauptstr. 60/62.  
Hermanuz, Alfred, Dipl.-Ing., Cassel, Wilhelmshöher Allee 197.  
Herner, Heinrich, Dr. phil., Dipl.-Ing., Professor an der höheren Schiff- und Maschinenbauschule, Kiel, Sophienblatt 66.  
Herrmann, Walter, Dipl.-Ing., Oberursel a. Taunus, Taunusstr. 34.  
Hey, Erich, Marinebaurat, Berlin W 15, Fasanenstraße 58.  
Heydemann, Rudolf, Dipl.-Ing., Stettin, Friedrich-Carl-Str. 43.  
Hildebrandt, Hermann, Schiffbau - Direktor, Bremen, Holler Allee 1, in Fa. Hermann Johs. Hildebrandt. Bauingenieur-Büro.  
Hildebrandt, Max, Schiffsmaschinenbau-Oberingenieur, Stettin, Pölitzer Str. 96.  
Hilgendorff, Erich, Schiffbau-Oberingenieur, Berlin W 57, Bülowstr. 57.  
Hillebrand, Friedrich, Dipl.-Ing., Geestemünde, Ludwigstr. 8.  
Hillmann, Bernhard, Schiffbaubetriebs-Oberingenieur, Bremerhaven, Bürgermeister-Smidt-Str. 27, Joh. C. Tecklenberg A.-G.  
Hinrichsen, Erich, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 9, Schilfstr. 25.  
Hinrichsen, Henning, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Werft von F. Schichau, Elbing.  
Hirsch, Alfred, Direktor, Charlottenburg, Kantstraße 163.  
Hoch, Johannes, Direktor der Ottenser Maschinenfabrik, Altona - Ottensen, Friedensallee 42.  
Hochstein, Ludwig, Oberingenieur, Wandsbek b. Hamburg, Waldstr. 7.  
Hoefler, Kurt, Dr.-Ing., Oberingenieur u. Prokurist d. Germanischen Lloyd, Berlin-Schmargendorf, Spandauer Str. 31.  
Hoefs, Fritz, Maschinenbau-Direktor bei G. Seebeck, A.-G., Bremerhaven, Am Deich 27.  
Hölzermann, Fr., Geheimer Marinebaurat a. D., Potsdam, Roonstr. 7.  
Hoff, Wilh., Dr.-Ing., o. Professor an der Technischen Hochschule zu Berlin. Vorstand der Deutschen Versuchsanstalt für Luftfahrt. E. V. Berlin-Adlershof, Flugplatz.  
Hoffmann, Carl, Direktor, Lübeck, Jürgen Wullenweberstr. 24.  
Hoffmann, W., Betriebsingenieur der Werft von Blohm & Voß, Hamburg-Eimsbüttel, Marktplatz 4.  
Hohn, Theodor, Oberingenieur der Tugchi-Hochschule, Woosum bei Shanghai, China.  
Hollitscher, Wilhelm, Ingenieur, Zentralinspektor d. I. Donau-Dampfschiffahrt-Ges., Wien III, Arenbergring 15.

- Holthausen, Wilhelm, Ziv.-Ing. für das Schiff- u. Maschinenbauwesen, Hamburg, Hirtenstr. 12.
- Holzhausen, Kurt, Dipl.-Ing., Berlin NW 6, Luisenplatz 2-4, Rhein-Metall-Lauchhammer A.-G., Abtlg. Eisenbau.
- Hoppenberg, Ernst, Ingenieur d. Felten & Guillaume-Carlswerkes A. G., Cöln-Mülheim, Kielerstr. 31.
- Horn, Fritz, Dr.-Ing., Professor, Oberingenieur d. Deutschen Werft, Hamburg, Güntherstr. 45.
- 375 Hornbeck, Albert, Ingenieur, Alt-Rahlstedt, Liliencronstr. 17.
- Hosemann, Paul, Dipl.-Ing., Elbing, Westpr., Bismarckstr. 5.
- Howaldt, Gerhard, Schiffbau-Ingenieur, Stralsund, Schiffswerft von Georg Schuldt, Werftstraße 7a.
- Howaldt, Georg, Ingenieur, Hamburg I., Mönckebergstr. 7 II.
- Hoyer, Niels, Schiffbau-Ingenieur, Linz, Donau, Schubertstr. 21.
- 380 Hüllmann, H., Dr.-Ing., Professor, Geh. Oberbaurat, Berlin W 15, Württembergische Str. 31 bis 32 II.
- Hundt, Paul, Maschinenbau-Ingenieur b. Joh. C. Tecklenborg A.-G., Geestemünde, Georgstr. 54.
- Ibsen, Julius, Dipl.-Ing., Hamburg - Schiffbek, Horner Str. 6.
- Icheln, Karl, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 19, Oevelgönner Str. 32.
- Ilgenstein, Ernst, Oberregierungsaurat, Charlottenburg, Knesebeckstr. 2.
- 385 Immich, Werner, Dr.-Ing., Marinebaurat, Rüstingen i. O., Holtermannstr. 26 I.
- Isakson, Albert, Schiffbau-Oberingenieur, Inspektor des Brit. Lloyd, Stockholm, Bredgränd 2.
- Jaborg, Georg, Maschinenbau-Direktor, Wilhelmshaven, Wilhelmstr. 7.
- Jacob, Carl, Dipl.-Ing., Betriebs-Ingenieur bei Blohm & Voß, Hamburg 24, Birkenau 4.
- Jacob, Oskar, Oberingenieur, Stettin, Grünstr. 6.
- 390 Jacobsen, J., Ingenieur, Bergedorf b. Hamburg, Möörkenweg 22.
- Jahn, Gottlieb, Dipl.-Ing., Kiel, Niemannsweg 30.
- Jahn, Joh., Dr., Oberreg.-Rat, Bremen, Technische Staatslehranstalten.
- Janssen, Diedr., Oberingenieur, Bremerhaven, Bogenstr. 11.
- Jappe, Fr., Betriebs-Ingenieur, Hamburg 30, Hoheluftchaussee 31.
- 395 Johannsen, F., Schiffbau-Ingenieur, Kiel-Wellingdorf, Wehdenweg 20.
- Johannsen, Max Friedr., Ingenieur u. vereidigter Sachverständiger, Kiel, Eisenbahndamm 12.
- Johns, H. E., Ingenieur, Hamburg, Baumwall 3.
- de Jong, Jan, Schiffbau-Ing., A.-G. „Weser“, Bremen, Wernigeroder Str. 1.
- Jordan, Desiderius, ungar. Eisenbahn- u. Schiffahrts-Inspektor, Leiter der Schiffahrts-Sektion der ungar. General-Inspektion für Eisenb. u. Schiffahrt, Budapest II, Fötuca 59.
- 400 Jourdan, Johannes, Ingenieur der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg 19, Moltkestr. 47.
- Judaschke, Franz, Zivil-Ingenieur, Hamburg 39, Sierichstr. 170.
- Jülicher, Ad., Schiffbau-Ingenieur und Inspektor des Germ. Lloyd, Bremen, Rutenstr. 29.
- Just, Curt, Obermarinebaurat, Wilhelmshaven, Hegelstr. 62.
- Justus, Ph. Thr., Ingenieur und Direktor der Atlas-Werke A.-G., Bremen
- Kaerger, Alfred, Ingenieur, Groß-Flottbek bei Hamburg, Lüdemannstr. 12.
- Kalderach, J. F. A., Oberingenieur, Hamburg 37, Eppendorfer Baum 9.
- Kampffmeyer, Th., Dipl.-Ing., Marinebaurat, Danzig, Rennerstiftsgasse 5.
- Kappel, Henry, Oberingenieur, Cassel-Wilhelmshöhe, Landgraf-Karl-Str. 27.
- Karstens, Paul, Ober-Ingenieur, Altona, Friedhofstr. 15.
- Kasten, Max, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg-Langenhorn, Heinfeldstr. 18.
- 410 Kästner, Arthur, Schiffsmaschinen-Konstrukteur, Königsberg i. Pr., Rhesastr. 8.
- Katzschke, William, Baurat, Betriebsdirektor d. Deutschen Werke, A.-G., Berlin-Wilmersdorf I, Badensche Str. 19.
- Kaye, Georg, Regierungsrat a. D., Junker-Luftverkehr A.-G., Dessau-Ziebigk.
- Keiller, James, Oberingenieur, Kabinettskammerherr S. M. d. Königs von Schweden, Göteborg, Kungssportsavenyen 4.
- Kell, W., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Stettin, 415 Steinstr. 3.
- Kelling, Erich, Dipl.-Ing., Hamburg 5, Lübecker Tor 24.
- Kellner, Arno, Dipl.-Ing., Hamburg 13, Bogenstraße 4.
- Kempff, Günther, Dr.-Ing., Hamburg 33, Schlicksweg 21.
- Kern, Wilhelm, Ingenieur, Stuttgart-Feuerbach, Mozartstr. 12.
- Kertscher, Rudolf, Marinebaurat a. D., Direktor d. Gesellschaft für Teerverwertung, Duisburg-Meiderich, Bahnhofstr. 101.
- 420 Keuffel, Aug., Direktor der Act.-Ges. „Weser“, Bremen, Schwachhauser Heerstr. 69.
- Kienappel, Karl, Betriebs-Ingenieur, Elbing, Schiffbauplatz 1.
- Kiene, Robert, Schiffbau-Dipl.-Ing., Stettin, Kronenhofstr. 11.
- Kiep, Nicolaus, Dipl.-Ing., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur b. d. Firma C. Illies & Co., Hamburg, Mönckebergstr. 8.
- 425 Kiepke, Ernst, Maschinen-Ingenieur, Stettin-Bredow, „Vulcan“.
- Killat, Marine-Oberingenieur, Berlin-Wilmersdorf, Laubacher Straße 37.
- Kirberg, Friedrich, Ingenieur, Ministerial-Amtmann, Berlin-Steglitz, Ringstr. 57 I.
- Klagemann, Johannes, Maschinenbaudirektor a. D., Düsseldorf, Harleßstr. 6.
- Klatte, Johs., Werftbesitzer i. Fa. J. H. N. Wichhorst, Hamburg, Leinpfad 60.
- 430 Klaus, Heinrich, Schiffbau-Ing. des Germanischen Lloyd, Berlin NW 6, Schumannstraße 2.
- Klawitter, Fritz, Ingenieur u. Werftbesitzer, Danzig, i. Fa. J. W. Klawitter, Danzig.
- Kleen, J., Oberingenieur, Hamburg, Pappelallee 46 I.
- Klein, Marcel, Dr.-Ing., Privatdozent, Wien VII, Neubaugasse 11.
- Klemann, Friedrich, Dr.-Ing., Marinebaurat a. D., Berlin-Wilmersdorf, Kaiserplatz 16.

- 435 Klewitz, Max, Ingenieur, Gebr. Sachsenberg A.-G., Roßlau a. E., Steutzerstr. 5—6.  
Kliemchen, Franz, Dipl.-Ing., Oberingenieur der Dampfschiffahrtsgesellschaft „Neptun“, Bremen, Häfen 60/63.  
von Klitzing, Philipp, Zivilingenieur, Hamburg, An der Alster 8.  
Klock, Chr., Ingenieur, Hamburg, Blumenau 140.  
Kluge, Hans, Dipl.-Ing., Professor a. d. Technischen Hochschule Karlsruhe, Mathysstr. 40.
- 440 Kluge, Otto, Marine-Oberbaurat für Schiffbau, Wilhelmshaven, Viktoriastr. 21.  
Knauer, W., Vorstandsmitglied des Bremer Vulkan, Vegesack, Gerh.-Rohlf-Str. 17.  
Knierer, Clemens, Zivilingenieur für Schiff- u. Maschinenbau, Hamburg 11, Bohnenstr. 4 I.  
Knipping, Paul, Dr.-Ing., Technischer Leiter der Werft Nobiskrug G. m. b. H., Rendsburg, Grothstr. 5.  
Knoop, Ulrich, Dipl.-Ing. des Schiffbaufaches, Berlin-Lankwitz, Charlottenstr. 46.
- 445 Knörlein, Michael, Dipl.-Ing., Oberingenieur der Fa. Weise Söhne, Halle a. S., L.-Wuchererstr. 87.  
Knorr, Paul, Studienrat u. Professor an der staatl. höheren Maschinenbauschule, Stettin, Kaiser-Wilhelm-Str. 13.  
Koch, Carly, Direktor von A. Borsig, Berlin-Tegel; Hamburg, Bieberhaus, Zimmer 212.  
Koch, Erich, Dipl.-Ing., Berlin-Charlottenburg, Neue Kantstr. 25.  
Koch, Hans, Marinebaurat, Potsdam, Vermessung d. Märkischen Wasserstraßen, Neue Königstr. 31.
- 450 Koch, Joh., Direktor, Neumühlen-Dietrichsdorf b. Kiel, Kirchenstr. 5.  
Koch, Rud. Ernst, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Hansastr. 67.  
Koch, W., Dipl.-Ing., Inspektor der Roland-Linie, A.-G., Bremen.  
Koch, W., Ing., Schiffswerft Henry Koch A.-G., Lübeck, Kaiser-Friedrich-Str. 25.  
Kockum, F. H., Direktor der Kockums Mechaniska Verkstads Aktiebolag, Malmö.
- 455 Koehnhorn, Regierungsbaurat, Berlin NW 87, Levetzowstr. 21.  
Köhler, Albert, Marinebaurat, Rüstringen, Bülowstr. 9.  
Köhler, Alfred, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Claudiusstr. 23.  
Kolbe, Chr., Werftbesitzer, Wellingdorf bei Kiel.  
Kolkmann, J., Schiffsmaschinenbau-Oberingenieur, Elbing, Hohezinnstr. 12.
- 460 Kölln, Friedr., Dipl.-Ing., Hamburg 24, Eilenau 9.  
König, Rob., Schiffbau-Betriebsingenieur, Schiff- u. Maschinenbaugesellschaft A.-G., Mannheim.  
Konow, K., Geheimer Oberbaurat, Charlottenburg, Witzlebenstr. 33.  
Körber, Theodor, Dipl.-Ing., Haarlem, Rozenhagenplein 10.  
Körner, Paul, Ingenieur, Langfuhr, Hauptstr. 5.
- 465 Koschmider, G., Dipl.-Ing., Abtlgs.-Vorst. d. Vulcan-Werke, Stettin-Bredow, Haackstr. 8.  
Köser, I., Ingenieur, i. Fa. I. H. N. Wichhorst, Blankenese bei Hamburg, Strandweg.  
Köster, Georg, Schiffbau-Direktor, Lübeck, Flenderwerft.  
Kraeft, Otto, Schiffbau-Ingenieur, Bederkesa, Hannover, Landhaus Hellahohn.  
Kraft, Ernest, A., Dr.-Ing., Direktor d. A. E. G., Turbinenfabrik, Privatdozent a. d. Technischen Hochschule Berlin, Berlin-Wilmersdorf, Zähringerstr. 29.
- Krainer, Paul, Ordentl. Professor a. d. Techn. Hochschule Berlin - Halensee, Kurfürstendamm 136.  
Kramer, L., Direktor d. Vertretungsges. m. b. H. der Germania-Werft, Hamburg 36, Neuer Wall 75.  
Krause, Hans, Marine-Schiffbaurat, Brandenburg, Steinstr. 27.  
Krawutschke, Reinhard, Schiffbau-Ingenieur, Berlin-Friedenau, Wagnerplatz 2 I.  
Krebs, Hans, Marinebaurat, Düsseldorf, Grafenberger-Allee 129.  
Krell, Otto, Dr., Professor, Direktor d. Siemens-Schuckertwerke, Berlin-Dahlem, Kronbergerstraße 26.  
Kretschmer, Herbert, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Hochallee 31.  
Kretschmar, F., Schiffbau-Ingenieur, Zürich, Rotbuchstr. 36.  
Krey, Hans, Dr.-Ing., Dr. Regierungs- und Oberbaurat, Berlin W 23, Schleuseninsel im Tiergarten.  
Krohn, Heinrich, Zivilingenieur, Neu-Rahlstedt b. Hamburg, Am Gehölz 17.  
Krüger, Gustav, Ingenieur bei Blohm & Voß, Hamburg 19, Eppendorfer Weg 109.  
Krüger, Hans, Marinebaumeister a. D., Direktor d. J. Frerichs & Co. A. G., Osterholz-Scharmbeck.  
Kruse, Ludwig, Werftdirektor, Zarkau b. Glogau.  
Kucharski, Walther, Ingenieur der Vulcanwerke, Hamburg, Gryphiusstr. 9.  
Küchler, Paul, Marinebaurat, Kiel, Feldstr. 85.  
Kuck, Franz, Marine-Oberbaurat, Kiel, Feldstraße 134.  
Kuehn, Richard, Schiffbau-Ingenieur, Blumenthal (Hannover), Lange Str., Villa Magdalena.  
Kühne, Ernst, Oberingenieur, Bremen-Grambke, Grambker Heerstr. 59.  
Kühnke, Regierungsbaurat, stellvertretender Direktor der A. G. „Weser“, Bremen, Bultauptstr. 21.  
Kuhlmann, A., Direktor der Kubatz-Werften, Hamburg, Fuhsbüttel, Maienweg 283.  
Kuhsen, Carl, Schiffbau-Ingenieur, Odense, Skibhusvej 226.  
Kurgas, Erich, Dipl.-Ing., Ober-Ingenieur der A.-G. „Weser“, Bremen, Wachmannstr. 5.  
Kutzner, Reg.-Baurat, Breslau, Ernststr. 10.
- Laas, Walter, Professor für Schiffbau an der Techn. Hochschule, Charlottenburg, Berliner Straße 171/172.  
Lafrenz, Carl, Maschinenbau-Ingenieur, Neumühlen-Dietrichsdorf, Schwentinerstr. 11.  
Laible, Friedrich, Ingenieur, Elbing, Altstädtische Wallstr. 13.  
Lange, Alfred, Dipl.-Ing., Schiffbau-Betriebsingenieur, Hamburg 30, Moltkestr. 47 part.  
Lange, Claus, Schiffsmaschinenbau-Obering., Neumühlen-Dietrichsdorf, Kirchenstr. 1.  
Lange, Heinrich, Schiffbau-Ingenieur, Blankenese b. Altona, Friedrichstr. 10.  
Lange, Johs., Dipl.-Ing., Regierungsrat, Charlottenburg, Röntgenstr. 14.  
Langhans, Ernst, Dipl.-Ing., Hamburg 19, Heußweg 8.  
Lankow, E., Ingenieur, Elbing, Äuß. Mühlen-damm 20.  
Laudahn, Wilhelm, Ministerialrat, Berlin-Lankwitz, Meyer-Waldeck-Straße 2.  
Laurin, L., Werftdirektor, Lysekil, Schweden.  
Lauster, Immanuel, Dr.-Ing., Direktor der M. A. N., Augsburg, Frölichstr. 14.  
Läzer, Max, Schiffbau-Ing., Kiel, Lornsenstr. 50.

- Lechner, E., Marinebaurat, Generaldirektor, Köln-Bayenthal, Oberländer Ufer 118.
- Lehm, Karl, Dipl.-Ing., Werftdirektor, Emden.
- Leisner, Ad., Schiffbau-Ingenieur, Berlin W 50, Spichernstr. 15.
- Lembke, Paul, Chefkonstrukteur, Ingenieur, Hamburg, Abendrothsweg 55.
- 510 Lempelius, Ove, Dipl.-Ing., Oberingenieur der Flensburger Schiffb.-Ges., Flensburg, Bauerlandstr. 1.
- Leucke, Otto, Dr. phil., Dipl.-Ing., Direktor der Vereinigten Elbe-Norderwerft A.-G., Hamburg, Beim Andreasbrunnen 4.
- Leux, Ferdinand, Boots- und Yachtwerft, Frankfurt a. M.-Niederrad.
- Levin, Friedr., Marinebaurat, Wilhelmshaven, Viktoriastr. 29.
- Leymann, Hermann, Dipl.-Ing., Genthin, Hafestraße 13.
- 515 Lienu, Otto, Professor, Dipl.-Ing., Oliva bei Danzig, Cöllner Landstr. 16.
- Lilie, Arthur, Oberingenieur u. Bevollmächtigter von F. Schichau, Danzig, Schichauwerft.
- Lincke, Barnim, Dipl.-Ing., Zülchow, Pommern, Schloßstr. 18.
- Lindemann, Ehrich, Schiffbau-Ingenieur, Lübeck, Victoriast. 8.
- Lindenau, Paul, Werftbesitzer, Schiffswerft, Memel-Süderhuk, Festungstr. 4.
- 520 Linder, Ernst, Direktor, Stettin, Neu-Westend, Hans-Sachsen-Weg 4.
- Lindfors, A. H., Ingenieur, Alingsås b. Gothenburg, Schweden, Strand 3.
- Linker, B. C., Zivilingenieur, Vertreter von Krupp, Hamburg, Trostbrücke.
- Lipowczak, Valentin, Oberingenieur, Wismar, Lindenstr. 12.
- Lippold, Fr., Schiffbau-Oberingenieur, Hamburg, Schröderstr. 17.
- 525 Loesdau, Kurt, Marinebaurat a. D., Breslau, Schloßplatz 9.
- Löflund, Walter, Marinebaurat, Kiel, Holtenauer Str. 73.
- Löfvén, Erik Elias, Marinebaumeister, Gothenburg, Karl Gustavgatan 15.
- Lorenzen, L., Ingenieur bei Blohm & Voß, Hamburg 36, Fehlandstr. 46/48.
- Lösche, Joh., Marine-Oberbaurat, Wilhelmshaven, Kaiserstr. 104.
- 530 Losehand, Fritz, Betriebs-Ingenieur, Buch b. Berlin, Zentrale.
- Lottmann, Marinebaurat, Wilhelmshaven, Parkstr. 27.
- Luchsinger, Emil, Dipl.-Ing., Altona-Elbe, Stiftstr. 24.
- Ludasi, Viktor, Dipl.-Ing., Oberingenieur der Ganz & Co., Danubius A. G., Budapest, X. Köbanyai ut 31.
- Ludwig, Emil, Ingenieur, Hamburg 13, Grindelhof 56.
- 535 Ludwig, Friedrich, Ingenieur u. Fabrikbesitzer, Bremen, Parkallee 199a.
- Ludwig, Karl, Dipl.-Ing. Direktor a. D., Hamburg 37, Hansastr. 65.
- Lühring, F. W., Mitinhaber d. Fa. C. Lühring, Schiffswerft, Kirchhammelwarden a. d. Weser.
- Lürssen, Otto, Ingenieur, Aumund-Vegesack, Bootswerft.
- Machule, Joh., Oberingenieur, Charlottenburg, Kantstr. 72.
- Mades, Rudolf, Dr.-Ing., Direktor d. Helix-Maschinenbau G. m. b. H., Berlin-Schöneberg, Kaiser-Friedrich-Str. 6.
- Maeder, Fritz, Dipl.-Ing., Regierungsrat, Spandau, Johannes-Stift, Körnerhaus.
- Mahler, Heinrich, Dipl.-Ing., Vorstandsmitglied im Ravené-Konzern, Berlin-Charlottenburg, Kaiser-Friedrich-Str. 47.
- Mainzer, Bruno, Techn. Leiter d. Reederei Paulsen & Ivers, Kiel, Dänische Str. 42.
- Malisius, Paul, Marine-Oberbaurat, Wilhelmshaven, Adalbertstr. 26.
- Mangold, Walther, Marinebaurat a. D., Danzig-Langfuhr, Johannistal 22.
- Martins, Ludwig, Schiffbau-Ingenieur und Schiffsbesichtiger des Germ. Lloyd, Kiel, Wilhelminenstr. 14b.
- Matthaei, Wilhelm, O., Dr.-Ing., Berlin-Charlottenburg, Galvanistr. 7.
- Matthias, Franz, Dr.-Ing., Hamburg, Raiboisen 40.
- Matthiessen, Paul, Zivilingenieur, Blankenese, Süldorferweg 50.
- Matzka, Edgar, Dipl.-Ing., Direktor der Schiffswerft u. Maschinenfabrik d. Rigaer Börsenkomitees, Riga, Basteiboulevard 6, W 5.
- 550 Mau, Wilhelm, Dipl.-Ing., Obering. u. Prokurist des Travewerk d. Gebr. Goedhart A.-G., Lübeck-Siems, Kirchweg 5.
- Medelius, Oskar Th., Betriebs-Ingenieur, Göteborg, Mek. Verkstad.
- Meienreis, Walther, Regierungsrat, Berlin-Friedenau, Wiesbadener Str. 4.
- Meier, B., Schiffbau-Ingenieur, Fried. Krupp A.-G. Germaniawerft, Kiel-Elmschenhagen, Kiefkampstr. 6.
- Meier, Bruno, Schiffbau-Oberingenieur d. Vulcan-Werke Hamburg, Blankenese, Wedeler Chaussee 81.
- 555 Meinke, Hugo, Schiffsmaschinenbau-Ing., Odense Shibhussij 226, Dänemark.
- Meisner, Erich, Marinebaurat, Charlottenburg, Hardenbergstr. 13.
- Menadier, Marinebaurat, Hamburg-Alt-Rahlstedt, Ohlendorfstr. 17.
- Mendelssohn, Franz, Marinebaurat, Danzig-Langfuhr, Gr. Allee 38.
- 560 Menke, Hermann, Ingenieur, Hamburg 37, Isestr. 29.
- Mennicken, E., Rechnungsrat, Berlin-Steglitz, Stubenrauchplatz 3.
- Methling, Marine-Oberbaurat, Ministerialrat, Steglitz, Sedanstr. 12.
- Meyer, Alfred, Maschinen-Ing., Kopenhagen, Humlebacksgade 8.
- Meyer, C., Dipl.-Ing., Hamburg 23, Landwehr 75.
- Meyer, Erich, Dr.-Ing., Elbing, Bismarckstraße 15.
- 565 Meyer, F., Schiffbau-Oberingenieur, Danzig, Schichau-Werft, Hansaplatz 2.
- Meyer, Franz Jos., Schiffbau-Ingenieur, i. Fa. Jos. L. Meyer, Papenburg.
- Meyer, H., Dr.-Ing., Dipl.-Ing., Kiel, Bismarckallee 23.
- Meyer, Hans, Techn. Direktor d. Schinag, Bremen, Domshof 26/30.
- 570 Michael, Alfred, Oberingenieur der Atlaswerke, Bremen, Mathildenstr. 9.
- Michaelli, Erich, Marinebaumeister, Bitterfeld, Parsivalstr. 64a.



- Michelbach, Jos., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Hamburg, Mönckebergstr. 17.  
Mierzinsky, Hermann, Dipl.-Ing., Dessau, Medicusstr. 14.  
Misch, Ernst, Oberingenieur des Germanischen Lloyd, Berlin - Groß-Lichterfelde - West, Karlstraße 32.  
575 Mladiáta, A. Johannes, Marine-Schiffbau-Oberingenieur, Budapest VIII, Márva utva 56.  
Mohr, Hans, Marinebaurat, Altona, Flottbeker Chaussee 176.  
Mölle, Rechnungsrat, Nowawes, Heinestr. 9.  
Möllenberg, E., Dipl.-Ing., Schiffbau-Ingenieur, p. Adr. Hermann Leymann, Bremen, Werderufer 1.  
Möller, J., Schiffbaumeister, Rostock, Friedrich-Franz-Str. 36.  
580 Molsen, Jan, Ingenieur, Direktor der Hafendampfschiffahrt-A.-G., Hamburg 39, Eppendorferstieg 8.  
Momber, Bruno, Dipl.-Ing., Maschinenbaudirektor i. Fa. Alfred Kubatz, Wilhelmshaven-Rüstringen, Göckerstr. 70.  
Monhemius, S. F., jr. Oberingenieur der Kgl. Niederländischen Marine, Helder.  
Mötting, Emil B., Zivilingenieur für Schiffahrt u. Schiffbau, Bremen, Contrescarpe 186.  
Mrazek, Jaroslav, Schiffbau-Ingenieur, Triest 10, Stabilimento Tecnico. Triestino 10.  
585 Mugler, Julius, Marine-Oberbaurat, Berlin W 30, Berchtesgadener Str. 12.  
Müller, A. C. Th., Dr.-Ing., Oberingenieur und Prokurist der Firma F. Schichau, Elbing.  
Müller, Carl, Stellvertretender Direktor u. Prokurist des Germanischen Lloyd, Berlin-Grunewald, Hubertus-Allee 3.  
Müller, Emil, Chefingenieur d. Joh. C. Tecklenborg A.-G., Geestemünde, Borriesstr. 16.  
Müller, Ernst, Professor, Diplom-Schiffbau-Ingenieur, Technische Staatslehranstalten, Bremen, Rheinstr. 6 pt.  
590 Müller, F. H. W., Schiffbau-Ingenieur, Besichtiger des Germ. Lloyd, Geestemünde, Am Deich 18.  
Müller, Hermann, Schiffbau-Oberingenieur u. Direktor, Potsdam, Neue Königstr. 49.  
Müller, Max, Zivilingenieur i. F. Paul Matthiesen u. Max Müller, Hamburg, Hamburger Dockbaubüro, Trostbrücke 2.  
Müller, Paul, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Rüstringen i. O., Schulstr. 58.  
Müller, Paul Friedrich Carl, Oberingenieur und Chef der Abtlg. Maschine d. Hamburg-Südamerikan. Dampfschiffahrts-Ges., Hamburg, Heinrich Herzstr. 7a.  
595 Müller, Rich., Geh. Oberbaurat, Abteilungschef im Reichswehrministerium a. D., Berlin-Wilmersdorf, Spessartstraße 13.  
Mundt, Robert, Direktor der Bayerischen Schiffbau-Ges. m. b. H. Erlenbach a. Main, Bayern.  
Mustelin, Bruno, Dipl.-Ing. bei A. B. Crichton, Åbo, Stollsgatan 54, Finnland.  
Nagel, Joh. Theod., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Hamburg, Wagnerstr. 48.  
Naglo, Fritz, Dipl.-Ing., Inhaber der „Naglo-Werft“, Berlin-Spandau, Post Pichelsdorf.  
600 Neeff, Fritz, Dipl.-Ing. u. Prokurist der A.-G. „Weser“, Bremen, Wachmannstr. 72.  
Neesen, Marinebaurat i. Fa. Pohl & Vent, G. m. b. H., Altona-Othmerschen, Margaretestraße 17.  
Neß, Artur, Ingenieur, Hamburg 22, Hamburger Straße 164.  
Nettmann, Paul, Dr.-Ing., Mitinhaber der Fa. Wolf & Nettmann, Gebäude d. Darmstädter und Nationalbank, Köln, Eingang Marzellenstraße.  
Neugebohrn, Carl, Dr.-Ing., Bergedorf, Roonstraße 9.  
Neumann, Bernhard, Schiffbau-Ingenieur, Valdivia, Casilla de Correo 124 (Chile). 605  
Neumann, Walter, Schiffbau-Ingenieur, Dessau, Steinstr. 28.  
Nielsen, Johannes, Schiffbau-Ingenieur, Kiel, Klopstockstr. 11.  
Nilsson, Nils Gustaf, Chef des Kgl. Kommerskollegiums, Fahrzeugabteilung, Stockholm.  
Noack, Ulr., Schiffbau-Dipl.-Ing., Technische Staatslehranstalten, Bremen, Friedrich Wilhelmstraße 49.  
Nüßlein, Georg, Dipl.-Ing. u. Prokurist d. A.-G. 610  
Weser, Bremen, Waller Heerstr. 33.  
Oberländer, Paul, Dipl.-Ing., Regierungsrat, Zehlendorf-West, Am Heidehof 3.  
Oeding, Gustav, Oberinspektor u. Prokurist des Nordd. Lloyd, Techn. Betrieb, Bremerhaven, Bürgermeister-Smidt-Str. 150.  
Oelkers, Otto, Schiffbau-Ingenieur, Mitinhaber der Schiffswerft J. Oelkers, Neuhof a. Reiherstieg b. Hamburg.  
Oertz, Max, Dr.-Ing., Konstrukteur, Hamburg, An der Alster 84.  
Oesten, Karl, Stellvertretender Schiffbau-Direktor der Fr. Krupp A.-G., Germaniawerft, Kiel, Niemannsweg 96. 615  
Oestmann, C. H., Ober-Ingenieur, Elbing, Königsberger Str. 16.  
Oestman, Erik, Schiffbau-Ingenieur, Stockholm, Slußplan 5.  
Ofterdinger, Ernst, Technischer Direktor der deutschen Levantelinie, Dockenhuden bei Blankenese (Elbe), Weddigenstr. 3.  
Ohlerich, Heinrich, Dipl.-Ing., Kiel, Scharnhorststr. 18.  
Oppers, Emanuel, Reg.-Baum., Schiffbau-Oberingenieur der Norderwerft A.-G., Hamburg-Gr.-Borstel, Moorweg 44. 620  
Orbanowski, K., Generaldirektor, Berlin W 9, Bellevuestr. 14.  
Ornell, Niels J., Oberlehrer für Schiffbau in Bergens Tekn. Skole, Bergen, Harald Haarfagersgade 4.  
Ortlepp, Max W., Schiffbau-Ingenieur, Elbing, Bismarckstr. 7.  
Ott, Julius, Technischer Direktor d. Schweizer Schleppschiffahrtsgenossenschaft, Basel.  
Otto, Walther, Regierungsbaurat, Berlin-Dahlem, 625  
Lentze-Allee 16.  
Overbeck, Paul, Stellv. Direktor der A.-G. „Weser“, Bremen, Schönhausenstr. 8.  
Overhoff, Walter, Dr.-Ing. Generaldirektor d. Schiffswerft Linz, Wien I, Wollzeile 12.  
Paaatzsch, Gustav, Betriebs-Ingenieur, Hamburg, Finkenwälder.  
Paech, Hermann, Marinebaurat, Hamburg-Gr. Flottbek, Bismarckstr. 1.  
Paulsen, H., Ingenieur, Hamburg, Wrangelstr. 3. 630

- Paysen, Hans, Ing. und Bürochef der Vulcan-Werke, Stettin-Bredow, Haackstr. 71.
- Peltzer, Franz Ferdinand, Dipl.-Ing., Oberingenieur d. Ehrhardt & Sehmer A.-G., Saarbrücken, Lebacher Str. 1.
- Peters, A., Regierungsaurat, Danzig-Langfuhr, Hochschulenweg 6.
- Peters, Franz, stellvertr. Direktor bei der Werft A.-G. Speyer, St. Guidostr. 29.
- 635 Peters, Karl, Betriebs-Ingenieur, Kiel, Lornsenstraße 48.
- Petersen, Ernst, Ingenieur, Hamburg 37, Klosterallee 63.
- Petersen, Fr. Alb., Ingenieur, Maschinen-Besichtiger des Germ. Lloyd, Dorfmark-Hannover.
- Petersen, Hans, Dipl.-Ing., Regierungsbaumeister, Hamburg 39, Flemmingstr. 9.
- Petersen, Lorenz, Zivil-Ingenieur, Mitinhaber der Fa. Zipperling, Keßler & Co., Hamburg 24, Hartvicusstr. 19.
- 640 Petersen, Martin, Ingenieur, Abteilungschef der Fried. Krupp A.-G.-Germaniawerft, Elmshagen b. Kiel, Kruppallee 30.
- Petersen, Otto, Marine-Oberbaurat, i. F. Ludwig Dürr, Ingenieurbüro G. m. b. H., Icking bei München.
- Peuss, Franz, Werftdirektor, Elsfleth, Friedrich-August-Str. 15.
- Pfeiffer, Adolf, Ingenieur, Berlin NW 87, Hansa-Ufer 2 II.
- Pichon, Walter, Dipl.-Ing., Hamburg-Uhlenhorst, Averhoffstr. 24.
- 645 v. Plato, Felix, Ingenieur, Reval, Tatarenstr. 53.
- Plehn, Geheimer Marinebaurat, Danzig, Große Allee 44.
- Pogatschnig, Jos., Schiffbau-Oberingenieur d. Wumag, Abtlg. d. Schiffswerft Uebigau, Dresden N 23, Cottbuserstr. 37.
- Pohl, A., Ingenieur, Altona-Othmarschen, Moltkestr. 75.
- Pollnow, J., Ober-Ing. d. Mineralölwerke A.-G., Hamburg 30, Eidelstedterweg 24 I, Ballinhaus.
- 650 Pophanken, Dietrich, Oberbaurat, Maschinenbau-Direktor, Mitglied d. Direktoriums d. Marinewerft Bornhöved i. Holstein.
- Pophanken, Erich, Dr.-Ing., Berlin-Wilmersdorf, Pariser Str. 12.
- Popp, Michael, Dipl.-Ing., Hamburg 23, Rückertstraße 52.
- Poppe, Carl, Oberingenieur der A.-G. „Weser“, Bremen, Margarethenstr. 10 c.
- Prachtl, Guido, Dipl.-Ing., Oberingenieur d. Adlerwerke A.-G., Frankfurt a. M., Franz-Lenbach-Str. 4 ptr.
- 655 Preße, Paul, Geheimer Oberbaurat, Chef der Konstruktionsabteilung beim Reichswehrministerium (Marineleitung), Berlin-Wilmersdorf, Konstanzer Str. 56.
- Preuß, A. F. W., Direktor u. Vorstandsmitglied der Stettiner Oderwerke, Stettin, Giebereistr. 17.
- Pritzkow, Fritz, Dipl.-Ing., Berlin N 24, Elsasser Str. 52.
- Probst, Martin, Dr.-Ing., Hamburg, Innocentiastr. 49.
- Pröll, Arthur, Dr.-Ing., Professor an der Technischen Hochschule, Hannover, Militärstr. 18.
- 660 v. Radinger, Carl Eder, Ing., Geschäftsführer der Westdeutschen Celluloidwerke, Düsseldorf-Oberkassel, Kaiser Wilhelm-Ring 12.
- Rappard, Jhr. C. van, Direktor van's Rijkswerf, Hellevoetsluis.
- Rappard, M. Jhr. ir., Schiffbau-Direktor d. Kgl. Niederländischen Marine, s'Gravenhage, Ministerie van Marine.
- Rasmussen, A. H. M., Direktor im Kgl. Dänischen Handels- u. Schiffahrtsministerium, Kopenhagen, K. Skt. Anna Plads 18.
- Rasmussen, Henry, Yacht-Konstrukteur, Mitinhaber der Firma Abeking & Rasmussen, Lemwerder a. d. Weser, Vegesack, Bremerstraße 30.
- Rath, Ingenieur, Berlin-Steglitz, Schloßstr. 17. 665
- Rauert, Otto, Dipl.-Ing., Hamburg 25, Ober-Borgfelde 15.
- Rechea, Miguel, Ingeniero Naval, Madrid, Mariana Pinco 5.
- Rehder, M., Dr.-Ing., Vorsitzender des Direktoriums der Ottensener Eisenwerke A.-G., Altona-Ottensen, Gr. Brunnenstr. 109/115.
- Reichert, Gustav, Dipl.-Ing., Kiel, Kleiststr. 27.
- Reimers, H., Marine-Oberbaurat, Duisburg, 670 Kronprinzenstr. 48.
- Reitzner, Paul, Schiffbau-Ingenieur, Schiffswerft Linz A.-G., Linz, Stelzhamerg 2.
- Rembold, Viktor, Dr.-Ing., Professor a. d. Techn. Hochschule, Danzig-Langfuhr, Hohenfriedbergsweg 5.
- Renner, Felix, Dipl.-Ing., Chef-Ingenieur bei Schlubach, Thiemer & Co., Hamburg, Reinbeck b. Hamburg, Rilleweg.
- Reshöft, Carl, Direktor, Harburg a. E.
- Richter, Otto, Schiffbau-Obering. u. Handlungsbevollmächtigter der A.-G. „Weser“, Bremen 13, 675 Gröpelinger Heerstr. 413.
- Riechers, Carl, Oberingenieur u. Betriebsleiter d. Maschinenbau-Abtlg. der Firma F. Schichau, Elbing, Brandenburger Str. 1.
- Rieck, John, Dipl.-Ing., Hamburg 19, v. d. Tannstraße 7.
- Riecke, Marinebaurat, Rüstringen i. O., Hegelstraße 18.
- Riemeyer, Regierungsaurat, Bremen, Schwachhauser Heerstr. 63.
- Rieseler, Hermann, Oberingenieur d. Fa. 680 H. Maihak A.-G., Hamburg, Andreasstr. 31.
- Riess, O., Dr. phil., Geheimer Regierungsrat, Neubrandenburg, Adolf-Friedrich-Str. 13.
- Rindfleisch, Max, Werftdirektor, Lehe, Hafensstraße 139.
- Roch, Eugen, Dr.-Ing., Hamburg 1, Ferdinandstraße 29.
- Roehrig, Hellmuth, Dipl.-Ing., Direktor d. Gas- u. Wasserwerkes, Barmen, Victoriastr. 27.
- Roellig, Martin, Marinebaurat, Berlin-Wilmersdorf, 685 Uhlandstr. 86.
- Roeser, Kurt, Dr.-Ing., Oberingenieur der Fried. Krupp A.-G., Essen-Rellinghausen, Hagelkreuz 26.
- Roesler, Leonhard, Ministerialrat u. Binnenschiffahrts-Inspektor im Bundesministerium für Verkehrswesen, Wien XVIII/3, Hockegasse 84.
- Roester, Hermann, Schiffbau-Diplom-Ingenieur, Vegesack-Bremen, Bremer Str. 45.
- Rohlfss, Carl, Ingenieur, Hamburg 25, Hagenau 82.
- Rohlfss, Willy, Ingenieur, Neu-Rahlstedt, Kaiser-Friedrich-Str. 11. 690
- v. Rohr, Joachim, Regierungsbaumeister, Stettin-Bredow, Roßmarktstr. 6.
- Romberg, Friedrich, Geheimer Regierungsrat, Professor a. d. Techn. Hochschule zu Berlin, Nikolassee b. Berlin, Teutoniastraße 20.

- Rose, Konrad, Oberingenieur, Dresden-N. 6, Kurfürstenstr. 18.
- Rosenberg, Conr., Direktor, Bremerhaven, Bürgermeister-Smidt-Str. 60.
- 695 Rosenberg, Eduard, Ingenieur, Bremerhafen, Kaiserstr. 3.
- Rosenberg, Max, Amtl. Schiffs- u. Maschinenbesichtiger, Bremerhaven, Bogenstr. 19.
- Rosenstiel, Rud., Direktor der Schiffswerft von Blohm & Voß, Hochkamp b. Klein-Flottbek, Bahnstr. 10.
- Roth, C., Maschinenbaudirektor, Oberingenieur, Elbing, Arndtstr. 5.
- Rother, Eugen, Oberingenieur, Mannheim-Ostheim, Kaiserring 20.
- 700 Rucker, Wilhelm, Dipl.-Ing., Prokurist d. Fa. F. Schichau, Elbing, Schichau-Werft.
- Rudloff, Johs., Dr.-Ing., Wirkl. Geheimer Oberbaurat und Professor, Berlin-Halensee, Joachim-Friedrich-Str. 32.
- Runkwitz, Arthur, Maschinenbau-Ingenieur, Elmschenhagen b. Kiel, Pottberg.
- Sachau, Hans, Oberingenieur, Hamburg 3, Großneumarkt 17.
- Sachsenberg, Ewald, Dr.-Ing., Professor d. Techn. Hochschule, Dresden-A. 27, Westendstraße 23.
- 705 Saiuberlich, Th., Vorstandsmitglied und technischer Direktor der Adlerwerke, vorm. Heiner Kleyer, A.-G., Frankfurt a. M., Forsthausstraße 107a.
- Sartorius, Rechnungsrat, Nowawes, Heinestraße 7.
- Schaefer, Karl, Ingenieur, Oliva bei Danzig, Kronprinzen-Allee 42.
- Schäfer, Dietrich, Dr.-Ing., Baurat, Ministerialrat im Reichsschatzministerium, Berlin-Steglitz, Friedrichstr. 7.
- Schäfer, Paul, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur u. Bürochef d. Joh. C. Tecklenborg A.-G., Langen Nr. 141, Bez. Bremen.
- 710 Schaffran, Karl, Dr.-Ing., Leiter des wissenschaftlich-technischen Instituts für Schiffsantrieb Altona (Elbe), Friedens-Allee 7.
- Scharlibbe, Ludwig, Dipl.-Ing. Direktor bei Borsig, Berlin-Tegel.
- Schätzle, Jos. H., Oberingenieur, Hamburg, i. Fa. Blohm & Voß.
- Schellenberger, F. J., Direktor d. Bayerischen Schiffbau-Ges. m. b. H. vorm. Anton Schellenberger, Erlenbach a. Main.
- Scherbarth, Franz, Dipl.-Ing., Stettin, Grabower Str. 12.
- 715 Scheunemann, Georg, Schiffbau-Betriebsingenieur, Stettin, Derfflingerstr. 20.
- Scheurich, Th., Oberregierungsbaurat u. Direktor, Kiel, Werftsraße 118.
- Schilling, Paul, Dipl.-Ing., Berlin W 15, Knesebeckstr. 60/61.
- Schirmer, C., Geheimer Marinebaurat, Wilhelmshaven, Montsstr. 4.
- Schirmer, Georg, Marinebaumeister, Obergeringenieur der Fa. Meirowsky & Co. A.-G., Porz a. Rh., Bez. Köln, Meirowskystr.
- 720 Schirokauer, Felix, Dipl.-Ing., Germanischer Lloyd, Berlin NW 40, Alsenstr. 12.
- Schlichting, Ministerialrat im Reichswehrministerium (Marineleitung) Berlin W 10, Königin-Augusta-Str. 38/42.
- Schlie, Hans, Dipl.-Ing., Kiel, Kirchhofsallee 29.
- Schlueter, Fr., Marinebaurat a. D., Berlin W 15, Umlandstr. 43.
- Schmedding, Ad., Marinebaurat, Alt-Rahlstedt b. Hamburg, Waldstr. 50.
- Schmeißer, Marinebaurat, Berlin-Schöneberg, 725 Wexstr. 63.
- Schmidt, Eugen, Oberregierungsbaurat, Kiel, Holtenuer Str. 65.
- Schmidt, G., Wilhelm, Dr.-Ing., Schriftleiter beim V. d. I., Berlin-Friedenau, Feurigstraße 2.
- Schmidt, Harry, Geheimer Marinebaurat, Berlin, Groß-Lichterfelde-West, Berner Str. 15.
- Schmidt, Heinrich, Ministerialrat im Reichswehrministerium, Marineleitung, Berlin-Charlottenburg, Soldauallee 15.
- Schmidt, Rudolf, Dr.-Ing., Mitinhaber d. Firma 730 Steuß & Bauer, Bremen, Benquestr. 10.
- Schmidt, Willy Oskar, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, I. Konstrukteur f. Schiffsmaschinenbau, Dresden-A., Ostra-Allee 10 II.
- Schmiedeberg, Wilhelm, Ingenieur, Stettin-Grabow, Gießereistr. 25.
- Schnabel, E., Dipl.-Ing., Kiel, Königsweg 38.
- Schnadel, Georg, Dr.-Ing., Assistent a. d. Techn. Hochschule, Danzig-Langfuhr, Friedenssteg 10.
- Schnapauff, Wilh., Professor, Rostock, Friedrich-Franz-Str. 2. 735
- Schneider, Edgar, Oberingenieur, Rheinschiffahrts-G. m. b. H. Mannheim, Mollstr. 30.
- Schneider, F., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 8, Holzbrücke 8.
- Schneider, Julius, Dipl.-Ing. bei Fritz Neumeyer A.-G., München-Freimann, Freisingerlandstr. 11.
- Schneider, Rudolf, Dipl.-Ing., Betriebs-Ing. d. Vulkan-Werke, Hamburg 21, Osterbeckstr. 9.
- Schnitger, Lübbe, Obering. u. Prokurist der 740 A.-G. Weser, Bremen, Hohenzollernstr. 7.
- Scholz, Wm., Dr.-Ing., Schiff- u. Maschinenbau-Direktor, Vorstandsmitglied der Deutschen Werft A.-G., Hamburg.
- Schoeneich, Hugo, Dr.-Ing., Oberregierungsrat, Mitglied d. Reichsversicherungsamts, Spandau, Plantage 10/11.
- Schoening, Hermann, Fabrikbesitzer, Berlin-Frohnau, Franziskanerweg 23/24.
- Schoerner, Yngve, Marinebauinspektor, Karlskrona, Schweden.
- Schotte, Friedrich, Marinebaurat, Wilhelmshaven, Holtermannstr. 63. 745
- Schowalter, Johannes, Dipl.-Ing., Hamburg 19, Eichenstr. 62.
- Schriever, L., Ingenieur auf Dampfer „Columbus“, Bremerhaven.
- Schröder, Hans, Zivilingenieur für Schiffbau, Yacht-Konstrukteur, Berlin-Spandau, Ruhlebener Str. 16.
- Schröder, Hermann, Dipl.-Ing., Danzig-Langfuhr, Am Johannesberg 1.
- Schröder, Paul, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 19, Emilienstr. 55. 750
- Schroeder, Richard, Betriebsingenieur der Schichau-Werft, Danzig, Große Allee 36.
- Schubert, E., Schiffbau-Ing., Hamburg 19, Eichenstr. 19.
- Schuldt, Georg, Dipl.-Ing., Stralsund, Werftstraße 9a.
- Schultenkämper, Fr., Werftbesitzer, Elmshorn, Thormählen-Werft, Westerstr. 41.

- 755 Schulthes, K., Marinebaurat a. D., Vertreter der Fried. Krupp A.-G., Berlin-Lichterfelde, Bernerstr. 18.
- Schultz, Alwin, Schiffsmaschinenbau-Oberingenieur, Prokurist, der Joh. C. Tecklenborg, Akt.-Ges., Schiffswerft und Maschinenfabrik, Bremerhaven-Geestemünde.
- Schultz, Heinrich, Dr.-Ing., Ober-Ing. bei der Werft von Blohm & Voß, Hamburg, Schrötteringsweg 14.
- Schulz, Bruno, Marine-Oberbaurat, Berlin-Wilmersdorf, Holsteinische Str. 26.
- Schulz, Carl, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Claudiusstr. 33.
- 760 Schulz, Carl, Ingenieur, Betriebschef der Kesselschmiede und Lokomotivenfabrik F. Schichau, Elbing, Trettinkenhof.
- Schulz, Christian, Marine-Schiffbaudirektor, Wilhelmshaven, Adalbertstr. 6.
- Schulz, Richard, Dipl.-Ing., Regierungsrat, Jena, Schützenstr. 3.
- Schulze, Bernhard, Ingenieur und Masch.-Inspektor des Germanischen Lloyd, Dortmund, Viktoriastr. 8.
- Schulze, Fr. Franz, Werftdirektor der 1. priv. Donau-Dampfschiffahrts-Gesellschaft, Budapest III, hajógyár.
- 765 Schürer, Friedrich, Marinebaurat a. D., Buenos Aires, Göttingen, Friedländer-Weg 56.
- Schwartz, L., Dr.-Ing., Direktor der Stettiner Maschinenbau - Akt. - Ges. Vulcan, Hamburg, Heilwigstraße 88.
- Schwarz, Tjard, Geheimer Marinebaurat a. D., Wandsbek, Freesenstr. 15.
- Schwerdtfeger, Schiffbau-Dir. bei J. W. Klawitter, Danzig-Langfuhr, Große Allee 36.
- Schwerin, Otto, Marine-Ingenieur beim Reichskommissar für den Wiederaufbau der zerstörten Gebiete, Berlin-Friedenau, Kaiserallee 108.
- 770 Schwiedeps, Hans, Zivilingenieur und Maschinen-Inspektor, Stettin, Bollwerk 12—14.
- Seide, Otto, Ingenieur, Bremen, Oldesloer Str. 8.
- Severin, C., Oberingenieur, Breslau, Friedrich-Wilhelm-Str. 8.
- Sieg, Georg, Mar. Baurat und Regierungsrat, Kiel, Nettelbeckstr. 14.
- Siemann, Dr.-Ing., Oberlehrer a. d. techn. Staatl. Lehranstalten, Bremen, Isarstr. 69.
- 775 Sievert, Joh., Schiffbau-Ingenieur, Friedenau, Wagnerplatz 2, per Adr. Kap. Ledebour.
- Simon, Otto, Dipl.-Ing., Ober-Ing. und erster maschinentechnischer Leiter der Gewerkschaft Elise II, Halle, Königstr. 87.
- Smith, Danchert, Dr.-Ing., Oslo, Gabelsgatan 21.
- Smitt, Erik, Schiffbau-Ingenieur, Gothenburg, Vasagatan 4.
- Sodemann, Rudolf, Zivil-Ing. und Expert, Hamburg 8, Mattentwiete 6.
- 780 Sokol, Hans, Direktor, Skoda-Werke, Pilsen, Tschecho-Slowakei.
- Sombeek, C., Stellvertretender Direktor des Germanischen Lloyd, Hamburg, Jordanstraße 51.
- Sommer, Aloys, Schiffbau-Dipl.-Ing., Bremen, Lindenhofstr. 44.
- Spieß, Marinebaurat a. D. u. Handlungsbevollmächtigter d. A.-G. Weser, Bremen, Gerhardstraße 9.
- Spruth, Hans, Dipl.-Ing., Fabrikdirektor a. D., Berlin-Lankwitz, Kaulbachstr. 45.
- Stach, Erich, Marinebaurat, Berlin-Steglitz, Sedanstr. 20 a.
- Stammelmel, Paul, Ingenieur, Hamburg, Neuer Pferdemarkt 33.
- Stauch, Adolf, Dr.-Ing., Oberingenieur und Prokurist der Siemens-Schuckert-Werke, G. m. b. H., Berlin-Charlottenburg, Kaiserdamm 113.
- Steegmann, Erich, Schiffbau-Ingenieur bei F. Schichau, Elbing, Talstr. 13.
- Steinbach, Erich, Ingenieur, Altona-Othmarschen, Moltkestr. 172.
- Steinbeck, Friedr., Ingenieur, Rostock, Georgstraße 14. 790
- Steinberg, Fritz, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Collastr. 5.
- von den Steinen, Carl, Dr.-Ing., Marinebaurat, Bergedorf bei Hamburg, Grüner Weg 2.
- Steiner, F., Techn. Direktor d. Schiffs- u. Maschinenbau-A.-G., Mannheim.
- Stellter, Fr., Schiffbau-Ing., Kiel, Kaistr. 24.
- Stern, Fritz, Schiffbau-Ingenieur, Emden, Bentinksweg 2. 795
- Sternberg, A., Geh. Konstr.-Sekretär, Schiffbau-Ing., Berlin-Schöneberg, Hohenstaufenstr. 67.
- Stockhusen, Schiffbau-Oberingenieur, Neumühlen-Dietrichsdorf b. Kiel, Augustenstr. 10.
- Strache, A., Marine-Oberbaurat, Hermsdorf, Sächsische Schweiz.
- Strebel, Carlos, Oberingenieur, Leiter d. Hamburg. Zweigbüros der Atlaswerke, Hamburg 29, Armgardstr. 28.
- Strehlow, Bernhard, Schiffbau-Dipl.-Ing., Nr. 9 800
- Schinotani, Sumacho, Kobe, Japan b. Ad.: Dipl.-Ing. H. Wohlfarth, Stolp, Henkelstr. 4.
- Strelow, Waldo, Dipl.-Ing., Schiffs- und Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Hamburg, Flemingstraße 4.
- van der Struyf, J., Oberingenieur der Kgl. Niederländischen Marine, Haag, Laan van N. Oost-Indie 222.
- Süchting, Wilhelm, Dipl.-Ing., Oberingenieur, Hamburg, Blohm & Voß, Sierichstr. 70.
- Süß, Georg, Konstr.-Ingenieur bei A. Borsig, Berlin-Tegel, Buddestr. 19.
- Süss, Peter Ludwig, Betriebsingenieur der 805
- Vulcan-Werke, Stettin-Bredow, Neue Vulcanstraße 1.
- Süssenguth, H., Marine-Oberbaurat, Danzig-Langfuhr, Kastanienweg 8.
- Süssenguth, W., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Werft von F. Schichau, Elbing.
- Sütterlin, Georg, Oberingenieur der Werft von Blohm & Voß, Hamburg-Blankenese, Schillerstraße 42.
- Techel, H., Dr.-Ing., Oberingenieur der Fried. Krupp A.-G., Germaniaerwerft, Kiel, Düsternbrook 160.
- Techow, Alfred, Marinebaurat a. D., Watten- 810
- beck, Post Bordesholm, Holstein.
- Telfer, Edmund, Assistant Naval Architect, The Monitor Shipping Corporation, New-Castle on Tyne, 5 St. Nicholas Buildings.
- Teubert, Wilhelm, Dr.-Ing., Regierungs- u. Baurat, Mannheim, Hebelstr. 13.
- Teucher, J. S., Dipl.-Ing., Oberingenieur, Vertreter d. Fried. Krupp A.-G., Gußstahlfabrik Essen u. Stahlwerk Annen, Bremen, Rembrandtstraße 18.
- Thämer, Carl, Wirkl. Geh. Marine-Baurat, Wilhelmshaven, Prinz-Heinrich-Str. 45.

- 815 Thierry, Julius, Dipl.-Ing. i. Firma Fischer & Krecke, Hamburg, Mansteinstr. 3.  
 Thilo, Adolf, Zivilingenieur, Riga (Lettland), Kl. Sandstr. 12.  
 Thomas, H. E., Dipl.-Ing., Berndorf (Nieder-Österreich), Klostermannstr. 12.  
 Thomsen, Peter, Obergeringenieur, Kassel, Herkulesstr. 9.  
 Thye, Bruno, Dipl.-Ing., Berlin-Wilmersdorf, Kaiserallee 27.
- 820 Tillmann, Max, Dr.-Ing., Hamburg 42, Eilenau 13.  
 Titz, Alexander, Schiffbau-Obergeringenieur, Wien III, Parkgasse 6.  
 Totz, Richard, Vorstand d. techn. Abt. der 1. priv. Donau-Dampfschiff.-Ges. und Mar.-Ober-Ing. d. R., Wien III/2, Hintere Zollamtstr. 1.  
 Toussaint, Heinr., Oberwerftdirektor der Reichswerft Kiel, Gaarden Werftstr. 124.  
 Tradt, M., Dipl.-Ing., Schiffbaudirektor der Howaldt-Werke, Kiel, Düsternbrook 132.
- 825 Trautwein, William, Vereidigter Sachverständ. f. Schiffe u. Schiffsm., Duisburg-Ruhrort, Harmoniestr. 11.  
 Trümmeler, Fritz, Inhaber d. Fa. W. & F. Trümmeler, Spezialfabrik für Schiffsausrüstungen usw., Mülheim a. Rh., Delbrücker Str. 25.  
 Türk, Richard, Obergeringenieur der Vereinigungs-Ges. Rhein. Braunkohlenbergwerke, Abtlg. Schifffahrt, Wesseling, Bez. Cöln.
- Uhlig, Alfred, Direktor der Hamburger Elbe-Schiffswerft A.-G., Hamburg-Wilhelmsburg, Schmidtstr. 15.  
 Ulfers, Otto, Marinebaurat, Wilhelmshaven, Prinz-Heinrich-Str. 41.
- 830 Ullmann, Th., Dipl.-Ing., Elektrizitätswerk, Mitau, Gräbnerstr. 17, Postfach 103.  
 Ulrichs, Carl, Dipl.-Ing., Bremen, Waller Heerstraße 48.  
 Unger, Johannes, Schiffbau-Ingenieur, Bremen, Freibergstr. 42.
- v. Viebahn, Friedrich Wilhelm, Dipl.-Ing., Prokurist der Daimler-Motoren-Gesellschaft, Vorstand der Schiffsmotoren- und Marine-Abteilung, Marienfelde b. Berlin, Parallelstr. 21.  
 Vogel, Hans, Obergeringenieur, Kobe, 110 Kitanocho 4 cheme.
- 835 Voges, Hans, Betriebsingenieur, Stettin, Kronenhofstr. 6.  
 Vogt, Paul, Werftdirektor a. D., Bremen, Fitzerstr. 38.  
 Vollmer, Franz, Schiffbau-Betriebsingenieur der Stettiner Oderwerke, Stettin, Kronenhofstr. 8.  
 Vollrath, Willibald, Dipl.-Ing., Bremen, Taschenburgstr. 27.  
 Vos, Bernard, Dipl.-Ing., Chef-Betriebsleiter d. Schiffsbauwerks beim Etablissement Feyenoord. Rotterdam, Mathenesserlaan 19b.
- 840 Voß, Karl, Ingenieur, Warnemünde, Blücherstr. 7.  
 Vossnack, Ernst, Professor a. d. Technischen Hochschule, Delft, Holland.  
 Vrede, Anton, Dipl.-Ing., Rheine i. Westfalen, Thiebergstr. 13.
- Wach, Hans, Dr.-Ing., Direktor b. Joh. C. Tecklenborg A.-G., Geestemünde.  
 Waechter, Franz, Schiffbau-Ingenieur und Sachverständiger der Danziger Handelskammer, Danzig, Kohlmarkt 9.
- Wagner, Rud., Dr. phil., Schiffsmaschinen-Obergeringenieur, Hamburg, Bismarckstr. 105.
- 845 Wahl, Gustav, Schiffbau-Obergeringenieur, Kiel, Feldstr. 90.  
 Walcher, Ernst, Marinebaurat, Kiel, Kirchenstr. 3.  
 Waldmann, Ernst, Dr.-Ing., Hamburg 39, Sierichstraße 30.  
 Wälde, Rudolf, Dipl.-Ing., Hamburg, Vulkan-Werke, Sierichstr. 160.
- 850 Walter, J. M., Ingenieur und Direktor, Saarau, Schlesien, Schloß.  
 Walter, M., Dr.-Ing., Schiffbau-Direktor, Bremen, Nordd. Lloyd, Zentralbureau.  
 Wandel, Fritz, Ingenieur, i. Fa. F. Schichau, Elbing, Friedrich-Wilhelm-Platz 16.  
 Wandeleben, Dipl.-Ing., Essen-Ruhr, Zweigertstr. 2.  
 Wanner, E., Direktor der Dampfschiff Gesellschaft des Vierwaldstättersees, Luzern, Güterstraße 2 (Schweiz).
- 855 Weber, Heinrich, Dipl.-Ing., Marinebaumeister, Berlin-Steglitz, Martinstr. 3.  
 Wehber, Friedr., Zivilingenieur, Kiel, Ringstr. 55.  
 Weichardt, Marinebaurat Bremen, Bürgermeister-Smidt-Str. 59.  
 Weidehoff, Georg, Dr.-Ing., Obergeringenieur der A. E. G. Turbinenfabrik, Berlin NW 87, Agricolastr. 7.  
 Weir, William, Lord, i. F. Messrs. G. & J. Weir, Ltd. Cathcart, Glasgow.
- 860 Weitbrecht, Dr.-Ing., stellvertr. Direktor, Stettin, Vulcanwerft.  
 Wellmann, Max, Ingenieur, Altona-Elbe, Langenfelderstr. 45.  
 Wels, Wilhelm, Ingenieur, Inhaber der Wels-Werft, Heiligenhafen.  
 Wendenburg, H., Baurat, Bremen, Hohenlohestraße 11a.  
 Werneke, Paul, Obergeringenieur u. Bevollmächtigter der Motoren-Werke Mannheim, vorm. Benz & Co., Verkaufsbüro, Hamburg, Lutterothstraße 5.  
 Werner, Franz, Dr.-Ing., Professor d. Techn. Hochschule Danzig-Langfuhr.
- 865 Westphal, Gustav, Schiffbau-Ingenieur, Fried. Krupp A.-G., Germaniawerft, Kiel, Bellmannstraße 15.  
 Wichmann, Fritz, Marinebaurat, Kiel, Feldstraße 144c.  
 Wiebe, Ed., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Werft von F. Schichau, Elbing, Sonnenstraße 67.  
 Wiebe, Th., Schiffsmaschinen-Ingenieur, Büroleiter für Handelsschiffsmaschinenbau, Mannheim, Lannystr. 18 II.
- 870 Wiegand, V., Ober-Ingenieur, Danzig-Langfuhr, Falkweg 9.  
 Wiegel, Richard, Ober-Marinebaurat, Berlin W10, Königin-Augustastr. 38/42.  
 Wiemann, Paul, Ingenieur und Werftbesitzer, Brandenburg a. H.  
 Wiesinger, W., Geheimer Marinebaurat, Berlin-Charlottenburg 8, Kaiserdamm 74.  
 Wiesinger, W., Marinebaurat a. D., Direktor der Frerichs & Co. A.-G., Einswarden i. O.
- 875 Wigankow, Franz, Fabrikant, Charlottenburg, Kaiserdamm 30.  
 Wilson, Arthur, Schiffbau-Obergeringenieur, Stettin, Dürerweg 35.  
 Winter, Johann, Ingenieur, Hamburg, Zippelhaus 18, Seeberufsgenossenschaft.

- Winter, M., Oberingenieur, Klein-Flottbeck b. Altona, Wilhelmstr. 7.
- Wipperf, C., Direktor d. techn. Betriebes des Norddeutschen Lloyd, Bremerhaven.
- 880 Wischer, Herbert, Regierungsbaurat, Berlin-Zehlendorf-Mitte, Neustr. 27.
- Witt, Friedrich, Oberingenieur, Hamburg 19, Bismarckstr. 52.
- Wittmaack, H., Dipl.-Ing., Beratender Ingenieur, Woltersdorf b. Erkner, Bahnhofstr. 26.
- Wittmann, Wilhelm, Marine- u. Regierungsbaurat, Berlin-Steglitz, Siemensstr. 7.
- Wolfram, Siegfried, Dipl.-Ing., Obering. b. Bremer Vulkan, Vegesack, Weserstr. 65.
- 885 Wölke, Hermann, Oberingenieur u. Prokurist der „Weser“-Handelsgesellschaft, Bremen, Delmestraße 83.
- Worsoe, Wilh., Ingenieur, Germaniawerft, Kiel, Lerchenstr. 7.
- Wulff, D., Ober-Inspektor der D. D.-Ges. Hansa, Bremen, Altmannstr. 34.
- Wurm, Erich, Marinebaurat, Wilhelmshaven, Adalbertstr. 32.
- Wustrau, H., Marinebaurat, Berlin-Wilmersdorf, Westphälische Str. 82.
- Zeiter, F., Professor an den technischen Lehranstalten, Bremen, Bülowstr. 22. 890
- Zeitz, Direktor, Hamburg 39, Flemingstr. 8.
- Zelle, Otto, Technischer Direktor, Astilleros, Grao de Valencia, Spanien.
- Zeyss, Georg Edgar, Dr.-Ing., Direktor der Gesellsch. für Schiffsausrüstung und Davitbau, Hamburg 23, Eilbektal 2.
- Zickerow, Karl, Schiffbau-Oberingenieur bei der Lübecker Maschinenbau-Ges., Lübeck, Schönbekener Str. 24.
- Ziegelasch, Dipl.-Ing., Direktor der Union 895 Naval de Levante S. A. Madrid, General Oráa 9.
- Ziehl, Emil, Direktor, Berlin-Weißensee, Große Seestr. 5.
- Zimmermann, Erich, Dr.-Ing., Marinebaurat a. D., Wilhelmshaven, Bismarckstr. 110.
- Zimnic, Josef Oscar, Marine-Oberingenieur, Wiener-Neustadt, Mühlgasse 11.
- Zöpf, Th., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Kiel-Wellingdorf, Gabelsbergerstr. 35.
- Züblin, Carl, Dipl.-Ing., Hamburg 13, Beckeneckstr. 20c. 900

## 5. Mitglieder.

## a) Lebenslängliche Mitglieder:

- Andreae, Enno, Gesellschafter u. Geschäftsführer der deutschen Bitnamel Gesellschaft m. b. H., Hamburg, Wandsbeker Chaussee 18.
- Arndt, Alfred, Dipl.-Ing., Prokurist der Firma Eisenwerk Gebr. Arndt, G. m. b. H., Berlin W 35, Kurfürstenstr. 53.
- Ardelt, Paul, Direktor der Ardeltwerke, G. m. b. H., Eberswalde.
- Ardelt, Robert, Direktor der Ardeltwerke, G. m. b. H., Eberswalde.
- 905 v. Bardeleben, Dr. Professor, Berlin W 15, Kurfürstendamm 63.
- Benson, Arthur, Direktor d. Hammar & Co., G. m. b. H., Hässleholm, Schweden.
- Bergmann, Siegmund, Dr.-Ing., Geh. Baurat, Generaldirektor der Bergmann-Elekt.-Werke, Berlin N 65, Oudenarder Str. 23/32.
- Böhmer, H. W., Kaufmann, Hamburg, Gr. Reichenstr. 63.
- Böninger, Carl F., Direktor der S. K. F. Norma, G. m. b. H., Berlin - Grunewald, Menzelstraße 13/15.
- 910 v. Borsig, Ernst, Kommerzienrat und Fabrikbesitzer, Berlin N 4, Chausseestr. 6.
- Brüggemann, Wilh., Kommerzienrat, Hüttenbesitzer und Stadtrat, Kassel, Ulmenstraße 12<sup>1/2</sup>.
- Buchloh, Hermann, Reeder, Mülheim-Ruhr, Friedrichstr. 26.
- Bündgens, Anton, Dr. jur. Assessor, Syndikus, Dessau, Albrechtstr.
- Claussen, Carl Fr., Kaufmann, Gr. Flottbeck-Othmarschen, Dürerstr. 8.
- 915 Cuno, Wilhelm, Dr., Geh. Oberregierungsrat a. D., Generaldirektor d. H. A. L., Hamburg, Alsterdamm 25.
- Ehrhardt, Theodor, Ingenieur und Fabrikbesitzer, Vorstandsmitglied der Ehrhardt & Sehmer A.-G., Saarbrücken, Winterbergstr. 24.
- Enström, Axel, Dr. phil., Kommerzienrat, Stockholm, Grevturegatan 24.
- Falk, Hans, Ingenieur, Düsseldorf, Bachstr. 15.
- Fehlert, Carl, Dipl.-Ing. und Patentanwalt, Berlin SW 61, Belle-Alliance-Platz 17.
- Flohr, Carl, Dr.-Ing., Kommerzienrat u. Fabrikbesitzer, Berlin N 4, Chausseestr. 35. 920
- Forstmann, Erich, Kaufmann, i. Fa. Schulte & Schemmann und Schemmann & Forstmann, Hamburg, Neuburg 12.
- Fröhlich, Theodor, Maschinenfabrikant, Berlin NW 7, Dorotheenstr. 35.
- Froriep, Otto, Dr., Fabrikbesitzer, Rheydt, Steinstr. 2.
- Geßler, Otto, Dr., Oberbürgermeister, Nürnberg.
- Gilles, Alfred, Hüttendirektor, Mülheim-Ruhr, 925 Scheffelstr. 7.
- Grünthal, Ingenieur und Mitbesitzer der Eilenberg-Moenting & Co. m. b. H., Schlebusch-Monfort, Düsseldorf, Lindemannstr. 8.
- Grutzner, Fritz, Konsultierender Ingenieur, c/o Fairbanks, Morse & Co., Beloit, Wis. U. S. A.
- v. Guillaume, Arnold, Kommerzienrat, Köln, Sachsen-Ring 73.
- v. Guillaume, Max, Kommerzienrat, Remagen a. Rh., Haus Calmuth.
- Harder, Hans, Berlin-Britz, Jahnstr. 74. 930
- Hemsoth, Wilhelm, Reeder, Hamburg, Schauenburgerstr. 37.
- Heineken, Phil., Dr.-Ing., Präsident des Norddeutschen Lloyd, Bremen.
- Herken, Emil, Direktor der Oberschlesischen Eisen-Industrie A.-G. für Bergbau u. Hüttenbetrieb, Zweigstelle Berlin SW 68, Alte Jakobstraße 156/157.
- Hirsch, Siegmund, Vorstand der Hirsch, Kupfer- u. Messingwerke A.-G., Berlin NW 7, Neue Wilhelmstr. 9/11.
- Jacobi, C. Adolph, Konsul, Bremen, Osterdeich 61. 935

- Jercke, Otto, Direktor, Wien I, Franz-Josefs-Kai 7/9.
- Johnson, Axel Axelsen, General-Konsul, Stockholm, Wasagatan 4.
- Johnson, Gustav John, Dr. jur., Kriegsgerichtsrat, Stockholm, Jakobsgatan 28.
- Johnson, Helge Ax:son, Hovjägmästare, Stockholm, Hovslagaregatan 5.
- 940 Karcher, Carl, Reeder, i. Fa. Raab, Karcher & Co., G. m. b. H., Mannheim P. 7. 15.
- Kiep, Johannes N., Deutscher Konsul a. D., Ballenstedt (Harz), Haus Kiep.
- Kosche, Arno, Direktor der Nordsee-Handels-A.-G., Wellingsbüttel-Hoheneichen, Post Hamburg-Fuhlsbüttel.
- Krupp von Bohlen und Halbach, Dr. phil., Außerordentlicher Gesandter und bevollmächtigter Minister, Essen-Ruhr, Villa Hügel.
- Kubatz, Alfred, Dr., Inh. d. Schiffs- u. Abwrackwerft, Berlin W 35, Lützowstr. 89/90.
- 945 Küchen, Gerhard, Dr., Kommerzienrat, Mülheim a. d. Ruhr.
- Küwnik, Franz A., Kapitän, 928 Hudsonstreet, Hoboken, N.-J.
- Lehmann, Bruno, Stahlwerks-Direktor, Berlin-Lichterfelde, Dahlemer Str. 62.
- v. Linde, Carl, Dr., Dr.-Ing., Geheimer Hofrat, Professor, München, Heilmannstr. 17.
- Lindquist, Erik Gustav Werner, Zivilingenieur, Kungl. Tekniska Högskolan, Valhallavägen, Stockholm.
- 950 Ljungmann, Andreas, Dipl.-Ing., Direktor d. Bergunds Mekaniske Verkstatts A.-B., Stockholm, Hjorthagsvägen 15.
- Loesener, Rob. E., Schiffsreeder, i. Fa. Rob. M. Sloman & Co., Hamburg, Alter Wall 20.
- Märklin, Ad., Kommerzienrat, Goslar, Wallstr. 5.
- Meister, Carl, Direktor der Schiffs- u. Maschinenbau-A.-G., Mannheim.
- Moleschott, Carlo H., Ingenieur, Konsul der Niederlande, Rom (21), Via Gaeta 26.
- 955 Monfort, Jos., Ingenieur und Maschinenfabrik-Besitzer, M.-Gladbach.
- Müller, Paul, H., Dr.-Ing., Hannover, Harnischstraße 10.
- v. Parseval, August, Professor, Major z. D., Charlottenburg, Niebuhrstr. 6.
- Pekrun, Hermann, Ingenieur und Fabrikbesitzer, Coswig in Sachsen.
- Petersen, Boye, Reederei-Inspektor bei F. Laeisz, Hamburg, Trostbrücke 1.
- 960 Pfeiffer, W., Kommerzienrat, Düsseldorf, Hofgartenstr. 12a.
- Pohlmann, Ludwig, Kaufmann, Hamburg, Neue Burg 22.
- Ravené, Louis, Geheimer Kommerzienrat, Dr. phil., Berlin C 19, Wallstr. 5—8.
- Ravené, Peter, Konsul, Mitinhaber der Ravenéschen Firmen, Berlin C 19, Wallstr. 5—8.
- Reinhold, Ernst, Dr., Inhaber der Berliner Asbest-Werke, Fabrikbesitzer, Berlin-Reinickendorf-Ost, Graf Rödernallee 76/78.
- Rickmers, P., Generaldirektor der Rickmers Reederei & Schiffbau A.-G., Bremerhaven. 965
- Riedler, A., Dr., Geh. Regierungsrat und Professor, Berlin-Charlottenburg, Techn. Hochschule.
- Roer, Paul G., Generaldirektor a. D., Potsdam, Schließfach 27.
- Rosenbaum, Bruno, Dipl.-Ing., Direktor der Erich F. Huth G. m. b. H., Berlin SW 47, Wilhelmstr. 130—132.
- Rottgardt, Karl, Dr., Geschäftsführer, Berlin-Dahlem, Fontanestr. 14.
- Scheld, Theodor Ch., Technischer Leiter der Firma Th. Scheld, Hamburg 11, Elbhof. 970
- Schnaas, Eugen, Generaldirektor, Berlin S 42, Wassertorstr. 42.
- v. Selve, Walter, Dr.-Ing., Fabrikant und Rittergutsbesitzer, Altena i. W., Villa Alpenburg.
- v. Skoda, Karl, Freiherr, Ing., Pilsen, Ferdinandstr. 10.
- Sloman, Fr. L., Reeder, Berlin-Charlottenburg 2, Bismarckstr. 109.
- Solmsen, Georg, Dr., Geschäftsinhaber der Disconto-Gesellschaft und Direktor der A. Schaaffhausen'schen Bankverein A.-G., Berlin W 8, Unter den Linden 35. 975
- Stahl, H. J., Dr.-Ing., Kommerzienrat, Düsseldorf, Sybelstr. 17.
- Stangen, Carl, Gutsbesitzer, Rittergut Altbärbaum, Post Pielburg.
- Stangen, Ernst, Kommerzienrat, Berlin W 10, Matthäikirchstr. 31a.
- Temmler, Hermann, Kommerzienrat, Fabrikbesitzer, Kgl. bulgarischer Generalkonsul, Detmold.
- Traun, H. Otto, Dr., Fabrikant, Hamburg, Meyerstr. 60. 980
- Wallmann, Carl, Hüttdirektor, Mülheim a. Ruhr, Ruhrstr. 5.
- Werner, Julius, Gesellschafter und Geschäftsführer der deutschen Bitunamel-Gesellschaft m. b. H., Hamburg, Ludolfstr. 42.
- Wille, Eduard, Fabrikant, Cronenberg (Rhld.), Herichhauser Str. 30.
- Zeise, Peter Theodor, Fabrikbesitzer, i. Fa. Theodor Zeise, Altona, Palmaille 43.

## b) Ordnungsmäßige Mitglieder:

- 985 Ahlborn, Friedrich, Dr. phil., Professor, Oberlehrer, Hamburg 22, Uferstr. 23.
- Ahlers, Karl, Kaufmann und Reeder, Bremen, Holzhafen, Platz 8a.
- Ahlfeld, Hans, Oberingenieur der A. E. G., Bahrenfeld bei Hamburg, Giesestr. 51.
- Amsinck, Arnold, Vorsitzender des Vorstandes der Woermann-Linie A.-G. und der Deutschen Ostafrika-Linie, Hamburg, Afrikahaus.
- Amsinck, Th., Direktor der Hamburg-Süd-amerikan. Dampfschiffahrts-Gesellschaft, Hamburg, Holzbrücke 8 I.
- Andrae, Max P., Dipl.-Ing., Hamburg 13, Feldbrunnenstr. 68. 990
- Anger, Paul, Oberingenieur, Kiel, Beselerallee 59a.
- Anrecht, Heinrich, Oberingenieur, Mannheim, Luisenring 17.
- Ansorge, Martin, Ingenieur, Berlin-Wilmersdorf, Nikolsburger Str. 6.
- Arendt, Erich, Fabrikdirektor, Ludwigshafen a. Rh. Gebr. Sulzer A. G.
- Arp, H. F. C., Reeder, Hamburg, Mönckebergstraße, Haus Roland. 995

- Asbeck, G., Direktor, Düsseldorf-Rath, Wahler Straße 34.
- Auerbach, Erich, Direktor der Rheinmetall Edelstahl-Vertriebs-G. m. b. H., Dresden-A., Sidonienstr. 25.
- Aufhäuser, Dr. phil., beeidigter Handelschemiker, Hamburg, Dovenfleeth 20.
- Avé-Lallemant, Hans, Direktor, Stettin, Graßmannweg 9.
- 1000 Axelrad, H. E., Dipl.-Ing., Charlottenburg, Kantstr. 3.
- von Bach, C., Dr.-Ing., Exzellenz, Staatsrat, Professor a. d. Technischen Hochschule in Stuttgart, Stuttgart, Johannesstr. 53.
- Bach, Julius, Professor d. techn. Staatslehranstalten, Chemnitz, Helenenstr. 42.
- Baierle, Ivo, M., Kapitän, Lübeck, Lessingstr. 6.
- Banner, Otto, Dipl.-Ing., Ingenieur, Milwaukee, Wis., 3703, Highland Boulevard.
- 1005 Banning, Heinrich, Fabrikdirektor, Hamm i. Westf., Moltkestr. 7.
- Barckhan, Paul, Kaufmann, Bremen, Langenstraße 5/6.
- Bartling, W., Kapitän, Direktor der Fa. Hugo Stinnes, Hamburg, Jungfernstieg 30.
- Bartsch, Carl, Direktor des „Astillero-Behrens“, Valdivia, Chile.
- Bauermeister, Hermann, Dipl.-Ing., technischer Referent beim Sperrversuchskommando, Kiel, Düppelstr. 8.
- 1010 Baurichter, Emil, Direktor, Berlin W 8, Behrenstr. 58.
- 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, Ludwig, Dipl.-Ing., Direktor der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.-G., Gustavsburg b. Mainz.
- 1015 Becker, Th., Oberingenieur, Berlin NO 18, Elbinger Str. 14.
- Beckh, Georg Albert, Kommerzienrat und Inhaber der Mammutwerke, Nürnberg, Sulzbacher Str. 37.
- Beckh, Otto, Dipl.-Ing. und Oberingenieur, Berlin-Friedenau, Kaiserallee 138.
- Beckmann, Erich, Dr.-Ing., Professor der Techn. Hochschule, Hannover, Oeltzenstraße 19.
- Beeken, Hartwig, Kaufmann, i. Fa. D. Stehr, Hamburg 39, Flemingstr. 13.
- 1020 Behm, Alexander, Physiker, Kiel, Hardenbergstraße 31.
- Behm, Georg, Dr., Direktor der Neuen Dampfer-Compagnie, Stettin.
- Behncke, Paul, Exz., Admiral a. D., Berlin W 10, Königin-Augusta-Straße 38—42.
- Beikirch, Franz Otto, Direktor der Firma Gruson & Co., Magdeburg-Buckau, Feldstr. 37—43.
- Benkert, Hermann, Direktor, Harburg a. E., Akazienallee 10.
- 1025 Berg, Fritz, Hüttendirektor, Godesberg III, Haus Berg.
- Bergmann, Otto, Maschb.-Ingenieur, Kiel, Schützenwall 65.
- Bergner, Fritz, Geschäftsführer der Temper- und Stahl-Gießerei August Engels, Velbert, Rhld., Schloßstr. 42.
- Bergsma, G. Hermann E., Direktor im Kgl. Patentamt, Haag, Juliana-van-Stolberglaan 76.
- Bertens, Eugen, Ingenieur d. Chilenischen Kriegsmarine, Direccion del Territorio Maritimo Valparaiso, Chile.
- Bernigshausen, F., Direktor, Berlin W 51, 1030 Kurfürstendamm 132.
- Bier, A., Amtlicher Abnahme-Ober-Ingenieur, Saarbrücken 3, Goethestr. 6.
- Bierans, S., Ingenieur, Bremerhaven, Sielstraße 34, I.
- Bierwes, Heinrich, Generaldirektor, Düsseldorf, Pempelforter Str. 11.
- Blo mberg, Hjalmar, Generaldirektor, Halmstadt, Schweden, Hallands Angbats-Aktiebolag.
- 1035 Blumenfeld, Bd., Kaufmann und Reeder, Hamburg, Dovenhof 77/79.
- Bode, Alfred, Direktor, Hamburg, Lenhartstraße 13.
- Bögel, W., Hüttendirektor, Godesberg, Kurfürstenstr. 12.
- Böger, Marius, Vorsitzender d. Vorstandes d. Deutsch-Australischen Dampfschiffahrts-Gesellschaft und der Deutschen Dampfschiffahrts-Gesellschaft Kosmos, Hamburg 11, Trostbrücke 1.
- Bohlen, Lothar, Kaufmann, Hamburg, Gr. Reichenstr. 27, Afrikahaus.
- Bohn, Karl, Direktor, Kiel, Düppelstr. 27. 1040
- Boner, Franz A., Dr. jur., Dispacheur, Berlin, Südende, Parkstr. 18.
- Borbet, Walter, Generaldirektor des Bochumer Vereins für Bergbau u. Gußstahlfabrikation, Bochum.
- Borek, Hermann, Dr. phil., Ingenieur der Fliegertruppe, Berlin NW 23, Händelstr. 5.
- v. Born, Theodor, Korvetten-Kapitän a. D., Hochkamp, Bez. Hamburg, Kaiser-Wilhelm-Str.
- v. Borsig, Conrad, Dr.-Ing., Geh. Kommerzienrat u. Fabrikbesitzer, Berlin N 4, Chausseestraße 13. 1045
- Böttcher, A., Direktor der Maschinenbau A.-G. Tigler, Duisburg, Meiderich; Berlin-Zehlendorf-West, Dessauer Str. 10.
- Böttcher, Karl, Oberingenieur, Duisburg, Karl-Lehr-Str. 13.
- Brandenburg, Jacob, Oberingenieur der Gutehoffnungshütte, Sterkrade, Rheinland.
- Braumüller, Walter, Oberregierungsrat, Berlin-Zehlendorf-West, Forststr. 12.
- Braun, Harry, Dipl.-Ing. u. Mitbes. d. Werkzeugmaschinen-Fabrik und Eisengießerei J. C. Braun, Reichenbach i. Vogtl., Lessingstr. 2. 1050
- Bredow, Hans, Staatssekretär i. Reichspostministerium, Berlin-Dahlem, Miquelstr. 92.
- Brennecke, Rudlof, Dr.-Ing., Generaldirektor d. Oberschlesisch. Eisenbahn-Bedarfs A.-G., Gleiwitz 2, Niedstr. 4.
- Bresina, Richard, Generalvertreter für Nord- u. Mitteldeutschland der A.-G. vorm. Skodawerke in Pilsen, Prag, Bremen, Contrescarpe 46 I.
- Brieger, Heinrich, Kaufmann, Hamburg, Ferdinandstr. 63 I.
- Brinker, Richard, Generaldirektor der Stahl-schmidt-Werkzeugkompagnie, Commandit-Ges., Cronenfeld-Hahnerberg-Kaisergarten (Rhld.). 1055
- Broström, Dan., Schiffsreeder, Göteborg.
- Brunn, Alfons, Fabrikdirektor, Borsigwalde, Spandauer Str.
- Brunner, Karl, Ingenieur, Neckargemünd, Bahnhofstr. 62.



- Bub, Fritz, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Malzweg 3 II.
- 1060 Budde, H., Ingenieur, Bremen, Osterthorsteinweg 95.
- Bühning, John Charles, Fabrikant, Hamburg 1, Spalding-Str. 21/23.
- Bündgens, Franz, Vizekonsul, Fabrikbesitzer, Kiel, Niemansweg 137.
- Burgmann, Robert, Dr.-Ing., Inhaber der Asbest-Werke Feodor Burgmann, Dresden-Laubegast.
- v. Busse, Andreas, Vertreter d. Linke-Hofmann-Werke, Hamburg, Mönckebergstr. 13.
- 1065 Busse, Hugo, Dipl.-Ing., Direktor der Schiffswerft u. Maschinenfabrik Gebr. Sachsenberg A.-G., Roßlau a. E., Hauptstr. 117.
- Bütow, Emil, Ingenieur, Hamburg, Deichstr. 29.
- Buz, Richard, Kommerzienrat, Direktor der Masch.-Fabr. Augsburg-Nürnberg A.-G., Augsburg.
- Calmon, Alfred, Dr.-Ing., Generaldirektor, Asbest- und Gummiwerke, Akt.-Ges., Hamburg.
- Canaris, Karl, Dr.-Ing., Generaldirektor, August-Thyssen-Hütte, Charlottenburg, Kaiserdamm Nr. 34.
- 1070 Caspary, Emil, Dipl.-Ing., Marienfelde bei Berlin.
- Castens, G., Dr., Regierungsrat, Hamburg IX, Deutsche Seewarte.
- Christink, Bernh., Dipl.-Ing., Bremen, Georgstraße 17.
- Clouth, Max, Fabrikant, Köln-Nippes, Niehler Straße 93.
- Coppel, C. G., Fabrikant, Düsseldorf, Schumannstraße 16.
- 1075 Crass, Paul, kaufm. Direktor der Germania-Werft, Kiel-Gaarden.
- Cropp, Johs., Direktor der deutschen Schifffahrts-Gesellsch. „Kosmos“, Hamburg 39, Willistraße 33.
- Cruse, Hans, Dr. phil., Ingenieur, Pichelsdorf bei Spandau, Dorfstr. 36.
- 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.
- 1080 Dahlström, F. W. A., Direktor der Reederei Aktien-Gesellschaft von 1896, Hamburg, Alsterufer 33.
- Damm, Franz, Direktor, Berlin-Lichterfelde, Geibelstr. 7.
- v. Dapper - Saalfels, Carl, Dr. med., Professor, Geheimer Medizinalrat, Bad Kissingen.
- Deichsel, A., Kommerzienrat, Berlin-Grunewald, Hubertusbader Str. 17/19.
- Deutsch, Felix, Dr.-Ing., Geh. Kommerzienrat, Direktor d. A. E. G., Berlin NW 40, Friedrich-Karl-Ufer 2-4.
- 1085 Dieckhaus, Jos., Kommerzienrat, Fabrikbesitzer und Reeder, Papenburg a. Ems.
- Dieterich, Georg, Direktor, Berlin W 9, Linkstraße 29.
- v. Dietlein, Heinrich, i. F. H. C. Stülcken Sohn, Hamburg-Steinwärder.
- Dietrich, Alfred, Oberingenieur d. Maschinenfabrik Schieß A.-G., Düsseldorf, Hüttenstr. 152.
- Dietrich, Karl, Torp.-Kapitänleutnant a. D., Teilhaber d. Sprengindustrie G. m. b. H., Düsseldorf 48, Bachstr. 15.
- Dietrich, Otto, Fabrikbesitzer, Berlin-Charlottenburg, Potsdamer Str. 35.
- 1090 Dittmers, Ludwig, Kaufmann, Hamburg, Boltenhof, Admiralitätsstr. 33/34.
- Dittrich, Reinh., Dipl.-Ing., Hamburg 13, Am Schlump 2.
- Dodillet, Richard A., Oberingenieur, Berlin W 15, Uhlandstr. 43.
- Döhne, Ferd., Direktor d. Maschinenfabrik vorm. Hartmann, Chemnitz.
- v. Dojmi, Carl, Major a. D., Kaufmann, Hamburg, 1095 Mittelweg 16.
- Dörken, Georg Heinrich, Teilhaber der Fa. Gebr. Dörken, Gevelsberg i. W., Mittelstr. 18.
- Dransfeld, Wilh. Fr., Kaufmann, Kiel, Hohenbergstr. 17.
- Dreyer, Richard, Dipl.-Ing., Fabrikant, Hannover, Leisewitzstr. 50.
- Droth, Alfred, Dipl.-Ing., Patentanwalt, Essen-Ruhr, Hufelandstr. 19.
- Duschka, H., Fabrikant, i. Fa. F. A. Sening, 1100 Hamburg 37, Brahmsallee 83.
- Düring, Franz, Ingenieur, Luzern, Theaterstraße 16.
- Düvel, Friedrich, Ingenieur, Hamburg 1, Brandsende 12.
- Eckmann, C. John, Maschinen-Inspektor der Deutsch-Amerikan. Petrol.-Ges., Hamburg, Neuer Jungfernstieg 21.
- Edye, John Alfred, Reeder, Hamburg, Baumwoll 3.
- Ehlers, Paul, Dr. jur., Rechtsanwalt, Hamburg, 1105 Adolfsbrücke 9.
- Eilender, N., Dipl.-Ing., Direktor der Stahlwerke Rich. Lindenberg A.-G., Remscheid, Eberhardstr. 26.
- Eisermann, Rud., Direktor, Berlin-Tempelhof, Saalburgstr.
- Elze, Wilhelm, Techn. Direktor, Berlin W 8, Friedrichstr. 77.
- Emden, Paul, Dr., Fabrikdirektor, Schwanden (Glarus), Schweiz.
- Emmerich, Ernst, Direktor d. Fa. Fried. Krupp 1110 A.-G., Essen-Ruhr, Gußstahlfabrik.
- Engelhard, Arnim, Ingenieur, i. Fa. Collet & Engelhard, Offenbach a. M.
- Erb, Adolf, Ingenieur, Berlin SW 61, Hornstr. 8.
- Ericson, Hans, Generaldirektor der Rederiaktiebolag „Svea“, Stockholm, Skeppsbron 30.
- Ermiler, Richard, Ingenieur, Werkzeugmasch.-Fabrik, Berlin N 20, Schwedenstr. 11.
- Eschenburg, Hermann, Kaufmann, Lübeck, 1115 Am Burgfeld 4.
- Essberger, J. A., Direktor der Elektrizitätsges. für Kriegs- und Handelsmarine, Berlin-Schöneberg, Frh.-v.-Stein-Str. 5.
- Eurich, Karl, Dr.-Ing., Fabrikdirektor d. Fa. Fichtel & Sachs, Schweinfurt, Luitpoldstr. 62.
- Evers, Karl, Kaufmann, Prokurist, Stettin, Grabower Str. 29.
- Eversbusch, Ernst, Direktor d. Werft A.-G., Speyer.
- Faber, Theodor, Generaldirektor, Zielenzig, 1120 Breitestr. 375.
- Fabig, Hermann, Dipl.-Ing., Direktor der Bonner Maschinen-Fabrik Mönckemöller G. m. b. H., Hamburg, Isestr. 41 II.
- Fasbender, Heinrich, Vertreter von Gebr. Böhler & Co., A.-G., Hamburg, Hagenau 28.

- Fehling, W., Vorstandsmitglied der Woermann-Linie A.-G., und der Deutschen Ost-Afrika-Linie, Hamburg, Afrikahaus, Gr. Reichenstr. Felsing, Wilhelm, Ingenieur, Hamburg 5, Gr. Allee 39.
- 1125 Fendel, Fritz, Direktor der Rheinschiffahrt-Aktiengesellschaft vorm. Fendel, Mannheim, Hafenstr. 6.
- Ferber, Constantin, Fregattenkapitän a. D., Berlin W 30, Habsburgerstr. 10.
- Filius, Carl, Direktor, Duisburg, Schweizerstraße 41.
- Fischbeck, Norman, Fabrikbesitzer Kiel, Es-marchstr. 12/14.
- Fischer, Ernst, Ingenieur, Danzig, Hansaplatz 11.
- 1180 Fischer, Hans, Torp.-Kapitänleutnant a. D., Teilhaber der Sprengindustrie G. m. b. H., Wilhelmshaven, Kronprinzenstr. 9.
- Fischer, Heinrich, Fabrikbesitzer, Stettin-Grabow, H. E. Fischer G. m. b. H.
- Fischer-Schierholz, H. A., Hamburg 39, Sierichstr. 138.
- Fleck, Richard, Fabrikbesitzer, Berlin N 4, Chausseestr. 29 II.
- Flesch, Leo, Techn. Direktor, Elberfeld, Burg-holzstr. 68.
- 1135 Flick, Fr., Hüttendirektor, Vorstandsmitglied der A.-G., Charlottenhütte in Niederschelden (Sieg).
- Förster, Georg, i. Fa. Emil G. v. Höveling, Altona-Othmarschen, Böcklinstr. 3.
- Frank, Paul, Arch. u. Baustoffsachverständiger, Hamburg 1, Bieberhaus.
- Franke, Walter, Direktor d. Mansfeldschen Metallhandel A.-G., Berlin W. 62, Kleiststr. 43.
- Franz, Kapitän z. S., Oberwerftdirektor, Wilhelmshaven.
- 1140 Freund, Walter, Ingenieur, Direktor der Max Hasse & Co. A.-G., Berlin-Halensee, Kur-fürstendam 71.
- Freywald, Carl, Oberingenieur, Magdeburg, Schönebecker Str. 71.
- Fritz, Nikolaus Hermann, Kaufmann, Ham-burg, Hartzloh 2.
- Fritze, Joh., Ingenieur, Direktor, Dresden, Ste-phaniensstr. 20.
- Frölich, Fr., Dipl.-Ing., Geschäftsführer des Vereins Deutscher Maschinenbau-Anstalten, Berlin NW 7, Friedrich Ebertstr. 27.
- 1145 Fröh, Karl, Dipl.-Ing., Oberingenieur b. Prof. Junkers, Dessau, Friedrichsallee 38.
- Frühling, Curt, Regierungsbaumeister, Braun-schweig, Löwenwall 14.
- Funck, Carl, Kaufmann, Elbing, Friedrich-Wilhelms-Platz 18.
- Galli, Johs., Hüttendirektor a. D., Geheimer Bergrat, Professor für Eisenhüttenkunde a. d. Bergakademie Freiberg i. Sa.
- Ganssaue, Paul, Teilhaber der Firma F. Laeisz, Hamburg, Trostbrücke 1.
- 1150 Gentsch, Wilhelm, Geheimer Regierungsrat, Berlin-Wilmersdorf, Brandenburgische Str. 24
- George, Carl, Ober-Ingenieur u. Maschinen-Inspektor der Hamburg-Südamerikanischen Dampfschiffahrts-Ges., Hamburg, Schäferkamp-allee 39.
- Gerhards, Max, Marine-Oberingenieur, Kiel, Lübecker Chaussee 2.
- Gess, F., Dr., Geh. Hofrat, Professor a. d. Techn. Hochschule, Dresden-A., Reichenbachstr. 59.
- Geyer, Wilh., Regierungsbaumeister a. D., Berlin-Südende, Oehlertstr. 28.
- Giесе, Georg, Kaufmann, Hamburg, Brahm-s-allee 27. 1155
- Glässel, F., Direktor der Roland-Linie A.-G., Bremen.
- Glitz, Erich, i. Firma Otto Wolff, Cöln a. Rh., Zeughausstr. 2.
- Gloth, Friedrich, Ingenieur, Berlin-Wilmersdorf, Rüdeshheimer Str. 3.
- Glüer, Bruno, Korvetten-Kapitän a. D., Berlin, Schöneberger Ufer 31.
- Goedhart, Leonard, Direktor der Gebrüder 1160 Goedhart A.-G., Düsseldorf, Im Rottfeld 7.
- Goldenberg, Rudolf, Dr. jur., Notar, Hamburg, Gr. Burstah 4.
- Goldschmidt, Siegfried, Dr., Geschäftsführer d. Verbandes Deutscher Schiffsmakler, Berlin W 10, Königin-Augusta-Str. 20.
- v. d. Goltz, Rüdiger, Freiherr, Korvettenkapitän a. D., Potsdam, Russische Kolonie 3.
- Göllner, Albert, Direktor, Berlin - Lichtenrade, Berliner Str. 124.
- Göricke, Alfred, Kaufmann, Berlin-Friedenau, 1165 Schwalbacherstr. 6.
- Göricke, Erwin, Fabrikant u. Ingenieur, Berlin NW 87, Tilo-Wardenberg-Str. 15.
- Görtz, Heinr., Dr. jur., Rechtsanwalt u. Notar, Lübeck, Kohlmarkt 7/11.
- Goßler, Oskar, Inhaber d. Fa. John Monning-ton, Hamburg 11, Rödingsmarkt 58.
- Graef, O., Walzwerkdirektor a. D., Lipp-stadt i. W.
- Grattenaue, A., Ingenieur, Deutsche Dampf-schiffahrts-Ges. „Hansa“, Bremen, Schlachte 6. 1170
- Graupe, Adolf, Direktor d. Siemens-Schuckert-Werke, Charlottenburg, Königin-Luise-Str. 10.
- Greiser, G., Fabrikbesitzer, i. Fa. Greiserwerke G. m. b. H., Metallwarenfabrik, Hannover, Angerstr. 11/14.
- Gribel, Ed., Reeder, Stettin, Gr. Lastadie 56.
- Gribel, Franz, Reeder, Stettin, Gr. Lastadie 56.
- Grosse, Carl, Kaufmann, Hamburg 1, Möncke-bergstr. 1. 1175
- Grube, Diedr., Zivilingenieur, Bremen, Wieland-straße 10.
- Grube, Edwin, Direktor der Schichauwerft, Danzig.
- Grünwald, Siegf., Schiffahrts-Direktor, Dresden, Permoserstr. 13 I.
- de Gruyter, Dr. Paul, Stadtrat, Fabrikbesitzer, Wusterhausen a. Dosse, Schloß Bantikow.
- Gürtler, Robert, Fabrikdirektor, Rheinische 1180 Elektrostahlwerke Schöller, von Einem & Co., Bonn.
- Guthknecht, Dipl.-Ing., Patentanwalt, Dort-mund, Brückstr. 2.
- Haack, Heinr. Chr., Schiffsmaschinenbau-In-genieur, Hamburg, Tonndorferstr. 8.
- Haarmann, Ewald, Marine - Stabsingenieur, Kiel-Wieck, Kadettenschule.
- Hackelberg, Eugen, Kaufmann, Berlin-Char-lottenburg, Knesebeckstr. 85.
- Haendler, Edmund, Kaufmann, Mannheim, 1185 Ob. Lindenpark 14.
- Hahn, Georg, Dr. phil., Fabrikbesitzer, Berlin W 10, Tiergartenstr. 21.
- Hahn, Willy, Dr., Justizrat, Berlin W 62, Lützow-Platz 2.

- Hahne mann, W., Ing., Direktor der Signal G. m. b. H., Kiel, Habsburger-Ring, Werk Ravensberg.
- Haller, M., Direktor der Firma Siemens & Halske A.-G. und der Siemens-Schuckertwerke m. b. H. Berlin-Grünwald, Hagenstr. 73.
- 1190 Hammar, Birger, Kaufmann, Stockholm 15, Västra Trädgårdsgatan 4 u. Hamburg, Neuerwall 75.
- Hammler, Ernst, Direktor des Reichswerkes, Spandau, Neuendorferstr. 29—30.
- Hansen, Heinrich, Dipl.-Ing., Direktor u. Vorstandsmitglied der Deutschen Werke A.-G., Berlin-Steglitz, Schloßstr. 10.
- Harbeck, M., Gr. Flottbek b. Hamburg, Theodor-Storm-Str.
- Harms, Gustav, Eisengießereibesitzer, Hamburg 29, Norder-Elb-Str. 77/81.
- 1195 Harryers, Fritz, Direktor d. Deggen dorfer Werft u. Eisenbauges. m. b. H., Deggen dorf a. Donau.
- Hartmann, Otto H., Direktor der Schmidtschen Heißdampf-Gesellschaft, Kassel-Wilhelmshöhe, Rolandstr. 2.
- Harun, Mustafa, Dipl.-Ing., Assistent d. Techn. Hochschule, Berlin-Charlottenburg, Technische Hochschule.
- Haspel, Richard, Direktor, Eberswalde, Kaiser Friedrich-Str. 33.
- Haubold, Carl, Direktor der Maschinenfabrik C. G. Haubold A.-G., Chemnitz.
- 1200 v. Haxthausen, Kontreadmiral a. D., Kiel, Düsternbrooker Weg 70—90, Hauptbücherei d. Mar.-Stat. d. Ostsee.
- Hebbinghaus, Vizeadmiral z. D., Exz., Berlin W 35, Schöneberger Ufer 47.
- Heemsoth, Heinrich, General-Vertreter, Hamburg, Esplanade 6.
- Heesch, Otto, Obergeringieur, Oberlößnitz-Radebeul, Moltkestr. 10.
- Heidmann, Henry W., Ingenieur, Hamburg, Isestr. 132.
- 1205 Heinrich, W., Dipl.-Ing., Kiel, Jägersberg 10.
- Hellmann, Heinrich, Ingenieur u. Direktor, Berlin-Marienfelde, Adolfstr. 74.
- Hellmich, W., Dr.-Ing., Direktor des V. d. I., Berlin NW 7, Friedrich Ebertstr. 27.
- Hemprich, Robert, Dipl.-Ing., Vorstandsmitglied der Waggon- und Maschinenbau-A.-G., Görlitz, Abtlg. Übigau, Dresden-N. 31.
- Henkel, Gustav, Ingenieur und Fabrikbesitzer, Direktor der Herkulesbahn, Kassel-Wilhelmshöhe, Villa Henkel.
- 1210 Henrich, Otto, Generaldirektor d. Siemens-Schuckert-Werke, Berlin-Siemensstadt, Verwaltungsgebäude.
- Hensolt, Johannes, Dipl.-Ing., Reinbek b. Bergedorf, Bismarckstr. 1.
- Herpen, August Th., Dr.-Ing., Leipzig, Waldstraße 78.
- Herwig, August, Hüttenbesitzer, Dillenburg, Oranienstr. 11.
- Herwig, M. jr., Fabrikbesitzer, i. Fa. Eisenwerk Lahn, M. & R. Herwig jr., Dillenburg.
- 1215 Hesse, Paul, Fabrikdirektor, Berlin NW 21, Alt-Moabit 86.
- Heubach, Ernst, Ingenieur, Berlin-Lankwitz, Lessingstr. 7.
- Heymann, Alfred, Fabrikbesitzer, Hamburg 30, Neuer Wall 42.
- Heyne, Walter, Direktor, Deutsche Vacuum Oel A.-G., Wandsbek b. Hamburg, Lindenstr. 34.
- Hiehle, Kurt, Direktor d. Stock-Motorpflug A.-G., Berlin W 10, Hohenzollernstr. 5 a.
- Hincke, Friedrich, preuß. Generalkonsul, Geschäftsinhaber der Nationalbank für Deutschland, Berlin W 56, Tiergartenstr. 34 a. 1220
- Hiorth, Jens Br., Dipl.-Ing., Chefingenieur der Star Centrapropeller A.-G. Hövik, Oslo, Norwegen, Postbox 252.
- Hirsch, Aron, Kaufmann, i. Fa. Hirsch, Kupfer- und Messingwerke A.-G., Berlin NW 40, Kronprinzenufer 5/6.
- Hirt, Fritz, Ing., Direktor des Stahlwerks Becker, A.-G., Charlottenburg, Meinekestr. 2.
- Hissink, Direktor der Bergmann-Elektrizitäts-Werke, Berlin N 65, Oudenarder Str. 32.
- Hitze mann, Rudolf, Direktor der Brückenbau Flender A.-G., Lübeck, Hövelnstr. 7. 1225
- Hjarup, Paul, Ingenieur und Fabrikbesitzer, Berlin N 20, Prinzenallee 24.
- Hoepfner, Kaufmann, Hauptmann d. R., Hamburg, Mittelweg 188.
- v. Hoernes, Hermann, Oberst d. R., Linz a. D., Roseggerstr. 3.
- Hoff, Wilh., Dr.-Ing., Professor, Direktor d. deutschen Versuchsanstalt für Luftfahrt, Berlin-Adlershof.
- Hoffmann, S., Direktor d. Schmidt'schen Heißdampfgesellschaft m. b. H., Kassel-Wilhelmshöhe, Steinhöferstr. 4. 1230
- Hoinkiss, Reinhold, Leiter und Mitinhaber der Rheinischen Metallwerke Goercke & Co., Annen i. W.
- Hollstein, Georg, Dipl.-Ing., Beratender Ingenieur für Hebezeugbau- und Transportwesen, Berlin-Zehlendorf, Schweizerstr. 1a.
- Holzappel, A. C., Fabrikant, New York, West Street 90.
- Holzwarth, Hans, Dipl.-Ing., Mülheim-Ruhr, Seilerstr. 13.
- Hönig, Martin, Dr., Direktor d. David Grove A.-G. Charlottenburg 1, Kaiserin-Augusta-Allee 86. 1235
- Hort, Hermann, Dr. phil., Dipl.-Ing., Ober-Ing., Essen, Irmgardstr. 52.
- Hovemann, John C., Direktor, Paris, rue des Pyramides 19.
- Howaldt, Adolf, Obergeringieur, Lübeck, Mengstraße 16.
- Hübner, K., Direktor, Duisburg, Lutherstr. 32.
- Hülß, Friedr., Obergeringieur u. Prokurist d. Siemens-Schuckert-Werke, Berlin-Halensee, Westfälische Str. 59, II. 1240
- Huß, Carl, Dipl.-Ing. und Patentanwalt, Berlin SW 61, Gitschiner Str. 4.
- Imle, Emil, Dipl.-Ing., Dresden-Loschwitz, Querstr. 15.
- Inden, Hub., Fabrikant, Düsseldorf, Neanderstraße 15.
- Iseler, Albert, Kommerzienrat und Fabrikbesitzer, Leipzig-Plagwitz.
- Ivers, C., Schiffsreeder, Kiel. 1245
- Jacobsen, Louis, Obergeringieur, Hamburg 29, Norder-Elbstr. 4 I.
- Jaeger, G., Reedereidirektor, Mannheim, L. 4. 16.
- Jaeger, Gustav, Dipl.-Ing., Stettin, Kaiser-Wilhelm-Straße, 24, III.
- Jannasch, G. A., Fabrikdirektor, Laurahütte O.-S.
- Jarke, Alfred, Kaufmann i. Fa. Bromberg & Co., Hamburg 1, Alsterdamm 17. 1250
- Jasper, Karl, Kptl. a. D., Berlin-Friedenau, Niedstr. 37.

- Jebesen, J., Reeder, Apenrade.  
 Jochimsen, Karl, Oberingenieur, Berlin-Charlottenburg, Kaiserin-Augusta-Allee 77.  
 Jochmann, Ernst, Oberingenieur der Firma Thyssen & Co. A.-G., Hamburg, Averhoffstr. 4.  
 1255 Joost, J., Direktor der Farbenfabrik Joost, G. m. b. H., Hamburg, Steinhöft 8/11.  
 Jordan, Paul, Direktor der Allg. Elektr.-Ges., Berlin NW 40, Kronprinzenufer 7.  
 Junker, Friedr. Franz, Betriebsdirektor des Pumpen- und Gebläswerkes C. M. Jaeger & Co., Leipzig-Gohlis, Eisenacher Str. 7 I.  
 Junkers, Hugo, Dr.-Ing., Professor, Dessau, Kaiserplatz 21.  
 Jurenka, Rob., Dr.-Ing., Direktor der Deutschen Babcock & Wilcox-Dampfkesselwerke A.-G., Oberhausen (Rheinland).  
 1260 Jütte, Ernst, Direktor, Berlin - Reinickendorf, Berliner Str. 99.  
 Kahlert, Vizeadmiral, Friedenau, Hähnelstr. 13.  
 Kalbe, Otto, Dipl.-Ing., Verbandsdirektor, Berlin W 15, Uhlandstr. 44.  
 Kalkhof, Wilhelm, Ingenieur, Dortmund, Lindemannstr. 57.  
 Kaminski, Paul, Ingenieur, Berlin-Pankow, Binzstr. 35.  
 1265 Kammerhoff, Meno, Direktor, 159 Cleveland Street, Orange, New Jersey, U. S. A.  
 Kauermann, Aug., Ingenieur, Generaldirektor der Maschinenfabrik Schieß, A.-G., Düsseldorf, Cöln Str. 114.  
 Kemperling, Adolf, Direktor der Gebr. Böhler & Co., A.-G., Berlin NW 5, Quitzowstr. 24/26.  
 Kiep, Leisler, Dr., Hamburg - Amerika - Linie, Hamburg I, Alsterdamm 25.  
 Kind, Erwin, Korvettenkapitän a. D., Altona-Ottensen, Bei der Kirche 29.  
 1270 Kindermann, Franz, Ober-Ing. d. Allgem. Elektr.-Ges., Duisburg a. Rh., Meinstr. 56.  
 Kins, Johs., Direktor der Dampfschiff.-Ges. Stern, Berlin NW 40, Kronprinzen-Ufer 2.  
 Kirchberger, G., Freg.-Kap. a. D. u. Direktor, Hohenstein-Ernstthal.  
 Kirchner, Ernst, Kommerzienrat u. Mitglied des Vorstandes der Maschinenbauanstalt Kirchner & Co., Akt.-Ges., Leipzig-Sellerhausen.  
 Kirstein, Büchereivorstand, Hauptbücherei der Marine-Station der Nordsee, Wilhelmshaven, Hollmannstr. 3.  
 1275 Kirsten, Georg, Dipl.-Ing., Wilmersdorf, Zähringerstr. 32.  
 Kisse, K., Ober-Ingenieur, Berlin-Wilmersdorf, Günzelstr. 34.  
 Klawitter, Willi, Kaufmann u. Werftbesitzer, i. Fa. J. W. Klawitter, Danzig.  
 Kleiber, Friedrich, Redakteur der Zeitschrift „Schiffbau“, Berlin-Steglitz, Kissinger Str. 12.  
 Klein, Jacob, Dr.-Ing., Kommerzienrat, Generaldirektor von Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal i. Pfalz.  
 1280 von Klemperer, Herbert, Dr.-Ing., Direktor der Berliner Maschinenbau-Akt.-Ges. vorm. L. Schwartzkopff, Berlin N 4, Chausseestr. 23.  
 Klindwort, Ernst, Dipl.-Ing., Hamburg 23, Papestr. 85, I.  
 Klinger, Gust., Direktor, Berlin-Tempelhof, Saalburgstraße.  
 Klippe, Hans, Ingenieur, Hamburg 1, Ferdinandstraße 30.  
 Klose, Rechnungsrat, Büchereivorsteher, Bücherei des Reichspostministeriums, Berlin W 66.  
 Knackstedt, Ernst, Generaldirektor, Düsseldorf, Achenbachstr. 107. 1285  
 Koch, Peter, Ingenieur, Hannover, Hindenburgstraße 28.  
 Köcher, Robert, Ingenieur und Yachtkonstrukteur, Berlin W 15, Uhlandstr. 50.  
 Köhler, J., Ing., Eimsbüttel, Ottersbeckallee 13.  
 Köhler, Karl, Techn. Direktor, Werft von Caesar Wollheim, Kosel bei Breslau.  
 Köhn, Adolf, Fregatten-Kapitän (J.), Hamburg 24, Lübecker Str. 147. 1290  
 Köpcke, Max, Direktor der Assecuranz Union von 1865, Hamburg, Trostbrücke 1.  
 Köper, Eugen, Ingenieur, Bergedorf, Grüner Weg 4.  
 Koppen, Korvettenkapitän (J.), Friedenau, Büsingstr. 10a.  
 Koppenberg, Heinrich, Betriebsdirektor des Stahl- u. Walzwerks Riesa der A.-G. Lauchhammer, Gröba, Elbweg 3.  
 Korten, A., Syndikus, Direktor, Vereinigte 1295  
 Hüttenwerke Burbach-Eid-Düdelingen A.-G., Saarbrücken.  
 Kortmann, Paul, Oberingenieur und Fabrikdirektor der B. A. M. A. G. vorm. L. Schwartzkopff, Berlin N 4, Chausseestr. 23.  
 Köse, Fr., Kaufmann, i. Fa. Th. Höeg, Hamburg, Steinhöft 9, Elbhof.  
 Köster, E. W., Dr.-Ing., Baurat u. Generaldirektor Frankfurter Masch.-A.-G., Frankfurt a. M., Roonstraße 4.  
 Kraemer, Theodor, Direktor, Duisburg, Real-  
 schulstr. 84.  
 Krampe, Hugo, kaufm. Direktor, Berlin-Charlottenburg, Kaiserdamm 100. 1300  
 Krayn, M., Verlagsbuchhändler, Berlin W 10, Genthiner Str. 39.  
 Krieger, R., Dr.-Ing., Hüttdirektor, Düsseldorf, Kaiser-Friedrich-Ring 20.  
 Kroebel, R., Ingenieur, Klein-Flottbeck bei Hamburg, Baron-Vogt-Str. 16.  
 Krogmann, Richard, Dr.-Ing., Vorsitzender der See-Berufsgenossenschaft, Hamburg, Trostbrücke 1.  
 Krone, Dr., Minister, Berlin W 9, Wilhelmstr. 79. 1305  
 Krueger, Hans, Vorstandsmitglied der Gelsenkirchener Bergwerks-A.-G., Düsseldorf, Feldstraße 12.  
 Krüger, Hans, Fabrikdirektor, Isolation A.-G., Mannheim.  
 Krüger, Willy, Dr.-Ing., Kommerzienrat, Vorsitzender des Direktoriums der Sächsischen Masch.-Fabr. vorm. Rich. Hartmann A.-G., Chemnitz, Kaßbergstr. 36.  
 Krumm, Alfred, Mitinhaber der Firma Krumm & Co., Remscheid, Lindenstr. 57.  
 Kuhnke, Fabrikant, Kiel, Forstweg 19. 1310  
 Kunstmann, Arthur, Konsul und Reeder, Stettin, Dohrnstr. 1.  
 Kunstmann, W., Konsul und Reeder, Stettin, Bollwerk 1.  
 Kux, Eduard, Dr.-Ing., Vorstandsmitglied der Gebr. Körting A.-G., Hannover-Linden, Badenstedter Str. 75.  
 Landsberg, Oberbaurat, Kanal-Direktor, Berlin W 10, Viktoriastr. 17.  
 Lange, Ernst, Dipl.-Ing., Oberingenieur b. techn. Betrieb des Norddeutschen Lloyd, Geestemünde, 1315  
 Schultzstr. 5.  
 Lange, Hans, Kapitän, Karmin auf Usedom.  
 Lange, Karl, Dipl.-Ing., Bremen, An der Schlachte 20.

- Langen, A., Dr., Direktor der Gasmotoren-Fabrik Deutz, Cöln, Fürst-Pückler-Str. 14.
- v. Langen, Fritz, Kommerzienrat, Fabrikbesitzer, Haus Tanneck b. Elsdorf, Rheinland.
- 1320 Langner, Major, Mitinhaber der Greiserwerke G. m. b. H., Hannover, Charlottenburg, Tegeler Weg 101.
- Lans, Otto, Konter-Admiral a. D., Bevollmächt. der Gasmotorenfabrik Deutz, Berlin-Nikolassee, Sudetenstr. 52.
- v. Lans, W., Admiral à la suite des Seeoffizierkorps, Exzellenz, Charlottenburg 9, Kaiserdamm 39.
- Läsch, Otto, Mitarbeiter bei der Deutsch-Australischen Dampfschiff.-Ges., Hamburg 4, Hochstr. 10.
- Laurick, Carl, Ingenieur, Berlin SW 47, Yorkstraße 80.
- 1325 Lawaczek, Franz, Dr.-Ing., Oberingenieur, München, Baierbrunner Str. 17.
- Lawrenz, Paul, Dipl.-Ing., Gebr. Sulzer A.-G., Ludwigshafen a. Rh.
- Lazarus, Victor, Ingenieur, Wien IV, Allee-gasse 8.
- Leitholf, Otto, Zivilingenieur, Berlin SW 11, Hallesche Str. 19.
- Lenz, Richard, Direktor der Rheinmetall-Edelstahl-Vertriebs-G. m. b. H., Berlin-Charlottenburg, Pestalozzistr. 55.
- 1330 Leopold, Heinz Jaques, Direktor, Kgl. Rumänischer Generalkonsul, Hamburg, Rathausmarkt 7.
- Lewerenz, Alfred, i. Fa. Deurer & Kaufmann, Hamburg, Hagenau 50a.
- Lienau, Alfred, Ingenieur, Hamburg 1, Große Bäckerstr. 6.
- Lippart, G., Dr.-Ing., Baurat, Direktor der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.-G., Nürnberg, Tiergartenstr. 10.
- List, Friedrich, Dr., Bibliothekar der Techn. Hochschule Darmstadt, Mathildenstr. 10.
- 1335 Litz, Valentin, Dr., Betriebsdirektor bei A. Borsig, Berlin-Tegel.
- Loeck, Otto, Kaufmann, Hamburg, Agnesstr. 22.
- v. Loewenstein zu Loewenstein, Hans, Bergassessor und Geschäftsführer, Essen (Ruhr), Friedrichstr. 2.
- Loewer, Kurt, Dipl.-Ing., Bremen, Kl. Allee, Technische Staatslehranstalten.
- Lonke, Hermann, Direktor der Nordseewerke, Emden.
- 1340 Lorenz, Hans, Dr., Dr.-Ing., Geheimer Regierungsrat und Professor an der Techn. Hochschule in Danzig-Langfuhr, Johannsberg 7.
- Lorenz, Max, Dipl.-Ing., Oberingenieur der Siemens-Schuckert-Werke, Berlin W 15, Bayerische Str. 6.
- Lothes, P., Oberingenieur, Blankenese, Marienhöhe, Wedeler Chaussee.
- Lotzin, Willy, Kaufmann, Danzig, Brabank 3.
- Loubier, G., Patentanwalt, Berlin SW 61, Belle-Alliance-Platz 17.
- 1345 Löwenberg, Martin, Prokurist, Berlin W 10, Drakestr. 1.
- Lübbert, Staatl. Fischereidirektor, Kuxhaven, Am Seedeich 5.
- Lübcke, Charles, Expert des Vereines Hamburger Assecuradeure, Hamburg 22, Richardstraße 38.
- Lueg, E., Ingenieur, i. Fa. Haniel & Lueg, Düsseldorf-Grafenberg.
- Lüders, W. M. Ch., Fabrikant, Hamburg 9, Nordereibstr. 31.
- Lüdders, Peter, Senator, Fabrikant i. F. Christiansen & Meyer, Maschinen- und Dampfkesselfabrik, Harburg a. d. Elbe. 1350
- Lühr, Eduard, Ingenieur, Betriebsleiter der Abt. Montania von Orenstein & Koppel, A.-G., Nordhausen, Ulbrichstr. 17.
- Lux, Fritz, Elektro-Ingenieur, Ludwigshafen a. Rh., Ludwigsplatz 9.
- Lyth, Paul, Ingenieur, Lidingö Villastad, Schweden.
- Maaß, Robert, Kaufmann, Hamburg 9, Kuhberg 8.
- Macke, Theodor, Oberingenieur u. Inspektor, Hamburg 24, Ifflandstr. 8. 1355
- Markau, Karl, Dr., Prokurist der A. E. G. Berlin O. 17, Ehrenbergstr. 11—14.
- Martini, Kapitän z. S. a. D., Danzig, Petterhagergasse 3/5.
- von Matern, John A., Direktor und Chef der Stora Kopparbergs Bergslags Aktiebolag, London, London, E. C. Laurence Pountney, Hill 6.
- Matschoss, Conrad, Professor, Dr.-Ing., Direktor des Vereins Deutscher Ingenieure, Berlin NW 7, Friedrich Ebertstr. 27.
- Mattenklott, Otto, Direktor der Metallwerke von Galkowski & Kielblock A.-G., Eberswalde, Neue Kreuzstr. 15. 1360
- Maybach, Karl, Direktor, Friedrichshafen a. Bodensee, Zeppelinstr. 21.
- Meck, Bernhard, i. Fa. Ernst Mecks Stanz- und Preßwerk, Nürnberg.
- Meer, G., Dr.-Ing., Direktor, Hannover-Linden, Hamelner Str. 1.
- Meier, Ernst, Direktor der M. A. G. Balke-Bochum, Neubeckum i. Westf.
- Menge, Wilh., Mitinhaber d. Firma Greiserwerke, Hannover, Sedanstr. 5. 1365
- Merkel, Carl, Ingenieur, i. Fa. Willbrandt & Co., Hamburg, Mattentwiete 24.
- Merz, Dr., Professor, Direktor d. Instituts für Meereskunde, Berlin NW 7, Georgenstr. 34/36.
- Meuthen, Wilh., Kaufmann, Mannheim, C 4. 11.
- Meyer, Eugen, Leoni am Starnberger See.
- Meyer, P., Professor a. d. Techn. Hochschule, Delft, Holland, Heemskerckstraat 19. 1370
- Meyer, W., Justizrat, Hannover, Wilhelmstr. 5.
- Michaelis, Ludwig, Dr., Direktor des Autogen-Gasakkumulator A.-G., Berlin-Lichtenberg, Herzbergstr. 82/86.
- Mintz, Maxim, Ingenieur und Patentanwalt, Berlin SW 11, Königgrätzer Str. 52.
- Mohr, Otto, Fabrikant, i. Fa. Mannheimer Masch.-Fabr. Mohr & Federhaff, Mannheim.
- Möller, Ludwig, Marine-Stabsingenieur a. D., Expert der Firma H. M. Mutzenbecher, Hamburg, Mundsburger Damm 26, III. 1375
- Möllers, G., Direktor der Deutschen Teerprodukten-Vereinigung, Essen-Ruhr, Bogenstr. 45.
- Mommsen, Hans, Dipl.-Ing., Motoren-Werke Mannheim, vorm. Benz, Abt. stationärer Motorenbau, Mannheim, Sophienstr. 16.
- Mühlberg, Albert, jun., Oberingenieur, Fabrikdirektor, Oberriexingen a. d. Enz (Württ.).
- Mühlberg, Johannes, Konsul, Dresden, Wallstraße 15.
- Müller, Gustav, Dr.-Ing., Staatssekretär z. D., Verwaltungsdirektor der See-Berufsgenossenschaft, Hamburg 8, Zippelhaus 18. 1380

- Müller, Hugo, Bibliothekar des Reichsverkehrsministeriums, Berlin W 66, Leipziger Str. 125.  
Müller, Otto, Oberingenieur, Prokurist, Berlin-Charlottenburg, Knobelsdorffstr. 54.  
Müller, Rudolf, Kaufmann, Leipzig, Steinstraße 55.  
Müller, Wilhelm, Direktorstellvertreter der ersten Donau-Dampfschiffahrts-Gesellschaft, Wien III, Hintere Zollamtsstraße 1.  
1385 Münzesheimer, Martin, Dr. rer. pol., Generaldirektor der Gelsenkirchener Gußstahl- und Eisenwerke, Düsseldorf, Jägerhofstr. 22.
- Nägel, Adolph, Dr.-Ing., Professor, Dresden-A. 24, Zellerschestr. 29.  
Naht, A. W., Kaufmann, Hamburg 1, Semperhaus, Spitalerstr. 10.  
Netter, Ludwig, Regierungsbaumeister a. D. und Fabrikbesitzer, Berlin W 10, Tiergartenstraße 34a.  
Neubauer, Johannes, Dipl.-Ing., Hamburg 37, Klosterallee 25.  
1390 Neuberg, Zivilingenieur, Berlin W 62, Keithstraße 10.  
Neudeck, Martin, Kaufmann, Kiel, Esmarchstraße 18.  
Neufeldt, H., Ing. und Fabrikbesitzer, Kitzberg b. Kiel.  
Neuffer, Felix, Linienschiffsleutnant a. D., Firma Carl Zeiß, Jena, Berlin W 9, Potsdamer Straße 139.  
Neuhaus, Fritz, Dr.-Ing., Baurat, Generaldirektor bei A. Borsig-Tegel, Berlin W 15, Kaiserallee 220.  
1395 Neuhaus, Ludwig, Direktor von A. Borsig, Berlin W 15, Kurfürstendamm 69.  
Neumann, Kurt, Dr.-Ing., ord. Professor an der Techn. Hochschule, Hannover, Hermannstr. 34.  
Neureuther, Karl, Korvetten-Kapitän a. D., München, Lieprunstr. 53.  
Niederquell, Wilhelm, Oberingenieur, Kiel, Walkerdamm 11.  
Niemeyer, Georg, Fabrikbesitzer, Harburg, Metall- u. Eisenwerke.  
1400 Niemeyer, Walter, Kaufmann, Harburg, Metall- u. Eisenwerke.  
Nihlén, August Nicolaus, Direktor der Continentalen Reederei A.-G., Hamburg 1, Bergstraße 7.  
Nissen, Andreas, Oberingenieur, Hamburg, Sierichstr. 20.  
Nissen, Hans, Ingenieur und Werftbesitzer, Berlin SW 68, Oranienstr. 126.  
Nobiling, Heinr., Reeder, Berlin SO 16, Brückenstraße 6b.  
1405 Noë, Maschinenbauingenieur, Professor, Direktor der Danziger Werft, Danzig.  
Noltenius, Fr. H., Direktor d. Atlas-Werke A.-G., Bremen.  
Noske, Ernst, Dipl.-Ing., Altona-Ottensen, Arnoldstr. 28-30.
- Oeking, Rudolf, Fabrikbesitzer, i. Fa. Oeking & Co., Düsseldorf, Kavalleriestr. 27.  
Oettgen, Peter, Dr., Direktor der Waggon- u. Maschinenbau-A.-G. Görlitz, Holteistr. 1.  
1410 Oldekop, Konteradmiral, Chef d. allgemeinen Marineamts, Berlin W 10, Königin-Augusta-Straße 38/42.  
Olsson, Henning, Ingenieur, Direktor der Aktieng. Welin, Gothenburg.
- Oppenheim, Paul, Ingenieur und Fabrikbesitzer, Berlin-Wilmersdorf, Brandenburgische Str. 24.  
Graf von Oppersdorff, Ober-Glogau, Schloß.  
Opitz, Paul, Kapitän, Hamburg, Moltkestr. 6.  
L'Orange, P., Dipl.-Ing., Prosper, Generaldirektor der Motoren-Werke Mannheim A.-G. vorm. Benz, Abt. stationärer Motorenbau in Mannheim, Direktor der Maschb.-Ges. Karlsruhe in Karlsruhe, Mannheim, Waldhofstr. 24. 1415  
Ott, Franz, Generaldirektor der Rhein- und Seeschiffahrts-Gesellschaft, Köln, Volksgartenstr.  
Ott, Max, Dipl.-Ing., Hannover-Kleefeld, Hegelstraße 16, part.  
Otte, W., Vertreter der Schiffswerft Caesar Wollheim in Kosel, Berlin-Wilmersdorf, Hanauer Straße 30.  
Otto, Hans, Korvetten-Kapitän (I) a. D., Berlin-Pankow, Hartwigstr. 108.  
Otto, Oswald, Oberingenieur, Schöneiche bei Friedrichshagen, Waldstr. 77. 1420  
Overath, H., Direktor der Mitteldeutschen Gummiwaren-Fabrik, Frankfurt a. M., Mendelssohnstr. 37.  
Overweg, O., Kaufmann, Hamburg, Admiraltätsstr. 33/34.
- Paasch, Lothar, Kaufmann, Oberleutnant a. D., Berlin-Friedenau, Kaiserallee 114.  
Pahl, Gustav, Finanzrat, Berlin NW 7, Neustädtische Kirchstr. 15.  
Pantke, Marine-Oberstabsingenieur a. D., Berlin-Pankow, Pestalozzistr. 39. 1425  
Pauli, F., Ingenieur, Hamburg-Wandsbek, Apfelhof, Süthornweg.  
Pels, Henry, Fabrikbesitzer, Berlin-Westend, Eichenallee 3.  
Petersen, Otto, Dr.-Ing., Geschäftsführer des Vereins deutscher Eisenhüttenleute, Düsseldorf, Breite Str. 27.  
Pfenninger, Carl, Ingenieur, i. Fa. Melms & Pfenninger, München, Martiusstr. 7.  
Pfleiderer, Carl, Dr.-Ing., Professor an der Technischen Hochschule, Braunschweig. 1430  
Piehler, C., Technischer Direktor, Westf. Stahlw. A.-G., Berlin W 10, Bendlerstr. 36.  
Pieper, Paul, Direktor, Berlin-Wilmersdorf, Bayerische Str. 8.  
Pierburg, Wilhelm, Generaldirektor, Berlin-Halensee, Kurfürstendamm 111.  
Platz, Richard, Generaldirektor der Hackethal Draht- und Kabel-Werke A.-G., Hannover, Richard-Wagner-Str. 23.  
Pohlig, Julius, Direktor der J. Pohlig A.-G., Köln-Zollstock. 1435  
Pohlmann, Hans, Ingenieur u. Fabrikant, Hamburg 1, Bieberhaus, II. St.  
Popp, P., Oberingenieur, Hamburg, Tornquiststraße 15.  
Pötter, Wilh., Direktor, in Fa. Ferd. Müller, Hamburg 6, Schanzenstr. 75/77, Tritonhaus.  
Potthoff, Hermann, Regierungsbaumeister a. D., Direktor der Rheinischen Metallwaren- und Maschinenfabrik, Düsseldorf, Sybelstr. 1.  
Prager, Curt, Ingenieur, Berlin-Wilmersdorf, Nikolsburger Str. 6. 1440  
Prandtl, Ludw., Dr. phil., Prof. a. d. Universität in Göttingen, Göttingen, Bergstr. 15.  
Predeck, Albert, Dr. phil., Hochschulbibliothekar, Techn. Hochschule, Danzig.  
Projahn, Heinr., Betriebsdirektor der Gelsenkirchener Bergwerks-A.-G., Gießerei Gelsenkirchen, Oskarstraße 16.

- Puck, Vorstandsmitglied der Reederei-A.-G. von 1896, Hamburg, Steinhof 8—10, Elbhof.
- 1445 Radinger, A. E., Fabrikdirektor, H. Putsch & Co., Hagen i. W.
- Radouloff, Konstantin, Ingenieur, Berlin, Technische Hochschule, Zeichnersaal 428.
- Rah t j e n, J. Frank, Kaufmann, Hamburg, Mittelweg 19.
- Ranft, P., Baurat, Leipzig, Kurze Str. 1.
- Rasch, Georg, Hüttendirektor, Berlin N 4, Chaussee-  
str. 13.
- 1450 Raschen, Herm., Ingenieur der Chem. Fabriken Griesheim-Elektron, Griesheim a. M., Hauptstraße 2.
- Redlin, Johannes, Gerichtsassessor a. D., Syndikus, Berlin-Charlottenburg 1, Berliner Str. 97.
- Regenbogen, Konrad, Dr.-Ing., Maschinenbau-Direktor der Fried. Krupp A.-G., Germania-Werft, Kiel, Reventlow-Allee 24.
- Rehfeld, Ernst, Direktor, Deutsche Niles-Werke, Berlin-Weißensee.
- Reh fus, Wilh., Dr.-Ing., Stuttgart, Herdweg 76.
- 1455 Rehmann, Fritz, Direktor der Reederei Stachelhaus & Buchloh, G. m. b. H., Mülheim a. d. Ruhr, Friedrichstr. 26.
- Rehmke, Hans, Dr., Gerichtsassessor, Syndikus des Zentralvereins deutscher Reeder, Hamburg, Adolfsbrücke 9—11.
- Reichel, W., Dr.-Ing., Geheimrat, Professor, Direktor der Siemens-Schuckert-Werke, Berlin-Lankwitz, Beethovenstr. 14.
- Reiff, Wilhelm, Oberstleutnant a. D., Geschäftsführer d. Gesamtverbandes deutscher Metallgießereien, Hagen i. W., Blumenstr. 21.
- Reinhardt, Karl, Dr.-Ing., Generaldirektor bei Schüchtermann & Kremer, Dortmund, Körnerbachstr. 2.
- 1460 Reissner, Hans, Dr.-Ing., Professor d. Techn. Hochschule, Berlin-Charlottenburg, Ortelsburg-Allee 4.
- Reilstab, Ludwig, Dr., Direktor der Thermophon Ges., Nikolasee bei Berlin, An der Rehwiese 31.
- Resow, H., Dr., Direktor bei Fried. Krupp, Stahlwerk Annen (Kr. Hörde).
- Reusch, Paul, Dr.-Ing., Kommerzienrat, Vorstandsmitglied der Gutehoffnungshütte, Oberhausen, Rheinland.
- Reuter, Wolfgang, Generaldirektor der Deutschen Maschinenfabrik-A.-G. Duisburg, Duisburg.
- 1465 Rickert, F., Dr., Verleger der „Danziger Zeitung“, Danzig, Karrenwall 9.
- Riedel, Karl, Schiffskapitän, Mannheim-Freudenheim, Hauptstr. 137.
- Ringe, Hermann, Werftdirektor, Lehe bei Bremerhaven, Hafenstr. 224.
- Rischowski, Alb., Vertreter der Firma Caesar Wollheim, Breslau, Jahnstr. 34.
- Ritter, Th., i. Fa. Woermann-Linie, Hamburg 39, Willistr. 15.
- 1470 Röchling, L., Kommerzienrat u. Fabrikbesitzer, Völklingen a. d. Saar.
- Rodin, Woldemar, Dipl.-Ing., Lobendorf bei Blumenthal, Unterweser, Villa Hachez, Hannover.
- Rogge, Vize-Admiral a. D., Exc., Berlin-Wilmersdorf, Nikolsburgerstr. 8/9.
- Rohde, Paul, Inhaber der Fa. Otto Mannsfeld & Co., Berlin W 8, Mohrenstr. 54/55.
- Rolle, M., Architekt, Berlin W 15, Fasanenstr. 57.
- Rollmann, Admiral z. D., Exzellenz, Blankenburg a. H., Rübeländer Str. 25.
- Rompano, C., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 19, Weidenstieg 8 III.
- Roser, E., Dr.-Ing., Direktor, Mülheim-Ruhr, Johannesstr. 2.
- Roser, Heinrich, Dipl.-Ing., Direktor der Firma Werner & Pfeleiderer, Cannstatt a. Neckar, Ludwigstr. 42.
- Roux, Direktor d. Askania-Werke A.-G., Berlin-Friedenau, Kaiser-Allee 87/88.
- Rubbel, H., Direktor, Düsseldorf, Sommersstraße 10. 1480
- Rudeloff, E. G., Direktor d. Mineralölwerke Rhenania A.-G., Hamburg, Alsterdamm 16/19.
- Ruth, Gustav, Chemische u. Lackfabriken, Wandsbek-Hamburg, Feldstr. 136/142.
- Sachse, Walter, Kapitän und Oberinspektor der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Parkallee 62.
- Sachsenberg, Hans, Direktor in Junkers Flugzeugwerk, Dessau, Antoinettenstr. 4.
- Sachsenberg, Paul, Kommerzienrat, Dessau, 1485 Mariannenstr. 1.
- Sadger, Adolph, Ingenieur, Direktor, Berlin-Tempelhof, Kaiserkorso 69.
- Salomon, B., Professor, Generaldirektor, Frankfurt a. M., Westendstr. 25.
- Sarrazin, Otto, Dr., Direktor, Charlottenburg, Lindenallee 18.
- Sarnow, Albert, Oberingenieur u. Prokurist d. Eisen- u. Stahlwerks Gruson & Co., Magdeburg-Buckau, Schönebecker Str. 70.
- Sass, Friedr., Dr.-Ing., Berlin-Charlottenburg, 1490 Sophie-Charlotte-Str. 57/58.
- Schadt, Walter, Rechtsanwalt, Direktor der deutschen Schiffspfandbriefbank A.-G., Berlin NW 7, Dorotheenstr. 19.
- Schärfte, Franz, Ingenieur, Lübeck, Engeltisch 42/48.
- Scheller, Wilh., Direktor a. D., beratender Ingenieur für Wärmewirtschaft u. Kraftmaschinen, München-Gladbach, Viktoriastr. 60.
- Schenck, Max, Direktor von Schenck und Liebharkort, G. m. b. H., Düsseldorf-Oberkassel, Sonderburger Str. 5a.
- Schetelig, Claudio, Dipl.-Ing., Essen (Ruhr), 1495 Rüttenscheider Platz 9.
- Schiementz, Paul, Fabrikdirektor, Berlin-Waidmannslust, Bondickstr. 67.
- Schiele, Ernst, Dr.-Ing., Inhaber der Fa. Rud. Otto Meyer, Hamburg 23, Pappelallee 23/29.
- Schilling, Dr., Professor, Direktor der Seefahrtsschule, Bremen.
- Schilling, Karl Ernst, Dipl.-Ing., Dessau, Kaiserplatz 9.
- Schimmelbusch, Direktor d. Dampfkessel-Fabrik vorm. Arthur Rodberg A.-G., Darmstadt, Schollweg 2. 1500
- Schinkel, Otto, Ingenieur, Poggenhagen b. Neustadt a. Rügenberge.
- Schirmacher, Albert, Ingenieur und Fabrikdirektor, Berlin W 30, Landshuterstr. 29.
- Schippmann, Karl, Oberingenieur, Kiel, Martensdamm 26.
- Schlotte, Paul, Betriebsingenieur d. A.-G. Lauchhammer, Wittenau, Post Borsigwalde.
- Schmadalla, Joh., Ingenieur und Lehrer für 1505 Masch.- und Schiffbau a. d. Navigationsschule Lübeck, Lübeck, Marlstr. 9 b.

- Schmid, Ehrhardt, Admiral à la suite des Seeoffizierkorps, Exzellenz, Auerbach an d. Bergstraße, Ernst-Ludwig-Promenade 8.
- Schmidt, Emil, Fabrikbesitzer, Hamburg 24, Hofweg 6.
- Schmidt, Friedrich, Fabrikdirektor, Altona-Bahrenfeld, Kluckstr. 4.
- Schmidt, Gerhard, Prokurist d. Signal G. m. b. H., Kiel.
- 1510 Schmidt, Karl, Direktor der A.-E.-G., Berlin NW 87, Eyke-von-Repkow-Platz 3.
- Schmidt, Max, Ingenieur, Direktor, Hirschberg i. Schles.
- Schmidt, Rudolf, Ministerial-Amtmann i. Reichswehrministerium (Marineleitung), Potsdam, Am Kanal 65.
- Schmidt, Wilh., Ingenieur, Benneckenstein, Wernigeroder Str. 1.
- Schmidtlein, C., Ingenieur und Patentanwalt, Berlin SW 11, Königgrätzer Str. 87.
- 1515 Schmitt, A., Fabrikdirektor, Laurahütte, O.-S.
- Schmitz, Paul, Fabrikdirektor, Brake i. Oldenburg.
- Schmitz, Richard, Direktor, Stolberg (Rhld.), i. Firma M. L. Schleicher, Sohn.
- Schmitz, Walther, Dr., Geschäftsführendes Vorstandsmitglied, Duisburg, Haus Rhein.
- Schmuckler, Hans, Direktor b. Breest & Co., Berlin-Frohnau (Mark).
- 1520 Schneider, Heinr., Dipl.-Ing., Winterthur, Schweiz, Züricher Str. 18.
- Schnoeckel, Gustav, Geschäftsführer der Märkischen Fahrzeugwerke G. m. b. H., Potsdam, Neue Königstr. 93.
- Schnorr, Aug., Generaldirektor der Münden-Hildesheimer Gummiwaren-Fabriken, Gebr. Wetzell A.-G., Hildesheim.
- Schönian, Hans, Dipl.-Ing., Direktor d. Vosswerke A.-G., Sarstedt b. Hannover, Giftener Straße 258.
- Schrödter, Albert, Kaufmännischer Direktor Reihertsteg-Schiffswerft und Maschinenfabrik, Hamburg-Langenhorn, Heinfelder Str. 19.
- 1525 Schröter, Richard, Techn. Direktor d. Dampfschiffahrt-Ges. f. d. Nieder- und Mittelrhein, Düsseldorf 71, Bergerufer 1.
- Schrüffer, Alexander, Dr., Rechtsanwalt, Direktor, München, Parkstr. 8.
- Schult, Hans, Ingenieur, i. Fa. W. A. F. Wiechorst & Sohn, Hamburg 24, Lübecker Str. 88.
- Schulte, F., Oberingenieur der Harpener Bergbau-Akt.-Ges., Dortmund, Saarbrücker Str. 49.
- Schultz, Otto, Fabrikbesitzer, Tezettwerk, Berlin-Halensee, Kurfürstendamr 70.
- 1530 Schultze, J., Dr. jur., Direktor der Oldenburg-Portugiesischen Dampfschiffs-Reederei, Hamburg, Mittelweg 38.
- Schultze, Moritz, Vorstands-Mitglied d. Commerz- u. Privatbank A.-G., Berlin W 62, Kurfürstenstr. 115.
- Schümann, C., Fabrikant, Hamburg 20, Eppendorfer Landstr. 79.
- Schütte, Alfred, H., Kommerzienrat, Inhaber d. Fa. Alfr. H. Schütte, Köln-Deutz, Rheinallee.
- Schüttler, Paul, Ingenieur, Direktor der Pallas-Vergaser-Ges., Berlin-Wilmersdorf, Paulsborner Straße 1.
- 1535 Schwanhäusser, Wm., Dir. d. International Steam Pump Co., 115 Broadway, New York.
- v. Schwarze, Fritz, Betriebs-Chef, Oberschl. Eisenbahn-Bedarfs-Akt.-Ges. Abt. Huldshinskywerke, Gleiwitz, Kronprinzenstr. 9.
- v. Schwarze, Horst, Dipl.-Ing., Huckingen (Rhld.).
- Schwerd, Professor a. d. techn. Hochschule, Hannover, Podbielskistr. 14.
- Schwerdt, Carl, Dr. med., Geh. Medizinal-Rat, Gotha, Hindenburgstr. 2.
- Seiffert, Franz, Dr.-Ing., Direktor der Akt.-Ges. Franz Seiffert & Co., Berlin-Eberswalde, Berlin SW 11, Königgrätzer Str. 104. 1540
- Seiler, Max, Patentanwalt, Berlin SW 61, Belle-Alliance-Platz 6a.
- Sening, Aug., Fabrikant, i. Fa. F. A. Sening, Hamburg, Vorsetzen 25/27.
- Senst, Fritz, Dipl.-Ing., Wilhelmshaven, Friedrichenstr. 1.
- Siebel, Werner, Fabrikbesitzer, i. Fa. Bauartikel-Fabrik A. Siebel, Düsseldorf-Grafenberg, Lindenstr. 255.
- Siebert, G., Direktor der Firma F. Schichau, Elbing, Altstädt. Wallstr. 10. 1545
- Siebert, Walter, Dipl.-Ing., Berlin-Friedenau, Kaiserallee 110.
- Siekmann, August, Kapitän, Hamburg 5, Langereihe 83.
- Siedentopf, Otto, Ingenieur und Patentanwalt, Berlin SW 63, Lindenstr. 1.
- Sieg, Waldemar, Kommerzienrat, Direktor der Danziger Reederei-Akt.-Ges. und Vorstandsmitglied der See-Berufsgenossenschaft, Danzig, Langenmarkt 20.
- Siegmund, Walter, Direktor der „Turbina“, Aktien-Gesellschaft, Neubabelsberg. 1550
- v. Siemens, Carl F., Dr.-Ing., Siemensstadt b. Berlin.
- Siemens, S., Maschineninspektor, Bremen, Dampfschiffahrts-Ges. „Neptun“.
- Simony, Theophil, Oberingenieur, Gleiwitz, O.-S., Kronprinzenstr. 9.
- Sitte, H., Direktor der Maffei-Schwartzkopff-Werke, Caputh b. Potsdam, Kol. Friedrichshöhe.
- Söhngen, F., Fabrikdirektor, Dortmund, Alexanderstr. 8. 1555
- Somfleth, J. P., Direktor des Eisenwerks vorm. Nagel & Kaemp A.-G., Hamburg 39, Averhoffstr. 4.
- Sonnek, Max, Ingenieur, Dresden-A. 16, Blasewitzer Str. 37.
- Sorge, Kurt, Dr.-Ing., Vorsitzender Direktor a. D. des Fried. Krupp Grusonwerkes, Berlin-Nikolassee, Teutonenstr. 24.
- Sorge, Otto, Ingenieur, Berlin-Wilmersdorf, Westfälischestr. 92.
- Spalding, Felix, Dipl.-Ing., Versuchs-Anstalt f. Wasserbau u. Schiffbau, Berlin-Lichtenberg, Lückstr. 78. 1560
- Spangenthal, Hugo, Kaufmann, Berlin W 50, Marburger Str. 3.
- Spannhake, Wilhelm, Dipl.-Ing., Professor a. d. Techn. Hochschule, Karlsruhe-Gartenstadt, Auerstr. 26.
- Späth, H., Generaldirektor, Düsseldorf, Ehrenstraße 44.
- Spitzer, Julius, Ingenieur, Direktor der Witkowitz Bergbau- und Eisenhüttengewerkschaft, Eisenwerk Witkowitz, Mähren.
- Spreckelsen, Willy, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Bremen, Wachmannstr. 22. 1565



- Sprenger, William, Kapitän und Reeder, Lübeck, Roockstr. 6a.
- Sprickerhof, Albert, Eisenbahndirektor a. D., Berlin W 30, Am Karlsbad 10.
- Springer, Fritz, Dr.-Ing., Verlagsbuchhändler, Berlin W 9, Linkstr. 23/24.
- Springer, Julius, Dr.-Ing., Verlagsbuchhändler, Zehlendorf-West, Schillerstr. 10.
- 1570 Springorum, Fr., Dr.-Ing., Kommerzienrat und Generaldirektor der Eisen- und Stahlwerke Hoesch A.-G., Dortmund, Eberhardtstraße 20.
- Stachelhaus, Herm., Reeder u. Fabrikant, i. Fa. Stachelhaus & Buchloh, Mannheim E 7, 22.
- Staffel, E., Fabrikbes., Witzenhausen, Bez. Kassel.
- Stahl, Paul, Direktor der Vulcan-Werke, Hamburg 39, Bebelallee 12.
- Stapelfeldt, Franz, Generaldirektor der A.-G. „Weser“, Bremen 13, Parkallee 95.
- 1575 Starkmann, Em., Vertreter der Actiengesellschaft „Weser“ in Bremen, Berlin W 30, Viktoria-Luise-Platz 9.
- v. Stauff, E. G., Direktor der Deutschen Bank, Berlin-Dahlem, Cecilienallee 14/16.
- Stein, Erhard, Fabrikant, Hannover, Stüvestr. 7.
- Stein, Gustav, Dr., Verwaltungsdirektor der Westdeutschen Binnenschiffahrts-Berufsgenossenschaft, Duisburg, Ruhrorter Str. 18.
- Stein, Rich., jr., Fabrikant, Hannover, Stüvestraße 7.
- 1580 Steinbiss, Karl, Eisenbahndirektions-Präsident a. D., Altona-Ottmarschen, Rosenhagenstr. 2.
- Stelljes, Erich, Maschinenbau-Ingenieur, Bremen, Erfurterstr. 36.
- Stentzler, Carl, Vertreter in- u. ausländischer Berg-, Hütten- u. Walzwerke, Berlin-Friedenau, Wilhelm-Hauff-Str. 5.
- Sternberg, Oscar, Kommerzienrat, Königl. Schwed. Vize-Konsul, Generaldirektor, Mannheim, Augusta-Anlage 33.
- Stieghorst, Hermann, Dipl.-Ing., Kiel-Gaarden, Ernestinenstr. 20.
- 1585 Stinnes, Leo, Kommerzienrat, Reeder, Mannheim D 7, 12.
- Stoessel, Paul, Fabrikbesitzer, Düsseldorf, Alt-Pempelfort 24.
- Storck, O., Kaufmann, Direktor, Werft Nobiskrug, Rendsburg.
- Stöve, Oscar, Kaufmann, Bremen, Langenstr. 100.
- Strasser, Geh. Regierungsrat, Direktor im Patentamt, Berlin W 15, Fasanenstr. 64.
- 1590 Stratenwerth, G., Direktor der Union Metall-Ges. m. b. H., Düsseldorf, Schließfach 748.
- Strisower, Julius, Dipl.-Ing., Düsseldorf, Marienstraße 7.
- Strube, A., Dr., Bankdirektor, Deutsche Nationalbank, Bremen, Graf-Moltke-Str. 51.
- Struck, H., Prokurist der Firma F. Laeisz, Hamburg, Trostbrücke 1.
- Stubmann, P., Dr. phil., Senator, Hamburg 39, Wentzelstraße 15.
- 1595 Stumpf, Johannes, Dr., Geheimer Regierungsrat u. Professor, Berlin W 15, Kurfürstendamm 33.
- Sylvester, Emilio, Generaldirektor, Fabrica de Mieras, Ablaño, Spanien.
- Szymanski, Max, Ingenieur, Siegen (Westfalen), Waldstr. 13.
- Tecklenborg, Fritz, Kaufmann, Lehe-Speckenbüttel, Parkstr. 24.
- Tetens, F., Dr. jur., Direktor der Aktien-Gesellschaft „Weser“, Berlin W 35, Potsdamerstr. 27 a.
- Textor, Johannes, Fabrikant, Berlin-Charlottenburg, Kaiserdamm 116.
- Theobald, Wilhelm, Gesellschafter und Direktor der Vereinigten Asbestwerke, Danco-Wetzell & Co., G. m. b. H., Dortmund, Knappenberger Straße 120.
- Theusner, Martin, Dr.-Ing., Generaldirektor des Siegen-Solinger Gußstahl-Akt.-Verein, Berlin W 35, Potsdamer Str. 52.
- Thiele, Ad., Konteradmiral a. D., Reichs-Kommissar bei dem Seeamte Bremerhaven, Bremen, Lothringer Str. 21.
- Thoma, Dieter, Dr.-Ing., Professor, München, Prinzenstr. 10.
- Thomas, Paul, Generaldirektor d. Presse-Walzwerke A.-G. Reisholz u. d. A.-G. Oberbilker Stahlwerk, Düsseldorf 107, Achenbachstr. 6.
- 1600 Thulin, P. G., Vize-Konsul, Stockholm, Skeppsbron 34.
- Tillmann, Oberbaudirektor für Strom- und Hafenaufbau, Bremen, Verwaltungsgebäude am Hafen 1.
- Tirre, Wilh., Direktor bei Haniel & Lueg, Bremen, Kembertisstr. 89.
- Tobias, Friedrich, Direktor d. „Alster“, Hamburger Rück- und Mit-Versicherungs-A.-G., Hamburg, Neß 1.
- 1605 Tolksdorf, B., Patentanwalt, Berlin W 9, Potsdamer Str. 139.
- van Tongel, Richard, Geschäftsführer der van Tongelschen Stahlwerke, Gustrow, Grabenstraße 16 (Mecklenburg).
- Traub, Alois, Direktor bei A. Borsig, G. m. b. H., Berlin-Tegel, Spandauer Str. 3.
- Trauboth, Walter, Obergeringenieur, Berlin-Friedenau, Südwestkorso 69.
- Tromsdorff, Oberbibliothekard der Technischen Hochschule, Hannover.
- Urlaub, Fr., Direktor, Neumühlen-Dietrichsdorf bei Kiel, Howaldtswerke.
- 1610 Urlaub, Paul, Ingenieur u. Fabrikbesitzer, Berlin NW 87, Hansa-Ufer 3.
- Usener, Hans, Dr. phil., Fabrikant, Kiel, Holtenauer Str. 62.
- Vassel, Walter, Obergeringenieur bei A. Borsig, Berlin-Tegel, Hauptstr. 32.
- Vehling, H., Hüttendirektor, Vorstands-Mitglied der Gelsenkirchener Bergwerks-Akt.-Ges., Aachen-Rothe Erde.
- 1620 Vetter, Ernst, Dr., Verlagsbuchhändler, Berlin C 2, Breitestr. 8/9.
- Vielhaben, G. W., Dr. jur., Rechtsanwalt, Hamburg 24, Papenhuder Str. 1.
- Viereck, K., Marine-Oberstabsingenieur, Lütjensee, Holstein.
- Vinnen, Fr. Adolf, Reeder, bayr. Generalkonsul, Bremen, Altenwall 21/23.
- Voerste, Otto, Direktor d. Siemens-Schuckertwerke, Hamburg, Semperhaus, Spitalerstr. 10.
- 1625 Vögler, Albert, Dr.-Ing., Generaldirektor, Dortmund, Deutsch-Luxemb. Berg- u. Hütten-A.-G.
- Vollbett, O. D., Betriebschef des Reparaturbetriebes der Vulcan-Werke, Hamburg, Am Weiher 23.
- Wagenführ, H., Obergeringenieur der Allgem. Elektrizitäts-Gesellsch., Bremen, Wall 77/78.
- Wallwitz, Franz, Direktor der Vulcan-Werke, Groß-Flottbek, Geibelstr. 4.

- Warnholtz, Max, Direktor der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Agnesstr. 42.
- 1630 Weber, Ed., Kaufmann, Hamburg, Brüggehaus.
- Weber, Moritz, Dr., Professor an der technischen Hochschule zu Berlin, Nikolasee, Lückhofstraße 19.
- Weber, Richard, Fabrikant, Berlin-Neubabelsberg, Kaiserstr. 35.
- Weber, Oberregierungsrat im Ministerium des Innern, Oldenburg.
- Wedemeyer, Dr.-Ing., Hüttendirektor, Sterkrade, Rhld., Hüttenstr. 16.
- 1635 Wegener, Erich, Dipl.-Ing., Charlottenburg, Charlottenburger Ufer 6.
- Wehrlin, Harry, OBERINGENIEUR, Berlin-Groß-Lichterfelde, Mittelstr. 6.
- Weickmann, Albert, Patentanwalt und Ingenieur, München-Bogenhausen, Steinbacher Straße 2 II.
- Weidemann, Alex, Kaufm. Direktor d. Schinag, Schiffshof A.-G., Bremen, Domshof 26/30.
- Weidert, Franz, Professor, Dr. phil., Direktor der optischen Anstalt „Goerz“ A.-G., Berlin-Friedenau, Rheinstr. 45/46.
- 1640 Weidtmann, Victor, Dr., Geheimer Bergrat, Generaldirektor, Schloß Rahe, Gemeinde Laurenberg, Landkreis Aachen.
- Weise, Max, Kommerzienrat, Fabrikbesitzer, Kirchheim-Teck, Württemberg.
- Weiss, Julius, Dipl.-Ing., Direktor, Köln-Marienburg, Mehlerstr. 33.
- Weißhuhn, Friedr., Kaufmann, Kiel, Holstenstraße 64.
- Welin, Axel, Ingenieur, The Welin Davit & Engineering Co., London E. C. 3, Hopetown House, Lloyds Avenue, Deutsche Welin-Gesellschaft m. b. H., Hamburg 36, Stadthausbrücke 13.
- 1645 Weller, Bruno, Kaufmann, Potsdam, Jaarmunderstr. 1/2.
- Welter, Otto, Regierungsrat, Waldkirch i. Breisgau, Baden.
- Wempe, Friedrich, OBERINGENIEUR, Cassel-Wilhelmshöhe, Kunoldstr. 49.
- Wendemuth, Dr.-Ing., Oberbaudirektor, Mitglied der Wasserbau-Direktion, Hamburg 14, Dalmannstr. 1.
- Wendler, H., Maschinenbau-Dipl.-Ing., Hamburg 20, Haynstr. 32.
- 1650 Wenske, Wilhelm, Direktor, Zwickau, Sa., Schulgrabenweg 4.
- Wermser, Felix, Regierungsrat, Rendsburg, Saatsee.
- Werner, Siegfried, Dr.-Ing., Gießereibesitzer, Düsseldorf, Lindemannstr. 18.
- Werner, Rich., Direktor der Siemens-Schuckert-Werke, Berlin-Siemensstadt.
- Werners, Paul, Dipl.-Ing., Direktor von H. Büsing, Braunschweig, Elmstr. 40.
- 1655 Wever, Adolf, Kaufmann, Hamburg, Esplanade 5.
- Wever, Paul, Zivilingenieur, Düsseldorf, Faunastraße 39.
- Wiecke, A., Dr., Generaldirektor der Linke-Hofmann-Lauchhammer A.-G., Charlottenburg, Knesebeckstr. 59/60.
- Wieland, Philipp, Dr.-Ing., Geheimer Kommerzienrat, Ulm a. D., Neutorstr. 7.
- Wiemann, Fritz, Mitinhaber der Firma Gebr. Wiemann, Brandenburg a. H.
- Wilhelmi, J., Ingenieur, Blankenese, Neuer Weg 17. 1660
- Wiligut, Imre, Ingenieur, Berlin-Wilmersdorf, Umlandstr. 96 II.
- Wilken, Heinr., Kaufmann, Hamburg, Isestr. 28.
- Wilms, R., OBERINGENIEUR u. Expert d. Bureau Veritas, Essen (Ruhr), Selmastr. 6.
- Winkler, Vizeadmiral z. D., Exzellenz, Saarow b. Fürstenwalde (Spree), Haus Wiking.
- Winter-Günther, Berthold, Dr.-Ing., Geh. Baurat, Direktor, Nürnberg, Siemens-Schuckertwerke, Landgrabenstraße 100. 1665
- Wirtz, Adolf, Dr.-Ing., Vorstandsmitglied der Deutsch-Luxemburgischen Bergwerks- und Hütten-A.-G., Direktor d. Friedrich-Wilhelms-Hütte, Mülheim (Ruhr), Aktienstraße 15.
- Wiß, Ernst, Ingenieur, Direktor der chem. Fabrik Griesheim-Elektron, Griesheim a. M., Feldstr. 2.
- Wittenburg, H. F., Direktor der Rohrbogenwerke, G. m. b. H., Hamburg 23, Hagenau 73.
- Wittmann, Rudolf, Ingenieur u. Geschäftsinhaber d. Gußstahlwerke Wittmann A.-G., Haspe i. W.
- Woermann, Paul, i. Fa. Woermann, Brock & Co., Hamburg, Gr. Reichenstr. 27. 1670
- Wolf, Georg, Ingenieur, Direktor der C. Lorenz A.-G., Berlin-Lichterfelde-Ost, Boothstr. 20.
- Wolf, M., Fabrikbesitzer, i. Fa. R. Wolf, Maschinenfabrik, Magdeburg, Editha-Ring 5.
- Wolfenstetter, Dipl.-Ing., Maschinenbau-OBERINGENIEUR u. Prokurist, Bremen, A.-G. Weser, Bismarckstr. Nr. 199.
- Wolff, J., Fabrikdirektor, Kronberg i. Taunus, Burgweg 5.
- Wolter, Friedr., Dipl.-Ing., Hamburg 39, Flemingstr. 6. 1675
- Wriedt, Hans, Fabrikbesitzer, Kiel, Düsternbrook 36/37.
- Würth, Albert, Dr.-Ing., Generaldirektor der Gebr. Körting A.-G., Körtingsdorf b. Hannover.
- Zapf, Georg, Gen.-Dir., Dr., Köln-Mülheim.
- Zapp, Adolf, Ingenieur, i. Fa. Robert Zapp, Haus Schlatt b. Düsseldorf-Rath.
- Zenker, Admiral, Excellenz, Chef der Marineleitung, Berlin W 10, Königin Augustastr. 38/42. 1680
- Ziegler, E. T., Ingenieur, Sterkrade (Rhld.), Steinbrink 108.
- Zimmer, Aug., Schiffsmakler und Reeder, Fa. Knöhr & Burchardt Nfl., Hamburg 11, Neptunhaus.
- Zimmermann, OBERINGENIEUR, Berlin-Wilmersdorf, Helmstedter Str. 4.
- Zöllich, Hans, Dr. phil., OBERINGENIEUR, Charlottenburg 9, Spandauer Berg 6 III.
- Zschucke, O., Dr. jur., Professor, Geschäftsführendes Präsidialmitglied d. Reichsverbandes der deutschen Privatschiffahrt, Berlin C 2, Burgstraße 29. 1685
- Zürn, W., Mitinhaber und Leiter der Fa. W. Ludolph G. m. b. H., Lehe, Kurfürstenstr. 6. 1686

## 6. Verstorbene Ehrenmitglieder:

SEINE KÖNIGLICHE HOHEIT  
 FRIEDRICH, GROSSHERZOG VON BADEN  
 (seit 1907) † 1907,

Rudolf Haack, Kgl. Baurat, früher Schiffbaudirektor der Stettiner Schiff- und  
 Maschinenbau A.-G. „Vulcan“  
 (seit 1908) † 1909,

Geo Plate, früher Präsident des Norddeutschen Lloyd  
 (seit 1911) † 1914,

Albert Ballin, Dr.-Ing., früher Vorsitzender des Direktoriums der Hamburg-Amerika-Linie  
 (seit 1911) † 1918,

Georg Claussen, Dr.-Ing., Kgl. Baurat, früher Direktor von  
 Joh. C. Tecklenborg A.-G., Geestemünde  
 (seit 1919) † 1919.

## 7. Verstorbener Inhaber der Goldenen Denkmünze:

Rudolf Veith, Dr.-Ing., Wirklicher Geheimer Ober-Baurat  
 (seit 1915) † 1917.

## 8. Verstorbener Inhaber der Silbernen Denkmünze:

Ludwig Gumbel, Dr.-Ing., Professor an der Techn. Hochschule in Berlin  
 (seit 1914) † 1923.

Abgeschlossen am 1. Dezember 1925.

---

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

## II. Gesellschafts-Satzung.

### I. Sitz der Gesellschaft.

#### § 1.

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

### II. Zweck der Gesellschaft.

#### § 2.

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

#### § 3.

Mittel zur Erreichung dieses Zweckes sind:

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

Mittel zur Erreichung dieses Zweckes.

### III. Zusammensetzung der Gesellschaft.

#### § 4.

Die Gesellschaftsmitglieder sind entweder:

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

Gesellschaftsmitglieder.

#### § 5.

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

#### § 6.

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

#### § 7.

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

### IV. Vorstand.

#### § 8.

Der Vorstand der Gesellschaft setzt sich zusammen aus:

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

Vorstand.

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

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

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

## § 9.

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

## § 10.

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

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

## § 11.

Ergänzungs-  
wahlen des  
Vorstandes. Die Mitglieder des Vorstandes werden auf die Dauer von drei Jahren gewählt.

Im ersten Jahre eines Trienniums scheidet der Vorsitzende und die Hälfte der nicht fachmännischen Beisitzer aus; im zweiten Jahre der stellvertretende Vorsitzende und die Hälfte der fachmännischen Beisitzer; im dritten Jahre die übrigen Beisitzer. Eine Wiederwahl ist zulässig.

## § 12.

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

## § 13.

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

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

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

Das Geschäftsjahr ist das Kalenderjahr.

**V. Fachausschuß.**

## § 14.

**Zusammensetzung des Fachausschusses.**

Zusammen-  
setzung. Der Fachausschuß setzt sich zusammen aus:

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

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

## § 15.

**Zweck des Ausschusses.**

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

## § 16.

**Veröffentlichung der Verhandlungen.**

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

**VI. Aufnahmebedingungen und Beiträge.**

## § 17.

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

## § 18.

Aufnahme der  
Mitglieder. Das Gesuch um Aufnahme als Mitglied ist an den Vorstand zu richten, dem das Recht zusteht, den Nachweis zu verlangen, daß die Voraussetzungen des § 6 erfüllt sind. Falls ein solcher Nachweis gefordert

wird, ist er von einem Mitgliede des Vorstandes und drei Gesellschaftsmitgliedern durch Namensunterschrift zu bestätigen, worauf die Aufnahme erfolgt.

## § 19.

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

## § 20.

Jedes Gesellschaftsmitglied zahlt einen jährlichen Beitrag von 20 M., welcher im Januar eines jeden Jahres fällig ist. Sollten Gesellschaftsmitglieder den Jahresbeitrag bis zum 1. Februar nicht entrichtet haben, so wird derselbe durch Postauftrag oder durch Postnachnahme eingezogen. Jahresbeitrag.

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

## § 21.

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

## § 22.

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

## § 23.

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

## § 24.

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

## VII. Versammlungen.

## § 25.

Die Versammlungen der Gesellschaft zerfallen in: Versammlungen.

1. die Hauptversammlung,
2. außerordentliche Versammlungen.

## § 26.

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

Der geschäftliche Teil umfaßt:

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

## § 27.

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

## § 28.

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

## § 29.

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

## § 30.

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

## § 31.

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

## § 32.

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

## § 33.

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

## § 34.

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

**VIII. Auflösung der Gesellschaft.**

## § 35.

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

## § 36.

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

---

### III. Bericht über das 27. Geschäftsjahr 1925.

#### Veränderungen in der Mitgliederliste.

Der schwere auf Deutschland lastende wirtschaftliche Druck hat sich auch in unserer Gesellschaft bemerkbar gemacht. Eine Anzahl unserer Mitglieder, deren Einnahmen sich verringerten, machten von der Stundung der Beiträge Gebrauch, während einige Beschäftigungslose ihren Austritt erklärten. Die Mitgliederzahl belief sich am 1. Dezember 1925 auf 1686, davon waren in die Gesellschaft eingetreten 19 Mitglieder. Gestorben sind 15 Mitglieder. Die Eingetretenen sind:

#### a) als Fachmitglieder:

1. Biles, Sir, John H., Professor, London,
2. Krawutschke, Reinhard, Schiffbauingenieur, Berlin,
3. Kruse, Ludwig, Werftdirektor, Zarkau,
4. Luchsinger, Emil, Dipl.-Ing., Altona,
5. Ohlerich, H., Dipl.-Ing., Kiel,
6. Pollnow, Johannes, Oberingenieur, Hamburg,
7. Telfer, Edmund, Assistent Naval Architects, Newcastle-on-Tyne,
8. Wanner, E., Direktor, Luzern,
9. Weir, Lord, William, Fabrikbesitzer, Glasgow,
10. Wels, Wilhelm, Ingenieur, Werftbesitzer, Heiligenhafen.

#### b) als Mitglieder:

11. Arendt, Erich, Fabrikdirektor, Ludwigshafen,
12. von Dietlein, Heinrich, Kaufmann, Hamburg,
13. Elze, Wilhelm, Technischer Direktor, Berlin,
14. Fritz, N. H., Kaufmann, Hamburg,
15. Hort, Hermann, Dr. phil., Dipl.-Ing., Essen,
16. Heemsoth, Heinrich, Kaufmann, Hamburg,
17. Loewer, Kurt, Dipl.-Ing. (Wissenschaftl. Hilfslehrer), Bremen,
18. Schröter, Richard, Techn. Direktor, Düsseldorf,
19. Zschucke, L. Th. O., Dr. jur., Professor, Volkswirt R. D. V., Berlin.

#### Es starben:

1. Arnhold, Ed., Geh. Kommerzienrat, Berlin,
2. Baumann, Karl, Schiffbau-Ingenieur, Altona-Othmarschen,
3. Bluhm, E., Fabrikdirektor, Berlin,



4. Cellier, E., Geh. Komm.-Rat, Berlin,
5. Fritz, H., Oberingenieur, Elbing,
6. Gaa, C., Dr.-Ing., Direktor, Mannheim,
7. Köhncke, Heinrich, Zivil-Ingenieur, Bremen,
8. Kruth, Paul, Maschinen-Ingenieur, Hamburg,
9. Merten, Paul, Ingenieur, Hamburg,
10. Pagel, Carl, Professor, Dr.-Ing., Generaldirektor, Berlin,
11. Schauseil, M., Sozialpolitischer Beirat d. Seeberufsgenossenschaft, Hamburg,
12. Schulz, Paul, Oberingenieur, Stettin,
13. Steen, Chr., Mitinhaber der Fa. Steen & Nolte, Elmshorn,
14. Stülcken, J. C., Schiffbaumeister, Hamburg-Steinwärder,
15. van Vloten, W., Hüttendirektor, Nunspeet.

#### Wirtschaftliche Lage.

Da wir im Jahre 1924 kein Jahrbuch herausgegeben haben, weil im Herbst 1923 die Hauptversammlung wegen der Inflation ausfallen mußte, so konnten wir dieses Jahr mit einem Betrage von 18000 M. abschließen, wie die folgende Abrechnung zeigt:

Einnahmen.	1924.	Ausgaben.	
1. Kassenbestand am 1. Januar 1924 . . . . .	26.00	1. Versand von Jahrbüchern	1 432.52
2. Bankguthaben am 1. Januar 1924 . . . . .	— —	2. Gehälter . . . . .	1 890.00
3. Postscheckguthaben am 1. Januar 1924 . . . . .	37.35	3. Kanzleibedarf . . . . .	1 422.20
4. Beiträge . . . . .	26 704.47	4. Post . . . . .	1 134.18
5. Eintrittsgelder . . . . .	300.00	5. Bücherei . . . . .	1.35
6. Lebenslängliche Beiträge	2 000.00	6. Drucksachen . . . . .	299.02
7. Sonderbeiträge . . . . .	5.00	7. Spenden und Beiträge .	407.60
8. Jahrbuch-Ertrag . . . . .	3 572.90	8. Verschiedenes . . . . .	6 813.54
9. Einnahmen für den Einband und Porto . . . . .	324.00	9. Hauptversammlung . .	2 728.05
10. Zinsen aus Wertpapieren und Bankguthaben . . . . .	1 279.70	10. Bankbestand am 31. Dezember 1924 . . . . .	16 351.00
	M. 34 249.42	11. Kassenbestand am 31. Dezember 1924 . . . . .	31.92
		12. Postscheckbestand am 31. Dezember 1924 . . . . .	1 738.04
		M. 34 249.42	

Berlin, den 31. Dezember 1924.

Geprüft und richtig befunden.

Berlin, den 3. Juni 1925.

gez. Carl Schulthes.

gez. P. Krainer.

Von unseren lebenslänglichen Mitgliedern haben sich nur 15 Herren von der Zahlung der Jahresbeiträge ausgeschlossen und auf die Zustellung eines Jahrbuches verzichtet. Von den Mitgliedern zahlten 193 Herren den Jahresbeitrag in vierteljährlichen, 128 Herren in halbjährlichen Raten. Aus dem Überschuß des Jahres 1924 und den Beiträgen für 1925 konnten wir, wie in der Hauptversammlung 1924 in Aussicht gestellt wurde, 2 gebundene Jahrbücher herausgeben. Das für 1924 enthält die im Herbst dieses Jahres gehaltenen Vorträge und das für 1925 ein Inhalts-, Namen- und Sachverzeichnis der ersten 25 Jahrbücher, wie es von vielen unserer Mitglieder sicher seit langer Zeit gewünscht wurde. Wir waren nun auch in der Lage, einen größeren Betrag für unsere Bücherei auszugeben, um sie nach und nach wieder auf die Höhe von 1914 zu bringen.

### **Fachausschuß.**

Die erste Sitzung fand am 2. Juli in Hamburg statt, und zwar im Verwaltungsgebäude der Vulcan-Werke.

Vor Beginn der Sitzung wurde von den anwesenden Fachausschußmitgliedern das Motorschiff „Duisburg“, erbaut von den Vulcan-Werken für die Deutsch-Austral- und Kosmos-Linien, besichtigt. Insbesondere wurde die neuartige Maschinenanlage (schnellaufende Ölmotoren in Verbindung mit dem bekannten Vulcan-Getriebe) in Augenschein genommen und Maschinenmanöver bei vertäutem Schiff vorgeführt.

Im Anschluß an die Besichtigung der „Duisburg“ fand die Sitzung statt. Der Vorsitzende gab zunächst folgendes bekannt:

„In der Zusammensetzung des Fachausschusses ist insofern eine Veränderung eingetreten, als auf Beschluß des Vorstandes der S. T. G. an Stelle des Herrn Geheimen Marine-Oberbaurat Müller, der dem Fachausschuß als Vertreter des Vorstandes angehört hat, nach erfolgtem Ausscheiden aus dem Vorstande der S. T. G. Herr Geheimer Marine-Oberbaurat Presse getreten ist. Ferner hat der Vorstand beschlossen, § 14 der Satzungen des Fachausschusses, Punkt 6 und 7: ‚Der Fachausschuß setzt sich zusammen aus je einem Schiffbau oder Schiffsmaschinenbau vortragenden Professor von den Technischen Hochschulen Berlin oder Danzig‘, dahin auszulegen, daß auch einer dieser Technischen Hochschulen beide Professoren angehören dürfen. Dementsprechend verbleibt Herr Professor Dr. Föttinger, der von Danzig nach Berlin versetzt wurde, Mitglied des Fachausschusses.

Des weiteren hat der Vorstand beschlossen, daß der Fachausschuß das Recht haben soll, zu seinen Sitzungen Gäste und Sachverständige einzuladen, die aber nur beratende Stimme besitzen.“

Es wurde sodann beschlossen, dem Vorstand einen Antrag zu unterbreiten, wie folgt:

„Die Anzahl der Mitglieder des Fachausschusses soll bis zu 12 betragen; in dieser Zahl sollen 3 Professoren enthalten sein, von denen einer aus Danzig sein muß.“

Des weiteren beschäftigte sich der Fachausschuß mit den für die Hauptversammlung in Aussicht genommenen Vorträgen, und wurde über die Wichtig-

keit derselben im einzelnen diskutiert und Anregung zur Hereinholung weiterer Vorträge gegeben.

Auch wurden weitere wichtige technische Vorkommnisse auf dem Gebiete des Schiff- und Schiffsmaschinenbaues besprochen und der Beschluß gefaßt, mit der Veröffentlichung technischer Notizen weiter fortzufahren.

Ferner beschäftigte sich der Fachausschuß mit der Frage der Beschaffung von geeignetem Material an Drucksachen technischen Inhaltes und von Zeichnungen, welches evtl. studentischen Vereinen an Hochschulen und sonstigen Lehrstellen übermittelt werden könnte.

Schließlich wurde noch die Frage der Erweiterung des Arbeitsgebietes des Fachausschusses berührt, und wird über diesen Punkt in einer späteren Sitzung weiterberaten werden.

Die zweite Sitzung fand am 9. November in Berlin statt. In dieser Sitzung beschäftigte sich der Fachausschuß zunächst mit dem Antrag, betreffend die Zuwahl weiterer vier Mitglieder. Hierzu findet sich in der Niederschrift der 83. Sitzung des Vorstandes der Schiffbautechnischen Gesellschaft unter Punkt 5 folgende Protokollierung:

„Herr Dr. Bauer regt an, den Fachausschuß auf 12 Personen zu erweitern. Der Vorstand beschließt, eine Ergänzung der Satzung auf der Hauptversammlung zu beantragen, dahingehend, daß der Ausschuß das Recht erhält, zu den 8 ständigen Mitgliedern des Fachausschusses 4 weitere mit Sitz und Stimme zu kooptieren. Herr Dr. Bauer übernimmt es, dies als Antrag für die Hauptversammlung zu formulieren.“

Dieser Antrag des Fachausschusses soll der Hauptversammlung unter folgender Fassung vorgelegt werden: § 14 der Satzung erhält den Zusatz:

„Der Fachausschuß ist berechtigt, sich nach freier Wahl durch vier stimmberechtigte Mitglieder zu erweitern.“

Im Verlauf der Sitzung wurden von den anwesenden Mitgliedern die für die Zuwahl evtl. in Frage kommenden Herren in Vorschlag gebracht, und der Vorsitzende übernahm es, mit den betreffenden Herren vor Annahme des Antrages Fühlung zu nehmen.

Des weiteren beschäftigte sich der F.-A. mit den Vorbereitungen für die Hauptversammlung, namentlich mit der Vermittlung der Diskussionsredner für die Vorträge.

Sodann verhandelte der F.-A. nach Erledigung einiger Fragen allgemeiner Art über die vom Vorsitzenden gegebene Anregung betreffend Abhaltung von Sprechabenden des F.-A.

Die Mitteilungen an den Sprechabenden sollen in der Weise erfolgen, daß 2 oder 3 Herren ein kurzes Referat über die einschlägige Materie erstatten, woran sich eine Erörterung schließt. Dieser Anregung wurde von den Mitgliedern des F.-A. mit Rücksicht auf den zu erwartenden guten Erfolg zugestimmt und beschlossen, die Vorarbeiten hierfür baldigst aufzunehmen.

Mit der Veröffentlichung wichtiger technischer Vorkommnisse auf dem Gebiete des Schiff- und Schiffsmaschinenbaues wurde weiter fortgefahren, und zwar erschien im Heft Nr. 21 vom 7. November 1925 „Werft, Reederei und Hafen“ eine weitere Mitteilung über „Torsionsschwingungen bei Schiffsmaschinenanlagen mit Kolbendampfmaschinen“.

## **Tätigkeit der Gesellschaft.**

Über die

### **Weltkraftkonferenz**

berichtet Herr Professor Matschoß:

Die Summe von Arbeit, die allein in den Vorträgen für die erste Weltkraftkonferenz 1924 geleistet wurde, liegt heute in 4 dicken Bänden vor. Glücklicherweise hat man sich entschlossen, als 5. Band ein ausführliches Sachregister herauszugeben, das allein es ermöglicht, in dieser Menge von Stoff sich zurechtzufinden. Es sind so viele Exemplare des Gesamtwerkes bereits verkauft, daß heute schon die sehr erheblichen Geldmittel, die für die Drucklegung aufgewendet werden mußten, als gedeckt anzusehen sind.

Die Organisation der Weltkraftkonferenz besteht heute aus nationalen Komitees, die in den einzelnen Ländern gebildet worden sind. Die Vertreter dieser nationalen Komitees bilden den Zentralarbeitsausschuß in London, an dessen Spitze der erfolgreiche Organisator der ersten Weltkraftkonferenz, Herr Dunlop, steht. Die Geschäftsführung des Zentralarbeitsausschusses hatte die Vertreter der Länder zu einer Sitzung nach London eingeladen. Dieser große Arbeitsausschuß sollte über wichtige Fragen der weiteren Organisation Vorschläge ausarbeiten, die den nationalen Komitees der einzelnen Länder unterbreitet werden sollen. Die Sitzungen fanden vom 27. bis 30. Juli in London statt. Es waren durch 23 Abgeordnete 20 Länder vertreten, und zwar Australien, China, Dänemark, Deutschland, Großbritannien, Holland, Indien, Irischer Freistaat, Italien, Japan, Kanada, Kolumbien, Luxemburg, Niederländisch-Indien, Norwegen, Peru, Rußland, Schweden, die Schweiz und die Vereinigten Staaten von Nordamerika.

Deutschland war durch den Geschäftsführer des deutschen nationalen Komitees, Prof. C. Matschoß, vertreten. Die Ergebnisse dieser eingehenden Beratungen in London waren getragen von demselben Wunsch einheitlichen Zusammenarbeitens zwischen allen Völkern, wie er bereits bei der ersten Weltkraftkonferenz so stark zum Ausdruck kam. Auf Einzelheiten wird später, wenn die Vorschläge schriftlich vorliegen und von den einzelnen nationalen Komitees bearbeitet sein werden, zurückzukommen sein. Interessieren wird aber heute bereits, daß der Zentralarbeitsausschuß der Ansicht war, man könne eine große Vollsitzung der Weltkraftkonferenz nicht vor 1930 wieder zusammenberufen. Den Ort der nächsten Weltkraftkonferenz schon heute zu bestimmen, wurde als verfrüht angesehen.

Um die Vollsitzung planmäßig vorzubereiten und um das Interesse an den Fragen der Konferenz in den einzelnen Ländern wach zu erhalten, wurde es als zulässig und als wünschenswert bezeichnet, in der Zwischenzeit Teilsitzungen mit beschränktem Programm abzuhalten. In dieser Beschränkung wurde auch die Einladung der Schweiz, bereits 1926 in Basel in Verbindung mit der Ausstellung für Wasserkraft und Binnenschifffahrt die Weltkraftkonferenz tagen zu lassen, angenommen. Es wird also in der zweiten Hälfte des nächsten Jahres in Basel diese erste Teilsitzung der Kraftkonferenz stattfinden. Zugleich sollen die Delegierten aller Länder zu einer Sitzung in Basel zusammentreten. Man plant, in

Basel in erster Linie die Fragen der Elektrizitätsgewinnung durch Wasserkraft, den elektrischen Ausbau und Betrieb der Eisenbahnen und die Anwendung der Elektrizität in der Landwirtschaft zu behandeln, und zwar sollen nicht nur die technischen Gesichtspunkte, sondern vor allem auch die durch die gesetzlichen Bestimmungen der Länder geschaffene Lage und die rein wirtschaftlichen und finanziellen Gesichtspunkte eingehend berücksichtigt werden.

Ferner hat man sich grundsätzlich dafür ausgesprochen, daß in großen geographischen Einheiten wie Europa, Nord- und Südamerika, Afrika, ferner Osten und Austral-Asien zwischen den Vollkonferenzen solche Konferenzen mit beschränktem Programm stattfinden könnten, zu denen aber jedesmal alle Länder einzuladen wären. Die Programme würden durch den Zentralausschuß zu billigen sein. Weiterhin ist die Notwendigkeit klar erkannt worden, die weiteren Arbeiten der Konferenz auch durch das gedruckte Wort planmäßig vorzubereiten. Es wird darüber verhandelt, ob nicht in längeren Zeiträumen eine internationale Zeitschrift besonderer Art, die in mehreren Sprachen abzufassen wäre, herausgegeben werden könnte. Diese Fragen, wie manche anderen, werden aber erst in den einzelnen Ländern eingehend zu behandeln sein, ehe hierüber Endgültiges gesagt werden kann. Wenn der Geist einheitlichen Zusammenarbeitens, wie er auch bei dieser Sitzung in London zum Ausdruck kam, erhalten bleibt, kann mit die Technik wesentlich fördernden Ergebnissen dieser internationalen Zusammenarbeit gerechnet werden.

#### a) Der Deutsche Verband technisch-wissenschaftlicher Vereine

erstattete den folgenden Jahresbericht:

##### Esperanto

In Anbetracht der bedeutenden Förderung, die die Welthilfssprache Esperanto in den letzten Jahren von maßgebenden Stellen erfahren hat, hat der Deutsche Verband zu den im Mai ds. Js. in Paris abgehaltenen Esperantokonferenzen sowie zu dem im August ds. Js. in Genf abgehaltenen 17. Welt-Esperanto-Kongreß Vertreter entsandt. Um den Mitgliedern der uns angeschlossenen Vereine und Verbände Gelegenheit zu geben, Esperanto in einer ihrem Bildungsstand und den von ihnen verfolgten Zwecken entsprechenden Form zu erlernen, wird die Geschäftsstelle besondere Unterrichtskurse einrichten, deren Leitung Telegraphendirektor A. Behrend vom Reichspostministerium übernommen hat.

##### Zentralbücherei beim Reichspatentamt

Um die bekannten Forderungen des Deutschen Verbandes zwecks Schaffung einer technischen Hauptbücherei zu verwirklichen, hatte der Deutsche Verband am 6. Mai ds. Js. zusammen mit dem Reichsverband der Deutschen Industrie sowie mit der Notgemeinschaft der Deutschen Wissenschaft nochmals eine Eingabe an den Reichsfinanzminister gerichtet. Diese Eingabe ist vom Reichsfinanzminister, dem Reichsminister der Justiz und dem Reichssparkommissar geprüft worden. Die erheblichen Vorteile, die die Erweiterung der Bücherei des Reichspatentamtes sowohl für die Behörden als für die gesamte Technik

bieten würde, wurde von den genannten drei Stellen voll gewürdigt. Gleichwohl wurde uns am 18. August mitgeteilt, daß es sich bei unseren Forderungen um nicht unbedingt notwendige Maßnahmen handele. Deshalb könne, wenigstens zur Zeit, unserer Anregung keine Folge gegeben werden.

### Reichsministerium der öffentlichen Arbeiten

Unsere Eingabe an den Reichskanzler im vergangenen Jahr zwecks Schaffung eines Reichsministeriums der öffentlichen Arbeiten, um eine einheitliche Pflege und Verwaltung der technischen Aufgaben bei der Reichsverwaltung durchzuführen, hat bis jetzt noch zu keinem greifbaren Erfolg geführt. Indessen hat zu dieser Frage bereits der Reichstag Stellung genommen, und sämtliche Parteien haben einen Antrag unterstützt, wonach die Reichsregierung ersucht wird, bis zum 30. September ds. Js. eine Denkschrift vorzulegen, die die Errichtung und Organisation eines solchen Ministeriums erläutert und begutachtet. Diese Denkschrift wird sicherlich bei Wiederaufnahme der Reichstagsverhandlungen zum Gegenstand weiterer Beratungen über dieses Thema gemacht werden.

### Deutsches Museum von Meisterwerken der Naturwissenschaft und Technik

Am 7. Mai ds. Js., gelegentlich des 70. Geburtstages Sr. Exzellenz, Dr. Oskar v. Miller, wurde in München das neue Heim des Deutschen Museums eröffnet. Der Deutsche Verband hatte zu dieser Gelegenheit dem Deutschen Museum sowie seinem Gründer, Sr. Exzellenz Dr. Oskar v. Miller, eine künstlerische Adresse überreicht, an deren Zustandekommen sich alle Mitglieder des Deutschen Verbandes beteiligt hatten.

### Tagesfragen des deutschen Automobilbaues

Am 15. Dezember 1924 veranstaltete der Deutsche Verband im Ingenieurhaus eine Vortragsfolge mit dem Thema „Tagesfragen des deutschen Automobilbaues“. Es wurden folgende Vorträge gehalten:

1. Geh. Baurat Prof. Dr.-Ing. Dr. Klingenberg: Die Bedeutung des Automobils für Technik und Wirtschaft.
2. Dr. Kulenkampff, M. d. R.: Der Einfluß der Besteuerung auf das deutsche Automobilwesen.
3. Oberbaurat Müller: Die technischen Auswirkungen einer gesteigerten Kraftwagenbenutzung in Deutschland.
4. Direktor Conrad: Konstruktionsfragen des Automobilbaues.
5. Direktor Knoop: Neuzeitliche Fabrikationswege im Automobilbau.

Die Veranstaltung war von führenden Persönlichkeiten der deutschen Technik und der deutschen Industrie, insbesondere der Automobilindustrie, sowie von einer erfreulich großen Anzahl von Vertretern seitens der Regierung bzw. der Behörden besucht und rief lebhaftes Interesse hervor. Diese Anteilnahme

kam vor allem in einer sehr regen Diskussionsbeteiligung zum Ausdruck. Von der Vortragsfolge wurde eine Niederschrift verfaßt und Interessenten zur vertraulichen Benutzung abgegeben.

#### Vorführung technisch - wissenschaftlicher Filme

Denselben Anklang fand eine weitere Vortragsfolge des Deutschen Verbandes, die am 30. April ds. Js. unter dem Vorsitz des stellvertretenden Vorsitzenden, Geh. Rat de Thierry, im Ingenieurhaus stattfand und bei der an Hand von Filmausschnitten der Wert des Filmes für die technischen Wissenschaften zum Ausdruck gebracht wurde. Die Herren Dipl.-Ing. Brandt, Marineobering. Klempin, Dipl.-Ing. zur Nedden, Reg.-Baurat Wittmer und Ing. Thun sprachen zu folgenden Themen: „Die Bedeutung des Filmes in der Technik.“ „Der Film als Gebrauchsanweisung von Werkzeugmaschinen.“ „Der Film im Dienste der öffentlichen Werbung (Moorkultur).“ „Der Film als geschichtliches Dokument.“ „Der Film im Bergbau.“ „Der Film als Unterrichtsmittel.“ Die Veranstaltung war sehr zahlreich besucht; der große Saal des Ingenieurhauses konnte kaum die Zahl der Teilnehmer fassen. Wiederholt hörte man den Wunsch, derartige Vorträge bald zu wiederholen.

#### Heim und Technik

Die auf Beschluß des Vorstandes und der Hauptversammlung eingeleiteten Arbeiten für die Veranstaltung einer Ausstellung über das Thema „Heim und Technik“, die im nächsten Jahre in Leipzig abgehalten werden sollte, mußten infolge der sich immer mehr verschlechternden Wirtschaftslage abgebrochen werden. Es ist geplant, die Weiterführung zu einem günstigeren Zeitpunkt wieder aufzunehmen; zunächst ist eine Verschiebung auf das Jahr 1927 ins Auge gefaßt.

#### Industriewerbung

In diesem Zusammenhang sei erwähnt, daß auch die von der Hauptversammlung im vergangenen Jahr gutgeheißenene Werbung von Geldmitteln bei der deutschen Industrie zwecks weiterer Ausgestaltung des Arbeitsgebietes des Deutschen Verbandes infolge der schlechten Wirtschaftslage bisher nicht in Angriff genommen, sondern bis zum Eintritt besserer Wirtschaftsverhältnisse verschoben wurde.

#### Unwesen im technischen Zeitschriftenwesen sowie sog. technisch-wissenschaftlicher Institute

Neben der positiven Arbeit des Deutschen Verbandes für den Ausbau der technischen Wissenschaften, die u. a. ihren Ausdruck findet im Eintreten für die Ausgestaltung der Technischen Hochschulen, für die Entwicklung des technischen Büchereiwesens (s. oben), steht die Bekämpfung ungeeigneter sog. technisch-wissenschaftlicher Vereinigungen und Institute sowie überflüssiger minderwertiger Literatur. Der Deutsche Verband hat derartige Neugründungen sorgfältig verfolgt und durch Rundschreiben, durch Veröffentlichungen in der Presse seine

Mitglieder sowie die Industriefirmen auf derartige Auswüchse aufmerksam gemacht. Er steht auf dem Standpunkt, daß in einer Zeit, wo größte Sparsamkeit und Konzentration aller verfügbaren Geldmittel am Platze ist, einzig und allein die schon bestehenden und bewährten, mit Hilfe der Industrie ins Leben gerufenen Institute am Leben erhalten und unterstützt werden müssen, daß eher ein Ausbau dieser Organisationen in Frage kommt als die Gründung neuer Unternehmungen, die ihre Bewährungsprobe noch nicht bestanden haben und die häufig von Personen geleitet werden, denen man Führeigenschaften nicht zusprechen kann. Auf diesem Gebiete hat sich eine enge Zusammenarbeit des Deutschen Verbandes mit dem Reichsverband der Deutschen Industrie entwickelt.

#### Deutscher Ausschuß für das Schiedsgerichtswesen

Der Deutsche Ausschuß für das Schiedsgerichtswesen hat in diesem Jahre eine Neufassung seiner Schiedsgerichtsordnung vorgenommen, die am 1. April 1925 in Kraft getreten ist. Der wesentliche Inhalt der Neufassung läßt sich kurz dahingehend kennzeichnen: Während bisher im Falle von Streitigkeiten bei der Ernennung oder Ablehnung eines Schiedsrichters oder Obmannes der Vorstand des Deutschen Ausschusses für das Schiedsgerichtswesen die entscheidende Instanz war, trifft seit dem 1. April 1925 eine in dieser Hinsicht in Frage kommende Entscheidung der Vorsitzende des Deutschen Verbandes technisch-wissenschaftlicher Vereine, und zwar nach vorheriger Fühlungnahme mit den betreffenden Fachverbänden.

Der früher für jedes Schiedsgerichtsverfahren erhobene Verwaltungskostenbeitrag in Höhe von 3 v. H. des Streitobjektes fällt in Zukunft fort.

Während früher die Schiedsrichter dieselben Gebühren erhielten wie die Rechtsanwälte in der Berufungsinstanz, sind nunmehr die Gebühren den Rechtsanwaltsgebühren in der 1. Instanz gleichgesetzt. Eine besondere Vergleichsgebühr wird nicht erhoben.

Daneben wurde noch eine Anzahl kleinerer Änderungen getroffen.

#### Finanzielle Lage

Das Jahr 1924 schloß mit einem Defizit von 498.31 M. ab. Am 31. August 1925, dem letzten vorliegenden Kassenabschluß, betrug das Vermögen des Verbandes 6565.88 M.

#### b) Der Deutsche Dampfkessel-Ausschuß

hat in diesem Jahre noch nicht getagt.

#### c) Der Deutsche Ausschuß für technisches Schulwesen.

Im Berichtsjahre haben die Arbeiten des Datsch zur gemeinnützigen Förderung des gesamten deutschen technischen Schulwesens ihre Fortsetzung gefunden. Gemeinsam mit dem Deutschen Verband wurde gegen die preußische Reform der allgemeinen höheren Schulen nicht ohne Ergebnis Front gemacht, so daß die Mathematik in den Schulen wenigstens ungefähr ihr stundenmäßiges Verhältnis zu anderen Lehrfächern beibehalten konnte. Leider sind jedoch bei der



neueren vorläufigen Regelung die Naturwissenschaften zu kurz gekommen, die gerade für die Vorbildung des künftigen Ingenieurs eine ausschlaggebende Rolle spielen. Eine Besserung dieses Zustandes wird jedoch für die nächste Zeit angestrebt.

Daß die Vorbildung in den Betrieben, die sog. Praktikantenausbildung, angesichts der wirtschaftlichen Nöte der deutschen Industrie noch außerordentlich verbesserungsbedürftig ist, wurde insbesondere durch den Besuch zahlreicher hervorragender Persönlichkeiten aus Industrie und Hochschule in den Vereinigten Staaten und durch deren Berichte erwiesen. Die daran anknüpfenden Bemühungen des Datsch, in Verbindung mit Hochschule und Industrie besseren Wirkungsgrad zu schaffen, sind zur Zeit noch im vollen Gange und lassen einen künftigen Erfolg erhoffen.

Seiner Einstellung entsprechend, hat der Datsch insbesondere die betrieblichen Fertigungsfragen weitergefördert. Hinzuweisen ist besonders auf den Bericht des Oberstudiendirektors Volk in den DA.-Mitteilungen Nr. 28/29 3 Jahre Betriebsfachschule, der einen bedeutsamen Einblick in diese neue vom Datsch versuchte Mittelschulart gewährt.

In diesem Zusammenhange ist auch der Bestrebungen nach Verbesserung der Ausbildung des technischen Schiffahrtspersonals zu gedenken (vgl. DA.-Mitteilungen 26/27, 4. Jahrg., und DA.-Mitteilungen, Heft 10/13, 5. Jahrg.) Eine Reform, die insbesondere von Herrn Oberreg.-Rat Dr. Jahn, Bremen, befürwortet wurde und in allen schiffahrtstechnischen Kreisen lebhaften Widerhall fand.

Unter dem Zeichen der Betonung betrieblicher Fragen stand auch die große fachwissenschaftliche Tagung und Ausstellung des Datsch, die in Augsburg in Verbindung mit der 64. Hauptversammlung des VDI im Mai 1925 stattfand. Hier wurden die Fragen des technologischen Unterrichtes für die Technische Hochschule München von Herrn Geh. Hofrat Prof. Prinz, München, für die technischen Lehranstalten von Herrn Prof. Grunewald, Köln, weitgehend erörtert. Oberstudiendirektor Volk behandelte eingehend das Thema „Schule und Normung“, das für das rasche Eindringen der Normung in die Betriebe von höchster Bedeutung ist. Die technologische Ausstellung des Datsch war die zweckmäßige Ergänzung dieser Erörterungen und zeigte den guten Fortschritt der vor einigen Jahren mit Erfolg begonnenen Lehrmittelarbeiten des Datsch trotz aller finanziellen Hemmungen.

Von den neueren umfangreichen und vielseitigen, im In- und Auslande zum Teil bereits anerkannten Arbeiten dieser Art seien hier nur in Stichworten folgende erwähnt:

a) Der Schmiedelehrgang, der wie alle bereits erschienenen und noch in Arbeit befindlichen Lehrgänge für die unmittelbare praktische Ausbildung in den Werkstätten bestimmt ist; ferner für die mehr schulmäßige Ausbildung Tafeln, Merkblätter und Lichtbilder technischen Inhalts, z. B. Zieh- und Warmpreßwerkzeuge, Materialprüfung, Klempnerei und Installation sowie die Unterrichtsblätter für Einführung der Normen in die Schulen.

b) Tafeln, Merkblätter und Lichtbilder, Lehrmittel wirtschaftlich-statistischen Inhaltes. Diese für die heutige Erkenntnis der industriellen Wirtschaft besonders wertvollen Unterrichtsmittel wurden mit dankenswerter Unterstützung der Reichsbahn in Angriff genommen; die bereits herausgebrachten und zum Vertrieb gestellten Reihen sind u. a.: Allgemeine Wirtschaft, Rohstoffwirtschaft, Verkehrswirtschaft, deutscher Außenhandel, in letzter Zeit auch Tafeln über die Ergebnisse und Wirkungen des Versailler Diktatfriedens. Diese von allen Schulgattungen besonders begrüßten sog. „gemeinschaftskundlichen“ Unterrichtsmittel werden noch fortgesetzt. Ihre Bedeutung in wirtschaftspolitischer und erziehlicher Hinsicht dürfte voraussichtlich bald allgemein anerkannt werden.

Auch für die Schiffbauerkreise von Bedeutung erscheint die Herausgabe der technischen Sprachblätter „Englisch für Ingenieure“, die in anschaulicher, ingenieurmäßiger Darstellung in Wort und Bild für die Aneignung der englischen Weltsprache sowohl in Schul- wie industriellen Kreisen werben sollen.

Eine noch viel weitere Verbreitung ist allen diesen zeitgemäßen Unterrichtsmitteln angesichts der Fortschritte des Auslandes in schultechnischer Hinsicht sehr zu wünschen. Es ist das eine dankbare Aufgabe der vielen großen technischen Verbände, die wir in Deutschland besitzen.

Von den Propagandamitteln wissenschaftlicher Sonderausstellungen machte der Datsch auch in diesem Berichtsjahr weitestgehend Gebrauch. So fanden neben der großen Gesamtausstellung in Augsburg, die eben erwähnt wurde, noch Sonderausstellungen in Düsseldorf und in Chemnitz in Verbindung mit dem Verein deutscher Eisengießereien sowie zahlreiche kleinere Unternehmungen dieser Art in Verbindung mit Schulen und Vereinigungen statt.

Wie stark die vom Datsch von jeher verfochtenen Grundsätze einer planmäßigen Ausbildung von Ingenieur und Facharbeiter in die weitesten Kreise der industriellen Wirtschaft erfreulicherweise eingedrungen sind, erhellt aus der Tatsache, daß auch die Hüttenindustrie, voran der Westen, und der Bergbau im Westen und in Mitteldeutschland die Ausbildungsfragen energisch aufgegriffen haben, so daß die allgemeine Durchführung der in der mechanischen Industrie seit Jahrzehnten erprobten Grundsätze in allen Industriezweigen in den nächsten Jahren zu erhoffen steht. In Verfolg dieser Entwicklung haben sich daher neuerdings der Reichsverband der deutschen Industrie und die Vereinigung der Arbeitgeberverbände mit dem Datsch zu einem Arbeitsausschuß für Berufsausbildung zusammengetan. Diese zeitgemäße Verbindung läßt ganz besonders eine einheitliche und rasche, weil notwendige Durchführung zielbewußter Ausbildung für den gesamten Nachwuchs erwarten.

#### d) Der Deutsche Schulschiff-Verein,

dessen geschäftsführendem Ausschuß unser Vorsitzender, Herr Geh. Regierungsrat Prof. Dr.-Ing. Busley als Vertreter unserer Gesellschaft angehört, konnte am 12. Januar 1925 auf eine 25jährige Tätigkeit zurückblicken. Aus diesem

Anlaß hat der Verein für seine Mitglieder und Förderer eine Festschrift, betitelt „25 Jahre Deutscher Schulschiff-Verein“ herausgegeben, die er auch gern auf Wunsch weiteren Kreisen zugänglich macht. Wer die hervorragend mit Bildschmuck ausgestattete Schrift liest, wird erkennen, welche gewaltige Arbeit im Laufe der verflossenen 25 Jahre von allen Beteiligten, insbesondere von dem unermüdlichen 2. geschäftsführenden Vorsitzenden, Prof. Dr. Schilling, zu leisten war, der in enger Zusammenarbeit mit dem Großherzog Friedrich August von Oldenburg und anderen verdienten Männern seine ganze Kraft von Anfang an bis auf den heutigen Tag dafür einsetzte, die Ziele des Vereins zu verwirklichen.

Nach den dieser Broschüre angefügten statistischen Übersichten hat der Deutsche Schulschiff-Verein der deutschen Handelsschiffahrt schon rund 5000 tüchtige und sorgsam ausgebildete Seeleute zugeführt.

Das Schulschiff „Großherzogin Elisabeth“ hatte auch im Winterhalbjahr 1924/25 wieder mehrere Häfen in Südamerika, und zwar Bahia, Rio de Janeiro, Itajahy und Pernambuco angelaufen und überall freundlichste Aufnahme gefunden. Von dem Hafen Itajahy aus wurde die deutsche Kolonie Blumenau in Santa Catarina besucht, worüber die dortige bekannte deutsche Zeitung „Der Urwaldbote“ begeisterte Artikel brachte. Dort, wie in allen anderen Plätzen, konnte festgestellt werden, in welchem Grade das deutsche Schulschiff „Großherzogin Elisabeth“ neben seiner angestregten Tätigkeit der Ausbildung eines tüchtigen Schiffsoffizier-Nachwuchses auch dazu beiträgt, das Band zwischen dem Deutschtum im Auslande und der alten Heimat fester zu knüpfen und Deutschlands Ansehen im Auslande zu heben.

In weiterer Vervollkommnung, weiterem Ausbau der Ausbildungsmöglichkeiten liegt das Streben, liegt die Pflicht des Deutschen Schulschiff-Vereins. Das Ziel kann aber nur erreicht werden, wenn der Verein auch in Zukunft zahlreiche und fürsorgende Mitglieder zählt, denen es ernst damit ist, der deutschen Handelsflotte auf dem Wege über den Deutschen Schulschiff-Verein zum Besten des deutschen Wirtschaftslebens brauchbare und tüchtige Seeleute zuzuführen. Das deutsche Volk hat das Wort „Seefahrt ist not“ bitter empfinden müssen und in schwerer Zeit erkennen gelernt, daß der Blick eines Volkes, dessen Existenz auf Handel und Industrie beruht, in besonderem Maße auf das Weltmeer gerichtet sein muß. In dieser Erkenntnis wird es stets bemüht sein müssen, sich das Unternehmen voll zu erhalten, das in 25 Jahren seines Bestehens zum Jungborn deutscher Seemannschaft geworden ist, und dem Deutschen Schulschiff-Verein und seinen leitenden Männern nicht nur seine Dankbarkeit, seine Zuneigung schenken, sondern ihn auch überall da tatkräftig zu fördern und zu unterstützen, wo es im Interesse einer guten Erziehung der seemännischen Jugend und in der Schaffung eines tüchtigen Nachwuchses für unsere deutsche Handelsflotte zur starken Notwendigkeit und zur ersten Pflicht wird.

#### e) Der Deutsche Seeschiffertag

wurde unter dem Vorsitz von Herrn Holm, Flensburg, am 30. und 31. März in Berlin abgehalten.

## Erster Tag.

Den ersten Vortrag hielt Herr Dr. L. Kiep, Direktor der Hamburg-Amerika-Linie, über

## „Die Lage der deutschen Seeschifffahrt“.

Er schilderte zunächst den Wiederaufbau der deutschen Handelsflotte nach der Ablieferung fast aller deutschen Schiffe gemäß den Friedensbestimmungen. Er begrüßte es, daß die Schifffahrtsinteressen weiterhin beim Wirtschaftsministerium bearbeitet wurden, soweit sie nicht ressortmäßig dem Reichsverkehrsministerium, dem Ministerium des Innern oder dem Auswärtigen Amt zufallen. Dann berührte er die von der Regierung der notleidenden Schiffbauindustrie an Stelle einer produktiven Erwerbslosenfürsorge zugebilligten 50 Millionen Mark. Er beklagte die untragbare steuerliche Belastung und hoffte, daß die neuen Steuergesetze den Erfordernissen der Wirtschaft gerecht werden. Über die Lage der deutschen Schifffahrt innerhalb der Weltschifffahrt führte der Redner aus, daß die Zunahme der Welttonnage und die Abnahme des Weltverkehrs für die Rentabilität von entscheidender Bedeutung seien. Die Reederei sei ein Barometer der gesamten Wirtschaftslage, das hoffentlich in nicht zu ferner Zeit Schönwetter anzeigen möge.

## Über die Kommissionsarbeiten

berichtete nun der Vorsitzende, und der Seeschifffahrtstag nahm hierzu folgende Entschlüsse an:

1. Der XII. Deutsche Seeschifffahrtstag nimmt von dem Berichte der Stabilitäts-Kommission Kenntnis, macht die von dieser aufgestellten Vorschläge zu den seinen und beauftragt die Vorstände, im Sinne der gegebenen Anregungen zu wirken.
2. Der XII. Deutsche Seeschifffahrtstag erklärt sich mit der Absendung der von der Kommission für Konsulatswesen ausgearbeiteten Eingabe an das Auswärtige Amt einverstanden und beauftragt die Vorstände, die Angelegenheit entsprechend weiter zu verfolgen.
3. Der XII. Deutsche Seeschifffahrtstag nimmt den Bericht der Kommission betreffend Nebelsignalmittel zur Kenntnis und macht sich seinen Inhalt zu eigen.
4. Die Kommission für die Reform des Seeunfall-Untersuchungsgesetzes ist noch nicht in Tätigkeit getreten.

## „Technische Navigation“ (Neuerungen am Funkpeiler)

lautete der Titel eines Vortrages von Dr. Graf von Arco. Nach einem Rückblick auf die historische Entwicklung und über die Anwendung des Rahmens in Fremd- oder Eigenpeilung besprach der Redner eingehend die Behandlung der Telefunken-Bord-Peiler. Er kam dabei zu dem Schluß, daß eine volle Ausnützung der neuen Geräte erst dann möglich sein wird, wenn auch die übrigen Länder, die ausgesprochene Küstengestaltung haben, Organisationen und Einrichtungen nach ähnlichen Prinzipien schaffen, wofür die Aussichten günstig sind.

Hierauf folgte ein Vortrag über

## „Sextanten“

von Professor Dr. Wedemeyer, Berlin, in dem er zuerst den Pendelsextanten, dann das Selbststeuer, die Funkpeilungen und die Funkortung bespricht. Nach seiner Meinung muß unser Ziel dahin gehen, alle Funkstationen anpeilen und

den Schiffsort stets irdisch, nicht nach himmlischen Objekten bestimmen zu können.

Den letzten Vortrag der Vormittage über

„Wasserschallapparate“

hielt Direktor Hahnemann, Kiel. Er behandelt die Empfänger und Sender, die Abstandsbestimmungen, die Luftschallsender und das Echolot. Dank der lebhaften Unterstützung der Reedereien und der in Frage kommenden Behörden sind von den entwickelnden Firmen in den letzten drei Jahren erfreuliche Fortschritte auf dem ganzen Gebiete erzielt worden.

Der Nachmittag begann mit einem Vortrage über

„Moderne Auswandererschiffe“

von Direktor Zetzmann, Hamburg. Nach einer kurzen geschichtlichen Würdigung der Einrichtungen für die Fahrgäste im allgemeinen, wendet sich der Redner hauptsächlich zu den Verbesserungen durch die Einführung der III. Klasse, die dem Fahrgast an Luftraum und Deckplatz weit mehr zur Verfügung stellt, als gesetzlich verlangt wird.

Hierauf sprach über das

„Seeunfall-Untersuchungsgesetz“

C. Schrödter, Hamburg. Er beleuchtete die Gründe, weshalb die Regelung dieses Gesetzes immer hinausgeschoben wurde und verlangte, daß dem Deutschen Seeschiffahrtstag Gelegenheit zur endgültigen Stellungnahme zu dem Gesetz gegeben würde. Er trat endlich dafür ein, daß die Schiffsabteilung bei dem Reichswirtschaftsministerium verbleibe.

Nun folgte ein Vortrag über

„Die Lage der deutschen Seemannsheime“

von dem Seemannspastor W. Thun in Altona, der eine ausgiebige finanzielle Unterstützung aus Reichsmitteln forderte und Mitteilungen von dem Wiederaufbau des Werkes der Seemannsmission machte.

Den letzten Vortrag des ersten Tages über

„Die Entwicklung des Funkennachrichtendienstes in der deutschen Handels-schiffahrt“

hielt Postrat G. Brandt, Berlin. Er weist zunächst auf die starke Zunahme der Schiffsfunkstellen hin und betont dann, daß die Zukunft dieser Stellen dem Röhrensender gehört. Nach der Besprechung des Rundfunks in der Schifffahrt und des Linienverkehrs kommt er zu den Personalfragen im Bordfunkdienst, besonders zu den Schwierigkeiten bei der Bereitstellung von Bordfunkern im Nebenamt. Er schließt seine Ausführungen mit dem Hinweis, daß der Zeitpunkt bereits da sei, wo es eine ernste Sorge der verantwortlichen Stellen zu werden beginnt, wie die einzelnen Zweige des Funkdienstes nicht nur im reibungslosen Nebeneinanderarbeiten erhalten, sondern auch noch weiter entwickelt werden können.

## Zweiter Tag.

Vor Eintritt in die Tagesordnung gab der Vorsitzende des Verbandes deutscher Seeschiffer-Vereine, Kapitän Simonsen, folgende Erklärung ab:

Der Vorstand und die Delegierten des Verbandes deutscher Seeschiffer-Vereine haben sich auf Grund der gestrigen Verhandlungen nochmals mit der Frage der Revision des Seeunfall-Untersuchungsgesetzes beschäftigt und mich beauftragt, zum Ausdruck zu bringen, daß der Verband das absolute Schweigen der Regierung über diese besonders auch für die Nautiker wichtige Angelegenheit außerordentlich bedauert, um so mehr, da dieses Verhalten in auffälligem Widerspruch steht zu den gestrigen herzlichen Begrüßungsworten Seiner Exzellenz des Herrn Reichswirtschaftsministers als Vertreter der Reichsregierung. Der Verband hofft und bittet, daß dem dringenden Wunsche der gesamten deutschen Schifffahrtswelt nun endlich Rechnung getragen und der Entwurf eines neuen Seeunfall-Untersuchungsgesetzes vorgelegt wird.

Den ersten Vortrag des zweiten Tages über

## „Wildes Schulschiffwesen“

hatte Professor Dr. Bolte, der Direktor der Seefahrtsschule in Hamburg, übernommen. Die Veranlassung zu der Bewegung, die in der letzten Zeit in den schiffahrttreibenden Kreisen gegen das wilde Schulschiffwesen eingesetzt hat, liegt in den auf diesem Gebiete aufgetretenen Auswüchsen, bei welchen seelustige Knaben gegen hohe Vergütungssummen als Eleven auf Schiffen eingestellt werden, die in keiner Weise den Anspruch erheben können, als Schulstätte seemännischer Ausbildung zu gelten. In diesem Sinne bittet der Redner, der Überweisung des 6. Punktes der Resolution des Nautischen Vereins zu Hamburg an die Seeberufsgenossenschaft zur Berücksichtigung die Zustimmung zu erteilen. Dieser Antrag wird angenommen.

Wahl eines Ausschusses für Abänderung der Seestraßenordnung.

Die Notwendigkeit für die Erörterung dieser wichtigen Frage in einem Auschuß des Seeschiffahrtstages begründete ausführlich Kapitän A. Simonsen. Er schlug folgende EntschlieÙung vor:

1. Der XII. Deutsche Seeschiffahrtstag ernennt einen Ausschuß von 12 Mitgliedern, mit der Aufgabe, die Wünsche und Anregungen betreffs Änderung der Seestraßenordnung zu sammeln und durchzuberaten, damit das so vorbereitete Material als Unterlage bei den internationalen Verhandlungen über Änderung der Seestraßenordnung dienen kann.
2. Der XII. Deutsche Seeschiffahrtstag bittet die Reichsregierung, zu gegebener Zeit auf eine internationale Beratung über die Frage der Änderung der Seestraßenordnung hinzuwirken und zu den Verhandlungen Vertreter des Deutschen Seeschiffahrtstages hinzuziehen.

Vor Annahme dieses Antrages sprach als Vertreter des Reichswirtschaftsministeriums Ministerialrat Dr. Lahr den Wunsch aus, daß der Regierung Gelegenheit gegeben werden möge, an den Arbeiten des Ausschusses teilzunehmen. Der Vorsitzende erklärte, dieser Anregung gerne Folge geben zu wollen.

Den zweiten Vortrag dieses Tages über

## „Lichterführung und Ausweichregeln für Rotorschiffe“

hielt Kapitän B. Petersen, Hamburg. Er schlug vor, daß die Rotorschiffe den Motorsegelschiffen (und Segelschiffen mit Hilfsmotoren) gleichzuachten und denselben Bestimmungen und Regeln zu unterwerfen seien. Der Vorschlag wurde angenommen.

Hiernach sprach über das

„Überseeschmuggler-Unwesen“

Th. Künzlin, der Syndikus des Bremer Reeder-Vereins. Die starke Zunahme der illegalen Auswanderung und Überseeschmugglei ist in ihrer Art nur ein Ausschnitt aus dem großen Kapitel von der wirtschaftlichen Not, unter der Europa zur Zeit leidet. Auf seinen Antrag wird folgende Entschließung angenommen:

Der XII. Deutsche Seeschiffahrtstag billigt nach Vortrag von Herrn Syndikus Kränzlin, Bremen, die vorgeschlagene Strafbestimmung zur Bekämpfung des Einschleicher-Unwesens, welche lautet:

„Wer sich in der Absicht unerlaubter Auswanderung oder unerlaubter Einwanderung oder um sich freie Fahrt zu verschaffen, an Bord eines deutschen Seeschiffes ohne Wissen oder gegen den Willen des Berechtigten begeben hat, wird mit Gefängnis bis zu 2 Jahren bestraft.“

In der Erkenntnis, daß die Bekämpfung dieses Übels eine Aufgabe ist, die im Interesse der deutschen Seeschiffahrt und des deutschen Ansehens im Auslande größte Aufmerksamkeit verdient, erwartet der XII. Deutsche Seeschiffahrtstag, daß

1. vor endgültiger Redaktion der fraglichen Strafbestimmungen die berufenen sachverständigen Korporationen gehört werden;
2. bis zur Inkraftsetzung neuer Strafbestimmungen die Strafverfolgungsbehörden angewiesen werden, die bestehenden materiellen und prozessualen Vorschriften so anzuwenden, wie es das große öffentliche Interesse an dieser Frage erfordert.

Als letzten Vortrag der diesjährigen Tagung behandelte die

„Vorschriften über das Gesundheitswesen in deutschen Gewässern“

Kapitän Block, Bremerhaven. Er verlangte, daß die sanitätsbehördliche Kontrolle für deutsche Schiffer fortfällt, wenn das Schiff einen Schiffsarzt führt und der Kapitän auf Grund dessen Gutachten der Hafenbehörde auf drahtlosem oder auf anderem Wege das Schiff frei von Insekten gemeldet hat. Für sämtliche deutschen Häfen sollen einheitliche Bestimmungen an Bord deutscher Schiffe durch Ausgasung oder Giftlegen getroffen werden. Auch sollen mit anderen Staaten Vereinbarungen dahingehend abgeschlossen werden, daß für ihre Schiffe in deutschen Häfen die gleichen sanitären Erleichterungen und Milderungen Geltung haben, wenn diese in ihren Häfen unseren Schiffen gleichfalls zugestanden werden. Er schlägt folgende Entschließung vor, die Annahme findet:

Der XII. Deutsche Seeschiffahrtstag ersucht die Reichsregierung:

1. Den § 1 und den § 2 Absatz 3 der Vorschriften über die gesundheitliche Behandlung der Seeschiffe in den deutschen Häfen beschleunigt dahin abzuändern, daß die sanitätsbehördliche Kontrolle für deutsche Schiffe fortfällt, wenn das Schiff einen Schiffsarzt führt und der Kapitän auf Grund dessen Gutachten der Hafenbehörde auf drahtlosem oder anderem Wege das Schiff frei von Infektion gemeldet hat.
2. Für sämtliche deutsche Häfen einheitliche Bestimmungen zur Rattenvertilgung an Bord deutscher Schiffe durch Ausgasung oder Giftlegen zu treffen, und zwar unter Vermeidung aller Kosten für den Reeder.
3. Nach Einführung der unter 1. und 2. formulierten Anträge mit anderen Staaten Vereinbarungen dahingehend zu treffen, daß für ihre Schiffe in deutschen Häfen die gleichen sanitären Erleichterungen und Milderungen Geltung haben, wenn diese in ihren Häfen unseren Schiffen gleichfalls zugestanden werden.

Hiermit war die Tagesordnung des XII. Deutschen Seeschiffahrtstages erledigt.

Am Nachmittage besichtigten die Teilnehmer als Gäste der Berliner-Hafen- und-Lagerhaus-A.-G. die ausgedehnten Berliner Hafenanlagen und folgten dann einer Einladung der Debeg zur Besichtigung der großen Funkstelle Nauen der Transradio-A.-G.

**f) Reichskuratorium für Wirtschaftlichkeit.**

Mit Rücksicht darauf, daß der Gedanke der Rationalisierung unter den gegenwärtigen wirtschaftlichen Verhältnissen nicht nur weitgehend in der Industrie und im Handwerk verbreitet werden muß, sondern auch auf Handel und Verkehr übergreifen soll, ist das Aufgabengebiet des Reichskuratoriums in diesem Sinne erweitert worden, was nach außen hin durch Weglassung des Zusatzes „in Industrie und Handwerk“ zum Ausdruck gebracht ist.

Im vergangenen Geschäftsjahr ist vor allen Dingen dem ganzen Fragenkomplex der Rationalisierung Bedeutung zugemessen worden. Nachdem die entsprechenden Verhältnisse in Amerika studiert wurden, ist auf der letzten Sitzung des Reichskuratoriums die Nutzenanwendung herausgezogen, und es wurden in einem längeren Vortrag die staatlichen und privatwirtschaftlichen Aufgaben festgelegt, die zur Durchführung einer sinngemäß angewandten Rationalisierung in Deutschland zu lösen sind. Es erscheint unbedingt nötig, daß auch die Regierung zur Lösung dieses Problems das Ihrige tut. Ein Antrag auf jährliche Unterstützung des Reichskuratoriums ist im Reichstag gestellt worden; dadurch werden die Mittel zur Verfügung gestellt, um auf einer breiteren Basis diese so außerordentlich wichtigen Arbeiten in Angriff zu nehmen und durchzuführen.

Als zweites Thema stand auf der Tagesordnung der letzten Sitzung die Berücksichtigung des Wirtschaftlichkeitsgedankens bei der Ausbildung des Ingenieurs. In der gegenwärtigen Zeit, wo alles auf Wirtschaftlichkeit eingestellt ist, scheint dieses Gebiet von größter Bedeutung. In Amerika wird bei der Ausbildung des Ingenieurs diesem Umstand weitgehend Rechnung getragen; es hat sich dort der Begriff des „management“ herausgebildet, den man vielleicht am besten mit „wirtschaftliche Verwaltung“ übersetzen könnte. Es erscheint unerläßlich, daß auch auf den deutschen Hochschulen diesem Faktor erheblich mehr Rechnung getragen wird, als es bisher geschehen ist, damit bei Inangriffnahme von Fragen aller Art und bei der Durchführung der Fertigung stets im Vordergrund die Frage der Wirtschaftlichkeit steht.

Alle mit dem Reichskuratorium in Fühlung stehenden Körperschaften sind im Sinne der gewonnenen Erfahrungen in Amerika beeinflußt worden. Es ist zu hoffen, daß durch den geschlossenen Verband des Reichskuratoriums und der mit ihm in Fühlung stehenden Körperschaften der Gedanke einer zweckmäßigen Rationalisierung in der deutschen Industrie immer mehr und mehr Fuß fassen wird, daß aber auch den Arbeiten selbst, sowohl in sachlicher als auch in finanzieller Beziehung, von der Industrie und von der Regierung diejenige Förderung zuteil wird, die ihnen unzweifelhaft zukommt.

**Gedenktage.**

Am 8. Juni feierte unser Vorstandsmitglied Herr Generaldirektor Nawatzki in Eisenach seinen 70. Geburtstag, aus welchem Anlasse ihm der Vorstand das nachstehende Telegramm sandte:



Herrn Generaldirektor Nawatzki, Eisenach, Liliengrund 6.

Zu Ihrem heutigen siebzigsten Geburtstage gestatten wir uns, Ihnen unsere herzlichsten und aufrichtigsten Glückwünsche auszusprechen. Wir hoffen, daß wir noch manches Jahr in der bisherigen ungetrübten Harmonie mit Ihnen zusammenarbeiten können.

Berlin, den 8. Juni 1925.

Der Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft.  
Busley.

Herr Nawatzki antwortete hierauf mit folgendem Schreiben:

Herrn Geheimrat Busley, Berlin NW 6.

Für die mir zu meinem 70. Geburtstage in so liebenswürdiger Weise erwiesene Aufmerksamkeit und für die freundlichen Glückwünsche sage ich Ihnen meinen herzlichsten Dank.

Eisenach, Juni 1925.

V. Nawatzki.

Am 28. Juli beging unser Mitglied Herr Dr.-Ing. Sorge, der langjährige Präsident des Reichsverbandes der deutschen Industrie, seinen 70. Geburtstag, wozu ihm der Vorstand das folgende Telegramm übermittelte:

Herrn Dr. Sorge, Berlin-Nikolassee, Teutonenstr. 24.

Zu Ihrem siebzigsten Geburtstage senden wir Ihnen unsere aufrichtigsten und herzlichsten Glückwünsche. Wir hoffen, daß Sie sich noch viele Jahre in beschaulicher Ruhe an den Früchten Ihrer früheren Arbeiten erfreuen möchten.

Berlin, den 28. Juli 1925.

Der Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft.  
Busley.

Herr Dr. Sorge sandte darauf das nachstehende Schreiben:

An den Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft z. H. des Herrn Geheimrat Busley,  
Berlin NW 40, Kronprinzen-Ufer 2.

Für Ihre freundlichen Glückwünsche zu meinem 70. Geburtstage sage ich Ihnen meinen herzlichsten Dank.

Berlin, den 5. August 1925.

Mit hochachtungsvoller Begrüßung  
Dr. Sorge.

Am 22. August waren es 25 Jahre, daß Herr Richard Krogmann das Ehrenamt als Vorsitzender der Seeberufsgenossenschaft übernommen hatte. Der Vorstand gedachte dieses Tages mit nachstehendem Telegramm:

Herrn Richard Krogmann, Hamburg, Zippelhaus.

Zu Ihrem fünfundzwanzigjährigen Vorsitz in der Seeberufsgenossenschaft gestatten wir uns, unsere aufrichtigsten Glückwünsche zu übersenden. Wir hoffen, daß Sie noch viele Jahre wie bisher in segensreicher Tätigkeit dieses Amt ausfüllen möchten.

Berlin, den 22. August 1925.

Der Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft.  
Busley.

Herr Krogmann erwiderte:

An den Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft z. H. des Herrn Geheimrat Busley, Berlin.

Sie haben mir ein sehr herzliches Glückwunschtelegramm zum 22. August er. gesandt, wofür ich Ihnen meinen herzlichen Dank sage.

Hamburg, den 3. September 1925.

Mit vorzüglicher Hochachtung  
Richard Krogmann.

Am 7. Oktober feierte unser Vorsitzender Herr Geheimer Regierungsrat, Professor Dr.-Ing. Busley seinen 75. Geburtstag. Der Vorstand entsandte eine Abordnung an ihn, die mit den herzlichsten Glückwünschen eine Blumenspende überreichte.

Herr Busley dankte sichtlich bewegt für die anerkennenden Worte, die Herr Geheimrat Preße im Auftrage des Vorstandes an ihn gerichtet hatte.

Am 29. Oktober war der 70. Geburtstag unseres langjährigen Fachmitgliedes, des Inspektors des britischen Lloyd in Stockholm, Oberingenieur Albert Isakson, den der Vorstand hierzu wie folgt telegraphisch beglückwünschte:

Herr Oberingenieur Isakson, Stockholm, Bredgränd 2.

Der Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft sendet Ihnen zu Ihrem siebzigsten Geburtstage die herzlichsten Glückwünsche, wobei er hofft, Sie in den nächsten Jahren wieder auf einer Hauptversammlung begrüßen zu können.

Busley.

Herr Isakson schrieb:

Herrn Geheimrat Busley, Berlin NW 6.

Für das freundliche Telegramm zu meinem 70. Geburtstage gestatte ich mir, der Schiffbautechnischen Gesellschaft meinen verbindlichsten Dank auszusprechen.

Stockholm den 4. November 1925.

Albert Isakson.

Am 27. November konnten unsere Mitglieder Herr Geheimer Kommerzienrat Dr. Louis Ravené und sein Sohn Herr Konsul Peter Ravené auf das 150jährige Bestehen ihrer Firma Jacob Ravené Söhne zurückblicken. Wir sandten den Herren zu diesem Geschäftsjubiläum das folgende Telegramm:

Herrn Geheimen Kommerzienrat Dr. Louis Ravené und Herrn Konsul Peter Ravené,  
Berlin, Wallstr. 5.

Zu dem hundertfünfzigjährigen Bestehen Ihres Hauses senden wir Ihnen unsere herzlichsten Glückwünsche. Wir hoffen, daß auch in weiteren Jahrhunderten Ihre Firma blühen und wachsen möge.

Die Schiffbautechnische Gesellschaft.  
Busley.

Die Herren Ravené sandten das folgende allgemeine Dankschreiben:

Unserem Herzen folgend, würden wir gern jedem Einzelnen persönlich danken für das überaus freundliche Gedenken des Tages, an dem unser Vorfahr vor 150 Jahren den Grundstein unserer Firma legte. Die Fülle der Glück- und Segenswünsche und der herrlichen Blumenspenden ist aber zu groß, sodaß wir nur auf diesem Wege unseren tief empfundenen Dank aussprechen können.

Berlin, im Dezember 1925.

Dr. Louis Ravené. Peter Louis Ravené.

Am 3. Dezember wurde Herr Dr.-Ing. Fritz Springer 75 Jahre alt. Der Vorsitzende unserer Gesellschaft sprach ihm hierzu die herzlichsten Glückwünsche des Vorstandes aus und dankte ihm nochmals für die wertvollen Dienste, die er uns bei der Gründung der Gesellschaft und der Einrichtung des Jahrbuches geleistet hat.

Herr Springer versicherte in seiner Antwort, daß es ihm stets eine besondere Freude gewesen wäre, der Schiffbautechnischen Gesellschaft nützlich sein können.

## IV. Niederschrift

über die geschäftliche Sitzung der 26. ordentlichen Hauptversammlung am  
20. November 1925.

Nach § 26 der Satzung sind auf die Tagesordnung folgende Punkte gesetzt:

1. Vorlage des Jahresberichtes.
2. Bericht der Rechnungsprüfer und Entlastung des Vorstandes von der Geschäftsführung des Jahres 1924.
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 1925.
6. Wahl der beiden gesetzlichen Vertreter.
7. Antrag des Fachausschusses: § 14 der Satzung erhält den Zusatz: „Der Fachausschuß ist berechtigt, sich nach freier Wahl durch vier stimmberechtigte Mitglieder zu erweitern.“
8. Sonstiges.

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

Beim Beginn derselben sind etwa 60 Gesellschaftsmitglieder anwesend, die sich bis zum Schluß auf etwa 100 erhöhen.

Punkt 1. Die Versammlung verzichtet auf die Verlesung des mit den Vorträgen versandten Geschäftsberichtes 1925 und genehmigt ihn. Der Vorsitzende bittet die Versammlung, sich zu Ehren der Verstorbenen von ihren Sitzen zu erheben, dies geschieht.

Punkt 2. Herr Baurat Schulthes erstattet unter besonderer Anerkennung der Geschäftsführung durch den Herrn Vorsitzenden den Bericht über die Prüfung der Bücher, die er mit Herrn Professor Krainer vorgenommen hat. Die Bücher wurden in Ordnung befunden und ebenso die Kassenführung des Jahres 1924. Die Versammlung erteilt ohne Erörterung einstimmig die von beiden Herren beantragte Entlastung des Vorstandes von der Geschäftsführung des Jahres 1924.

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

Punkt 4. Der Vorsitzende teilt vor der Vornahme der Wahl mit, daß Herr Wirklicher Geheimer Oberbaurat Professor Dr.-Ing. Rudloff wegen seines hohen Alters auf eine Wiederwahl verzichtet. Er spricht Herrn Rudloff für seine Ver-

dienste, die er sich um die Gesellschaft erworben hat, deren Vorstand er seit ihrer Gründung ununterbrochen angehörte und auf deren Hauptversammlungen er auch vier Vorträge hielt, im Namen der Schiffbautechnischen Gesellschaft deren vollste Anerkennung und tiefgefühlten Dank aus. Die Anwesenden erheben sich zu seinen Ehren von ihren Sitzen.

Für die Wahl des stellvertretenden Vorsitzenden schlägt der Vorsitzende den Geheimen Oberbaurat Preße vor, der darauf einstimmig durch Zuruf gewählt wird. Herr Geheimrat Preße nimmt die Wahl dankend an.

Von den bisherigen fachmännischen Beisitzern scheiden turnusmäßig aus: Die Herren Generaldirektor Nawatzki, Bremen, und Herr Geheimer Oberbaurat Preße, Berlin, von denen der letztere schon als stellvertretender Vorsitzender wiedergewählt wurde.

Der Herr Vorsitzende schlägt vor, auch Herrn Nawatzki durch Zuruf wieder zu wählen, was geschieht. Herr Nawatzki erklärt sich bereit, die Wahl anzunehmen.

Es stehen nun noch zwei fachmännische Beisitzer zur Wahl. Der Vorsitzende schlägt im Namen des Vorstandes Herrn Prof. Laas vor. Dieser wird einstimmig durch Zuruf gewählt und nimmt die Wahl an.

Für den zweiten Beisitzer schlägt der Vorsitzende vor, die Wahl bis zum nächsten Jahre auszusetzen, da es richtig erscheint, hierfür wieder den Vorsitzenden des Germanischen Lloyd zu wählen, wobei die spätere Zustimmung der Versammlung vorbehalten bleibt. Der Vorschlag wird einstimmig angenommen.

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

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

Punkt 7. Der Antrag des Vorstandes auf Erweiterung des Fachausschusses findet die einstimmige Zustimmung der Versammlung durch Annahme des folgenden Zusatzes zu dem § 14 der Satzung:

„Der Fachausschuß ist berechtigt, sich nach freier Wahl durch vier stimmberechtigte Mitglieder zu erweitern.“

Herr Baurat Schulthes bittet, die Namen der Mitglieder des Fachausschusses zu veröffentlichen. Der Vorsitzende sagt dies für das nächstjährige Jahrbuch zu.

Punkt 8. Zu Punkt 8 der Tagesordnung wird das Wort nicht gewünscht.

Charlottenburg, den 20. November 1925.

v. g. u.

Die gesetzlichen Vertreter:

gez. Carl Busley.

gez. Walter Laas.

---

## V. Unsere Toten.

In diesem Jahre ist es uns gelungen, von den fast allen unserer verstorbenen Mitglieder Nachrufe bringen zu können, die hier folgen:

Arnhold, Eduard, Geheimer Kommerzienrat, Berlin.  
Baumann, Karl, Ingenieur, Altona.  
Bluhm, Eduard, Fabrikdirektor, Berlin.  
Cellier, Alphonse, Schiffsmakler, Hamburg.  
Fritz, Heinrich, Oberingenieur, Elbing.  
Gaa, Carl, Dr.-Ing., Direktor, Mannheim.  
Gradenwitz, Richard, Dr.-Ing., Fabrikbesitzer, Berlin.  
Köhncke, Heinrich, Zivilingenieur, Bremen.  
Kruth, Paul, Maschineningenieur, Hamburg.  
Merten, Paul, Ingenieur, Hamburg.  
Pagel, Carl, Professor, Dr.-Ing., Generaldirektor, Berlin.  
Schausel, Max, Sozialpolitischer Beirat der Seeberufsgenossenschaft, Hamburg.  
Schulz, Paul, Oberingenieur, Stettin.  
Stülcken, Julius Cäsar, Schiffbaumeister, Hamburg.  
van Vloten, W. Hüttendirektor, Nunspeet.

### EDUARD ARNHOLD

wurde am 10. Juni 1849 in Dessau als Sohn eines Arztes geboren. Nach Beendigung der Schulzeit trat er als kaufmännischer Lehrling in die Großkohlenfirma Cäsar Wollheim ein, die er als späterer Inhaber zu hoher Blüte führte.

Arnhold wurde vom Kaiser ins Herrenhaus berufen, war Senator der Kaiser-Wilhelm-Gesellschaft zur Förderung der Wissenschaften, Mitglied des Zentralausschusses der Reichsbank, der Berliner Handelskammer, des Reichskohlenrats und des Reichswirtschaftsrats. Er galt als eine besondere Autorität auf dem Gebiete des Verkehrswesens, war viele Jahrzehnte Vorsitzender des Ständigen Ausschusses der Tarifkommission bei den deutschen Eisenbahnen und wurde bei der Gründung der Reichsbahngesellschaft zum Mitglied ihres Verwaltungsrats ernannt.

Außerdem war Arnhold in einer Reihe von industriellen Gesellschaften Vorsitzender des Aufsichtsrats, u. a. der Actiengesellschaft für Anilinfabrikation, der Berlin-Karlsruher Industrierwerke A. G., der Bamag-Meguïn A. G., der Kunheim-Rhenania A. G., der Dresdener Bank usw.

Arnhold ist am 10. August auf seiner Besitzung in Neuhaus am Schliessee infolge eines Herzschlages plötzlich verschieden.

**KARL BAUMANN**

ist am 29. August 1883 als Sohn des Meiereibesitzers Friedrich Baumann in Flensburg geboren. Er besuchte die Oberrealschule seiner Vaterstadt. Seine weitere Ausbildung erfuhr er auf dem Bremer Technikum und der Technischen Hochschule in Hannover.

Nach dem Studium war er bei den Werften in Osterholz-Scharmbeck, der Weser in Bremen, dem Vulcan in Stettin und zuletzt auf den Vulcanwerken in Hamburg als Schiffskonstrukteur tätig. Er starb ganz unerwartet am 4. Oktober 1924 an den Folgen einer Operation. Baumann war lange Jahre Mitglied unserer Gesellschaft und galt in seinen Kreisen als ein tüchtiger und charakterfester Mann.

**EDUARD BLUHM**

wurde am 12. Januar 1863 in Berlin als Sohn des Privatmannes Ludwig Blum geboren. Er besuchte zuerst die Gemeindeschule und später die Bohmsche Schule. Im Jahre 1878 trat er als kaufmännischer Lehrling bei der Firma F. Butzke & Co. ein, einer Aktiengesellschaft für Metall-Industrie. Schon im Jahre 1890 wurde er im Alter von 27 Jahren Direktor in der genannten Firma und im Jahre 1918 bei seinem vierzigjährigen Dienstjubiläum in derselben Generaldirektor.

Blum war Mitglied der Handelskammer zu Berlin, Kirchenältester in der St.-Jacobi-Gemeinde und Aufsichtsrat verschiedener Aktiengesellschaften. Er hatte mehrere Ehrenämter inne, die er aber nach und nach seines leidenden Zustandes wegen aufgeben mußte.

Er starb am 15. Februar nach kurzer Krankheit während einer Geschäftsreise in Clausthal.

**ALPHONSE CELLIER**

wurde am 11. Juni 1860 in Hamburg geboren, wo auch sein Vater, der Gründer der Firma, Schiffsmakler war. Er besuchte die Schule des Herrn Dr. Richard Lange, die sich damals eines besonderen Rufes erfreute, und lernte im Geschäfte des Vaters. Dann ging er zur gründlichen Erlernung der Sprachen nach Frankreich und Italien, wo er in verschiedenen Geschäften als Volontär tätig war. Nach seines Vaters frühem Tode mußte er noch in jungen Jahren die Leitung des väterlichen Geschäftes übernehmen. Cellier war einer der Gründer des Hafenbetriebsvereins in Hamburg und viele Jahre Vorsitzender des Vereins der Hamburger Schiffsmakler. Er starb am 7. August an den Folgen einer inneren Erkrankung.

**HEINRICH FRITZ**

ist am 27. Juni 1863 zu Groß-Strehlitz in Oberschlesien geboren. Als Sohn des späteren Bürgermeisters von Gleiwitz besuchte er dort das Realgymnasium und studierte im Anschluß daran das Hüttenfach an der Technischen Hochschule zu Charlottenburg, wo er das Diplomexamen mit Auszeichnung bestand. Nach Absolvierung seiner Studien trat er in eine Anfangsstellung beim Phönix in Ruhrort und nachdem in eine weitere Stellung beim Solinger Gußstahlwerk

zu Siegen. Auch diese Stellung konnte ihn auf die Dauer nicht befriedigen; er wandte sich zur Gutehoffnungshütte in Sterkerade, wo er 1891 die Stahlgießerei einrichtete und dann den Betrieb leitete.

Im Jahre 1898 folgte er einem Angebot der Firma F. Schichau-Elbing, die, um sich von anderen Werken unabhängig zu machen, eine eigene Stahlgießerei einzurichten beabsichtigte und dazu natürlich einen bereits bewährten Fachmann brauchte. Herr Fritz hat den Ausbau und die Einrichtung der größten Stahlgießerei im östlichen Deutschland in vorzüglicher Weise vollendet und dann die Leitung des Betriebes übernommen. Sehr bald konnte durch die Lieferung großer und schwieriger Gußstücke, namentlich Hintersteven für verschiedene Linienschiffe und andere große Dampfer die junge Stahlgießerei ihre Leistungsfähigkeit beweisen und sich unter Fritz' tatkräftiger und umsichtiger Leitung weiter ausbauen und mit jedem anderen ähnlichen Unternehmen bei Lieferung von Gußstücken jeder Art und Größe in erfolgreiche Konkurrenz treten. Am 1. Mai 1923 konnte Fritz sein 25jähriges Dienstjubiläum feiern und auf eine verantwortungsvolle, mannigfaltige Tätigkeit in dem von ihm geschaffenen Werk zurückblicken, das unter seiner Führung zur vollen Blüte gelangt war.

Durch lauterer Charakter, vornehme Gesinnung und liebenswürdiges Wesen war Fritz bei allen, die mit ihm, sei es im Privatleben oder geschäftlich in Berührung kamen, beliebt und hochgeschätzt.

Das arbeitsreiche Leben eines begeisterten Freundes der Natur, namentlich auch des Hochgebirges, fand, während er bei einem Ausflug sich an dem Anblick der untergehenden Sonne erfreute, am 16. Mai 1925 durch einen Herzschlag einen unerwarteten Abschluß.

Der Schiffbautechnischen Gesellschaft hat Herr Fritz seit 1905 angehört.

#### CARL GAA.

Am 24. April 1925 verschied in München plötzlich mitten in beruflicher Tätigkeit Dr.-Ing. e. h. Carl Gaa, Mitglied des Vorstandes der Brown, Boveri & Cie., A.-G., Mannheim, im Alter von noch nicht 54 Jahren. In ihm ist ein Pionier der Elektrotechnik dahingegangen.

Schon als junger Ingenieur wurde er vor verantwortungsvolle Aufgaben gestellt, indem er im Jahre 1893, im Alter von erst 22 Jahren, von der Brown, Boveri & Cie., damals Kom.-Ges. a. A., in Baden, mit dem Bau und Betrieb des städtischen Elektrizitätswerkes Frankfurt a. M. betraut wurde. Es galt, dort ein noch heftig umstrittenes System der elektrischen Kraftverteilung zum erstenmal in großem Maßstab in die Wirklichkeit umzusetzen, nämlich die Erzeugung der Energie in der Form von hochgespanntem Wechselstrom und ihre Verteilung auf ein größeres Stadtgebiet nach dem Transformatorensystem mit Primär- und Sekundärverteilungsnetz.

Gaa war als Oberingenieur der Brown, Boveri & Cie.-Niederlassung in Frankfurt unermüdlich tätig, um die vielen unvorhergesehenen Schwierigkeiten zu überwinden und alle Störungen zu beheben, die durch die damals noch un-

erklärten Erscheinungen verursacht wurden, und es ist nicht zum wenigsten seiner Umsicht zu verdanken, daß das Werk zu dem bekannten großen Erfolg führte.

Um die Jahrhundertwende hatten Verhandlungen von Brown, Boveri & Cie. mit der Stadt Mannheim zu dem Ergebnis geführt, daß die junge Firma den Bau und Betrieb des städtischen Elektrizitätswerkes in Mannheim übernahm und zugleich dort eine Fabrik für den Großmaschinenbau errichtete. Auch den Bau des Mannheimer Elektrizitätswerkes leitete Gaa, dann aber begannen die Sorgen und die Verantwortung für das neugegründete Fabrikunternehmen, da gerade während der Bauzeit eine industrielle Krisis einsetzte.

Es dauerte jedoch nicht lange, so blühte das neue Unternehmen auf und entwickelte sich mit Riesenschritten, als im Jahre 1903 die Dampfturbine ihren Siegeszug in die Welt von Brown, Boveri & Cie. aus begann. Überzeugt von der Zukunft der Dampfturbine, setzte Gaa sich ganz dafür ein, und mit der starken suggestiven Kraft seiner Persönlichkeit errang er ihr Erfolg auf Erfolg, und er führte so das Unternehmen weiter in die Höhe.

Zu Beginn des zweiten Jahrzehnts des Jahrhunderts machte sich wiederum eine allgemeine Krisis bemerkbar, die aber infolge der inneren Lebenskraft des Unternehmens spurlos vorüberging. Gaa hatte inzwischen eine Verkaufsorganisation aufgebaut, die sich über ganz Deutschland ausdehnte und dem Werk die notwendige Grundlage für eine dauernde Beschäftigung gab. Gaa kannte aber keinen Stillstand, ständig sann er auf Ausdehnung des Entwicklungskreises, und er fand dabei bei seinem großen, von ihm auf das höchste verehrten Vorbild Dr. Walter Boveri, der ihm gerade vor einem halben Jahre im Tode voranging, volles Verständnis.

Es entstand die Zweigfabrik für Elektromotoren in Saarbrücken als Ergänzung des Mannheimer Werkes, das vor allem den Bau großer Maschinen pflegte. Der Ausbau einer großen Installationsabteilung wurde verwirklicht und im Zusammenhang damit die Kabelfabrikation durch Übernahme der Rheinischen Draht- und Kabelwerke aufgenommen. So war das Unternehmen durch die nie versagende treibende Kraft Gaa's zu imponierender Größe herangewachsen, als der Krieg ausbrach.

Die Kriegszeit und die in vielem noch schwerere Zeit nach dem Kriege stellte auch an seine Kräfte die größten Anforderungen. Für ihn, der gewohnt war, sich in Pflichterfüllung bis zum äußersten auszugeben, mußte es niederdrückend sein, zu sehen, wie nach dem Kriege vielfach das Verantwortungsgefühl gelockert und das Interesse an der Arbeit geschwunden war. Sein Optimismus verließ ihn aber auch jetzt nicht. Er glaubte aber fest daran, daß wieder Vernunft in die Welt kommen und daß Ordnung und Zucht wieder einkehren müsse und werde. So war sein Blick auch fürderhin vorwärts gerichtet, und er schmiedete weiter Pläne, wie das Unternehmen weiter auszubauen und zu verbreitern sei. Die Angliederung der Firma Stotz G. m. b. H. und der Gleichrichtergesellschaft G. m. b. H. in Berlin und die Errichtung einer Apparatefabrik in Groß-Auheim sind u. a. Ergebnisse dieser Bestrebungen.



Obwohl Gaas Arbeitskraft durch seine berufliche Tätigkeit bereits aufs höchste in Anspruch genommen war, fand er doch noch Zeit, sich an technischen Körperschaften maßgebend zu beteiligen. So wirkte er bei der Gründung der Hochschulvereinigung Karlsruhe mit, deren Vorsitzender er war. Ferner war er Vorsitzender des Kuratoriums des Lichttechnischen Institutes an der Technischen Hochschule in Karlsruhe, als welcher er die junge Lichttechnik nach Kräften förderte. Er gehörte weiter dem Kuratorium der Orthopädischen Anstalt der Universität Heidelberg an und hatte Sitz im Aufsichtsrat verschiedener Gesellschaften.

Gaas reger Geist ließ sich aber durch die Erfüllung der beruflichen Tätigkeit nicht erschöpfen. Sein Sinn für das Schöne führte ihn zu einer besonderen Vorliebe für die graphische Kunst. Gaa besaß eine wertvolle, mit Liebe gepflegte Sammlung von alten Kupferstichen und galt in Fachkreisen als tiefer Kenner alter Graphik.

Es ist selbstverständlich, daß einem so arbeitsfreudigen, erfolgreichen Manne auch öffentliche Anerkennung und wissenschaftliche Ehrung nicht fehlten. Gaa wurde schon frühzeitig in den Vorstand des Zentralverbandes der deutschen elektrotechnischen Industrie und des Verbandes Deutscher Elektrotechniker berufen und war stellvertretender Vorsitzender in der Vereinigung von Dampfturbinen-Herstellern. Zu seinem 25jährigen Dienstjubiläum im Jahre 1918 erkannte die Technische Hochschule Karlsruhe seine Verdienste um die Elektrotechnik an, indem sie ihn zum Ehrendoktor der Hochschule Karlsruhe ernannte und ihm später auch noch die Würde eines Ehrenbürgers verlieh.

Wenn man sein Lebenswerk überblickt, so erkennt man überall das Wirken eines starken, schöpferischen Geistes. Er hatte immer klare Ziele vor Augen, die er unter Überwindung aller Widerstände durchzusetzen verstand. Was er geschaffen hatte, das suchte er dauernd bis ins einzelne zu durchdringen, ohne dabei die großen Linien aus dem Auge zu verlieren.

Die Kunst der Menschenbehandlung war ihm in hohem Maße eigen, niemand konnte sich seinem Einfluß entziehen, es sprach aus ihm ein mächtiges Temperament, das mitriß und zum Glauben an ihn und seine Worte zwang. In seltener Weise vereinigten sich in ihm die Eigenschaften des wirtschaftlichen Führers mit denen eines aufrichtig mitfühlenden Menschen; seinen nächsten Mitarbeitern und Untergebenen gegenüber blieb er in allen Anordnungen stets der freundliche Ratgeber und Führer, der in verbindlicher Form zu überzeugen vermochte.

Die neue Zeit mit ihren Auswüchsen aller Art widerstrebte seiner Natur. Die letzten Jahre brachten auch ihm Enttäuschungen, die an ihm nagten. Wenn er aber gesund geblieben wäre, so wäre er über alle Schwierigkeiten hinweggekommen, denn er war nicht der Mann der Resignation, sondern des starken Willens, der sich durchzusetzen gewohnt war.

#### RICHARD GRADENWITZ

ist am 22. Januar 1925 in Baden-Baden als einer der ersten Pioniere der deutschen Flugtechnik gestorben. Er ist besonders dadurch bekannt geworden,

daß er sich für den Grafen Zeppelin und seine Ideen schon zu einer Zeit einsetzte, als noch wenige an die Zukunft des starren Luftschiffes glaubten. Ihm war es nicht zuletzt zu danken, daß namentlich in militärischen Kreisen ein Stimmungsumschwung zugunsten des Grafen Zeppelin eintrat. Auch um den Aeroclub von Deutschland, dessen langjähriger Präsident er war, und um die Motor-Luftschiffstudiengesellschaft hat sich Gradenwitz große Verdienste erworben, ebenso um die Wissenschaftliche Gesellschaft für Luftfahrt, der er als Vorstandsmitglied angehörte. Die Technische Hochschule in Karlsruhe verlieh ihm 1918 in Anerkennung seiner Leistungen auf dem Gebiete des Baues von Meß- und Prüfungsapparaten die Würde eines Doktor-Ingenieurs ehrenhalber. Der Verstorbene, der am 18. September 1923 sein 60. Lebensjahr vollendete, war seit 1913 als Nachfolger des Admirals von Hollmann Vorsitzender des Aufsichtsrats der Luftfahrzeug-Gesellschaft, deren Mitbegründer er gewesen ist.

#### HEINRICH KÖHNCKE

wurde am 31. Mai 1860 als Sohn des Hofbesitzers Köhncke in Lüdersdorf (Mecklenburg-Strelitz) geboren. Er besuchte das Gymnasium in Lübeck bis zum Abiturientenexamen und studierte dann an den Technischen Hochschulen in Hannover und Stuttgart. Nach vollendetem Studium trat er zuerst in den Lübeckischen Staatsdienst und war dann von 1886—1896 in Bremen unter dem Oberbaudirektor Franzius bei der Unterweserkorrektion tätig. Zuletzt, als Baumeister, beim Hafengebäudeamt Bremerhaven.

Von 1896—1901 war er Obergeringieur bei der mit Tiefbauarbeiten beschäftigten Firma F. H. Schmidt in Altona. Im Jahre 1902 gründete er die Firma Köhncke & Co. in Bremen, deren geschäftsführender Hauptteilhaber er war.

Als Hauptmann der Landwehr stellte er sich 1914 zum Militärdienst zur Verfügung, wurde zuerst zur Rekrutenausbildung in der Heimat und dann zwei Jahre als Ortskommandant in Frankreich (Douai, Courtrai usw.) verwandt. 1917 wurde er zum Major der Landwehr ernannt und schied als solcher 1918 mit dem Eisernen Kreuz I. Klasse aus.

Nach einjährigem Krankenlager verstarb er am 19. März 1925 an einem schweren Herz- und Nierenleiden, tief betrauert von seinen Freunden und Verwandten.

#### PAUL KRUTH

wurde am 6. Januar 1862 zu Gnadenberg in Schlesien geboren. Er entstammte einer eng mit der Schifffahrt verknüpften Familie. Seine Erziehung genoß er in der Brüdergemeinde Herrnhut, was seinem ganzen Wesen und seiner Lebensauffassung ein besonderes Gepräge gab.

Schon früh widmete er sich dem Maschinenbau. Nach dreijähriger Werkstattpraxis und theoretischer Ausbildung auf einer Gewerbeschule besuchte er das Technikum in Mittweida, das er erfolgreich absolvierte.

Nacheinander führte ihn sein Weg mit einer einjährigen Unterbrechung, als er seiner Dienstpflicht bei dem Eisenbahnregiment in Berlin genügte, zu den Stettiner Oderwerken, zur Bremer Schiffsbaugesellschaft in Vegesack und wieder

nach Grabow a. d. Oder. Von 1894—1905 war er als Bureauchef der Abteilung für Schiffsmaschinenbau bei der Schiffswerft Übigau tätig. Am 1. Juli 1905 trat er als Leiter des Schiffsmaschinen-Konstruktionsbureaus bei der Reiherstieg-Schiffswerft in Hamburg ein und wirkte hier in zwanzigjähriger ununterbrochener Tätigkeit bis zu seinem Tode.

Während seiner Tätigkeit bei der Reiherstiegwerft hat er wesentlichen Anteil an der Konstruktion der Maschinen vieler Schiffsneubauten genommen. Auch war er ein rühriger Mitarbeiter in dem Handelsschiff-Normenausschuß, dem er seit seiner Gründung angehörte. Im Frühjahr 1922 befiel ihn eine tückische Krankheit, doch gelang es der Kunst der Ärzte, ihn seinem Beruf zu erhalten. Im Sommer 1924 machten sich erneut Anzeichen der Krankheit bemerkbar und zwangen ihn, sich abermals in ärztliche Behandlung zu begeben. Am 10. Dezember 1924 erlöste ihn ein sanfter Tod von seiner Krankheit. Mit Paul Kruth schied ein Mann aus dem Leben, der, von hohen Idealen erfüllt, seinen Lebenszweck in treuester und unermüdlicher Pflichterfüllung sah.

#### PAUL MERTEN

wurde in Danzig am 26. Dezember 1856 geboren. Sein Vater war Besitzer der Schiffswerft und Maschinenfabrik Heinrich Merten am Schutensteg. Merten legte seinen Bildungsgang auf der Johannes-Schule in Danzig und auf der Technischen Hochschule Charlottenburg zurück und trat nach beendigem Studium in die Fabrik seines Vaters ein, in der er auch schon während seiner Studienzeit praktisch gearbeitet hatte.

Seine militärische Ausbildung erhielt er bei der I. Matrosen-Artillerie-Abteilung in Friedrichsort, bei der er im Laufe der Jahre zum Kapitänleutnant d. R. befördert wurde. Er hatte mehrfach Gelegenheit, seine soldatischen Tugenden an den Tag zu legen dadurch, daß er im ganzen drei Leute vom Tode des Ertrinkens unter Hintansetzung seiner Person retten konnte, wofür ihm die Rettungsmedaille am Bande verliehen wurde.

Im Jahre 1889 übernahm er die Leitung der väterlichen Fabrik, die jedoch 8 Jahre später infolge wirtschaftlicher Schwierigkeiten stillgelegt werden mußte. 1897 siedelte er nach Hamburg über und gründete dort die Firma Paul Merten, Ingenieur, der er mit großer Tatkraft und zäher Beharrlichkeit in allen Schiffbaukreisen Geltung verschaffte.

Er starb nach einem arbeitsreichen, unermüdlichen Leben, in dem das Wort Ausspannung ein unbekannter Begriff war, an den Folgen einer Blasenoperation am 15. September 1925.

#### CARL PAGEL

Am 8. November 1925 verschied nach kurzer schwerer Krankheit der Generaldirektor des Germanischen Lloyd Professor Dr.-Ing. e. h. Carl Pagel.

Er ist am 3. April 1866 in Althof bei Doberan geboren. Nach erfolgreichem Besuch des Realgymnasiums in Rostock arbeitete er praktisch auf der Werft des Stettiner Vulcan und genügte seiner Militärdienstpflicht bei der Matrosen-

division. Dann widmete er sich dem Studium des Schiffbaus an der Technischen Hochschule zu Berlin und bestand im Jahre 1891 das Staatsexamen. Nachdem er kurze Zeit auf der Werft der „Neptun“ A.-G. in Rostock beschäftigt war, trat er in die Dienste des Stettiner Vulcan. Auf der Vulcan-Werft hat er 10 Jahre hindurch an dem Entwurf und Bau der großen Fracht- und Passagierdampfer, die in den 90er Jahren vom Stapel liefen, und der Schnelldampfer des Norddeutschen Lloyd mitgearbeitet.

Im Jahre 1901 verließ er die Vulcan-Werke und ging als Oberingenieur und Leiter des Schiffbaubureaus zur Firma F. Schichau, Danzig, wo er bis zur Berufung auf den Lehrstuhl für praktischen Schiffbau an die Technische Hochschule in Berlin blieb. Schon nach einigen Semestern gab er die Lehrtätigkeit auf; denn die Wahl zum technischen Direktor des Germanischen Lloyd als Nachfolger Middendorfs war auf ihn gefallen.

Seit dem 1. Juli 1903, also 22 Jahre, ist er der verantwortliche Leiter des Germanischen Lloyd gewesen, und in unermüdlicher Arbeit hat er die deutsche Klassifikationsgesellschaft zu immer größerer Bedeutung und Anerkennung im Inlande wie im Auslande geführt. Auf die fortschrittliche Entwicklung des Eisenschiffbaus in den letzten zwei Jahrzehnten ist Pagel von hervorragendem Einfluß gewesen. In mancher Hinsicht ist er führend vorangegangen. Sein gründliches Wissen und seine umfassende Erfahrung setzten ihn in den Stand, nicht nur neue Wege zu finden, sondern auch die Folgen einer Abweichung von dem bisher begangenen Pfade zu beurteilen. Die zahlreichen Neuausgaben der Bauvorschriften für flußeiserne Seeschiffe des Germanischen Lloyd, die unter ihm entstanden sind, und von denen jede einzelne Neuerungen und Fortschritte brachte, geben ein Bild von der Arbeit, die er auf diesem Gebiet geleistet hat. Aber auch hölzerne Segelschiffe, Binnenschiffe und selbst Lustjachten hatten sein volles Interesse. Als im Jahre 1907 in Paris die Bauvorschriften für Jachten der internationalen Rennklassen festgelegt wurden, nahm er an den Verhandlungen mit den ausländischen Klassifikationsgesellschaften entscheidenden Anteil.

Als Direktor des Germanischen Lloyd war Pagel der technische Berater der See-Berufsgenossenschaft, und in den langen Jahren, in denen er in engster Fühlung mit dem Vorstande der See-Berufsgenossenschaft gestanden hat, ist er ihr ein treuer und hochgeschätzter Mitarbeiter gewesen. Die Fragen der Unfallverhütung, des Freibordes, der Unsinkbarkeit und der Stabilität beherrschte er ebenso sicher wie die Fragen, die in das engere Gebiet des Germanischen Lloyd fallen. Die erste Aufgabe, die er im Jahre 1903 beim Germanischen Lloyd vorfand, war der Abschluß der von seinem Vorgänger Middendorf entworfenen Freibord-Vorschriften. Er hat sie vorbildlich gelöst. Bei den Verhandlungen mit den Engländern im Jahre 1908 über die Angleichung der deutschen und englischen Freibord-Vorschriften ist er von entscheidendem Einfluß gewesen.

In Fragen des Schiffbaus und der Schifffahrt haben auch die Behörden sich seines Rates und seiner Hilfe häufig bedient. Er war einer der Vertreter des Deutschen Reiches auf der Titanic-Konferenz in London und hat den Vertragsentwurf mitunterzeichnet.

Während des Krieges wurde er in den Beirat der vom Reich gegründeten deutschen Versicherungsbank berufen, in dem er an der Festsetzung des Wertes der Hilfsschiffe der Marine mitwirkte. Von größter Bedeutung war seine Tätigkeit im Ausschuß für den Wiederaufbau der Handelsflotte. Pagel fühlte sich als Direktor der deutschen Schiffsklassifikations-Gesellschaft mit der deutschen Schifffahrt eng verbunden, und um so tiefer traf ihn daher der Verlust der Handelsflotte, der uns in Versailles aufgezwungen wurde. Die Förderung der Schifffahrt und des Schiffbaus betrachtete er als seine Lebensaufgabe und hat von sich aus alles getan, um die Erreichung des nächsten Zieles, den Wiederaufbau der Handelsflotte, zu ermöglichen. Als es nach Beendigung des Krieges galt, die im neutralen Ausland liegenden Handelsschiffe möglichst schnell nach Deutschland zurückzubringen, hat er die Reeder, soweit die Klassifikation in Frage kam, so viel wie nur irgend möglich unterstützt.

Wem es vergönnt war, bei Verhandlungen oder Besprechungen mit Pagel zusammen zu arbeiten und ihn zu beobachten, bewunderte immer wieder die Vornehmheit, Ruhe und Sicherheit, mit der er seine Aufgabe löste. Vorbildlich war die Art, in der er den Kern der Sache anfaßte, um in denkbar kürzester Zeit die Entscheidung herbeizuführen oder mit sicherem Blick selbst zu fällen, vorbildlich, wie er es verstand, mit leichter Hand Schwierigkeiten, die sich der Lösung einer Aufgabe entgegenstellten, zu beseitigen.

Als im vorigen Jahre bei Gelegenheit der 25jährigen Jubelfeier der Schiffbautechnischen Gesellschaft, deren Vorstand er zwei Jahrzehnte angehörte, die Technische Hochschule zu Berlin ihm die Würde eines Dr.-Ing. e. h. verlieh, wurde diese Ehrung allgemein als wohlverdiente Anerkennung angesehen für all das, was Pagel im Laufe von mehr als 20 Jahren für den deutschen Schiffbau und für die deutsche Schifffahrt geleistet hat.

Viel zu früh für alle, die ihn kannten, die sein vornehmes schlichtes Wesen und seinen unbestechlichen Gerechtigkeitssinn schätzten, ist Pagel dahingeschieden. Einer der bedeutendsten Männer des deutschen Schiffbaus und der deutschen Schifffahrt der letzten Jahrzehnte ist mit ihm dahingegangen. Er wird uns allen unvergeßlich bleiben.

#### MAX SCHAUSEIL.

Am 2. Mai 1925 ist in Hamburg der frühere Verwaltungsdirektor der See-Berufsgenossenschaft Max Schauseil, der 17 Jahre Mitglied unserer Gesellschaft gewesen ist, verschieden. — Am 2. April 1860 zu Düsseldorf geboren, ist Schauseil 1895 bei der See-Berufsgenossenschaft eingetreten und dort 1899 Verwaltungsdirektor geworden. 1920 durfte er das 25jährige Dienstjubiläum bei der See-Berufsgenossenschaft feiern; 1922 ist er aus Gesundheitsrücksichten auf seinen Antrag in den Ruhestand versetzt worden. Auf besonderen Wunsch des Vorstandes der See-Berufsgenossenschaft ist er auch nach der Versetzung in den Ruhestand als Beirat und Freund des Vorstandes bis zum letzten Atemzuge tätig gewesen. Als Verwaltungsdirektor der unsern Bestrebungen besonders nahestehenden See-Berufsgenossenschaft hat er wäh-

rend der vielen Jahre seiner umfangreichen Tätigkeit auch im Interesse unserer Gesellschaft segensreich gewirkt, sein Andenken wird daher bei uns ein bleibendes, ehrendes und stets treues sein; ist es uns doch vergönnt gewesen, in langem, treuem, gemeinsamem Arbeiten im Zusammenwirken mit seinen Arbeitsgebieten, besonders der Unfallverhütung, mit ihm zum Segen der deutschen Schifffahrt zu wirken, wobei wir die Schärfe seines Geistes, sein reiches Wissen, seine bewunderungswürdige, besonders nach der praktischen Seite sich betätigende Auffassungsgabe, seine hervorragende Arbeitskraft und Schaffensfreude zu schätzen reichlich Gelegenheit gehabt haben. Bei steter persönlicher Liebenswürdigkeit hat Schauseil seinem Aufgabenkreis mit besonderer Liebe und Hingebung obgelegen. Oft haben wir diese vortreffliche Charaktereigenschaft und die dem Rheinländer eigene Lebensfreude an ihm gewürdigt, die selbst dann nicht versagt haben, wo seine Berufspflichten, deren Flagge er stets voll und unentwegt vorangetragen hat, ihn andere Wege weisen mußten als die von uns zu vertretenden. Viele unserer Mitglieder sind Schauseil in aufrichtiger Freundschaft verbunden und werden ihm in Treue auch über den Tod hinaus verbunden bleiben. Eine in allen Schifffahrtskreisen und weit darüber hinaus hochgeschätzte Persönlichkeit ist zu früh dahingegangen.

Schauseil hat den großen Aufschwung der deutschen Reederei bis 1914 mit erlebt, er hat der See-Berufsgenossenschaft die Grundlagen und Richtlinien gegeben, die sie befähigten, den großen sozialen Aufgaben, die die hochentwickelte deutsche Seeschifffahrt an sie gestellt hat, gerecht zu werden. Er hat während des Krieges, in dem auch er einen Sohn dem Vaterlande opfern mußte, mit seltener Energie sich auf dem Gebiete der Liebestätigkeit des Roten Kreuzes für die seemännischen Kriegsteilnehmer eingesetzt. Trotz schweren Kummers über das Kriegsende und seine Folgen für unser deutsches Vaterland, der bis zuletzt schwer auf seinem Gemüt lasten blieb, hat er den Wiederaufbau der deutschen Handelsflotte nicht aus dem Auge verloren und dieses Ziel unter Einsetzung seiner gesamten Kraft unentwegt verfolgt. Es ist uns eine Ehrenpflicht, ihm an dieser Stelle zu danken, was er uns im Leben als langjähriges Mitglied gewesen ist. Ehre seinem Andenken!

#### PAUL SCHULZ

wurde am 3. August 1868 in Plön geboren und am 3. Oktober 1924 nach längerem Herzleiden, trotz Nauheimer Kur, plötzlich durch den Tod abgerufen.

Seine Schulbildung erhielt er auf dem Gymnasium in Kiel, arbeitete dann drei Jahre praktisch und betätigte sich zwölf Jahre als Maschinist und Schiffingenieur in Diensten der Hamburg-Amerika-Linie, zuletzt als aufsichtsführender Ingenieur bei Neubauten dieser Reederei auf Hamburger Werften. Seine theoretische Ausbildung erhielt Paul Schulz auf den staatlichen technischen höheren Lehranstalten in Hamburg.

Nach zweieinhalbjährigem Wirken als Betriebsingenieur der Deutschen Spiegelglas-A.-G. in Freden an der Leine trat er in gleicher Eigenschaft am 15. September 1905 bei der Schiffswerft und Maschinenfabrik Joh. C. Tecklen-

borg A.-G. in Geestemünde ein. Hier bot sich ihm ein Feld reicher und vielseitiger Tätigkeit. Von den zahlreichen Bauten für die Handelsflotte sei nur der Lloydampfer „Prinz Friedrich Wilhelm“, von sonstigen Neubauten das vom Reichsmarineamt bestellte und für den fernen Osten bestimmte Flußkanonenboot „Otter“ genannt. Am 1. Januar 1912 wechselte Paul Schulz seine Stellung, um als Betriebsoberingenieur der Howaldtswerke in Kiel sich vorzugsweise den Aufgaben des Kriegsschiffs-Maschinenbaues zu widmen. Die Maschinenanlagen der einstmals stolzen Kriegsschiffe „Rostock“, „Kaiserin“ und „Bayern“ wurden unter seiner Werkstattsleitung hergestellt.

Seit dem 1. April 1916 war Paul Schulz als Beamter des Germanischen Lloyd tätig, und zwar zunächst in Hamburg und vom 1. Oktober 1917 ab bis zu seinem Tode in Stettin. Außer seiner Expertentätigkeit für den Germanischen Lloyd hatte er hier die See-Berufsgenossenschaft zu vertreten. In seiner Eigenschaft als beeidigter Sachverständiger der Stettiner Kaufmannschaft wurde er sehr oft zu Gutachten aufgefordert.

Wer Paul Schulz in seinem vielseitigen verständnisvollen Wirken gekannt hat, mußte ihm hohe Achtung zollen. Seine echtdeutsche, kernige Art, in glücklichem Einklang mit sprudelndem Humor, ließ ihn selbst aus schwierigen Situationen stets den richtigen Weg finden, und alle, die mit ihm zusammenkamen, werden einen guten Freund und Berater durch seinen zu frühen Tod verloren haben.

#### JULIUS CÄSAR STÜLCKEN,

unser langjähriges Mitglied, ist am Mittwoch, den 21. Januar, infolge eines Herzschlages im 58. Lebensjahre jäh aus dem Leben geschieden.

Stülcken, der am 4. April 1867 zu Hamburg als Sohn des Werftbesitzers H. C. Stülcken geboren wurde, schlug die Ingenieurlaufbahn ein und hat die bekannte Werftfirma im Jahre 1892 nach dem Ableben seiner Mutter übernommen. Unter seiner Leitung wurde die Werft bedeutend vergrößert und modernisiert.

Außer vielen kleineren Fahrzeugen gingen aus seiner Werft eine große Anzahl Fischdampfer sowie einige größere Frachtdampfer hervor, die sich bei ihren Besitzern großer Beliebtheit erfreuen.

Stülcken besaß die ersten hölzernen Dockanlagen in Hamburg, die er später durch große eiserne Schwimmdocks ersetzte.

Nicht nur die Werft, sondern auch das öffentliche Leben in Hamburg verlieren durch das frühe Hinscheiden Stülckens einen eifrigen Förderer ihrer Interessen.

#### WILLEM VAN VLOTEN

ist am 13. September 1855 zu Deventer geboren, wo sein Vater Professor war. Er besuchte die Oberrealschule in Haarlem, wo er im Jahre 1871 das Abiturientenexamen bestand. Da er für den Besuch der Hochschule noch zu jung war, arbeitete er zunächst 1 Jahr praktisch in Bergwerken in Holland und Deutschland.

Danach studierte er an der Bergakademie Claußthal und legte das Berg- und Hütten-Diplomexamen im Jahre 1875 ab. Von 1875 bis 1879 war er an der Georgsmarienhütte bei Osnabrück angestellt. Dann betätigte er sich ein Jahr als Leiter einer Blei- und Silbergrube in der Gegend von Huelva in Spanien. 1880 kam er als Hochofenchef zur „Union“ Dortmund. 1893 übernahm er die gleiche Stellung auf dem Hörder Bergwerks- und Hüttenverein in Hörde. Von 1897 ab war er technischer Direktor dieser Fabrik und erhielt 1903 in dieser Stellung den Roten Adlerorden 4. Klasse.

Beim Übergang des Hörder-Vereins an die Phönix A. G. im Jahre 1906 wurde er deren Vorstandsmitglied. Diese Stellung bekleidete er, bis ihn im Jahre 1917 ein Augenleiden zwang, sich zur Ruhe zu setzen. Er zog dann nach Nunspeet in Holland. Kurz nachher wurde er in die „Koninklyke Nederlandsche Hoogovens en Stoolfabrieken“ als Aufsichtsratsmitglied gewählt, an deren Errichtung er lebhaften Anteil hatte. Zugleich wurde er Aufsichtsratsmitglied bei der Nederlandsche Stoolfabrieken de Muinck Keizer.

Als die holländische Gruppe Interesse an der Phönix A. G. in Düsseldorf nahm, delegierte sie van Vloten in den dortigen Aufsichtsrat. Unmittelbar nach dem Ausscheiden aus dem aktiven Dienst des Phönix hatte auch die Georgsmarien A. G. van Vloten in ihren Aufsichtsrat gewählt. Viele Jahre gehörte er unserer Gesellschaft an, wie er auch Vorstandsmitglied des Vereins deutscher Eisenhüttenleute war.

In Nunspeet hat sich van Vloten vorwiegend mit der Bewirtschaftung seiner Waldungen beschäftigt. Das rege Interesse für dieses neue Gebiet veranlaßte ihn zu beinahe täglichen stundenlangen Waldgängen. Er wurde auch Mitglied der Nederlandschen Boschboundvereniging (des Niederländischen Forstvereins). Noch am Sonntag, dem 25. Oktober, weilte van Vloten etwa 4 Stunden in dem ihm so lieb gewordenen Gebiet, und schon am Tage darauf verschied er abends kurz vor 8 Uhr ganz unerwartet an einer Herzlähmung.



**Vorträge**  
der  
**XXVI. Hauptversammlung.**

## VI. Weitere Fortschritte im Schiffsantrieb durch schnellaufende Ölmotoren und in der Verwendung von hydromechanischen Getrieben.

Von Dr. G. Bauer, Hamburg.

Vor einem Jahre hatte ich die Ehre, an dieser Stelle über einen neuartigen Motorantrieb von Schiffen zu berichten, dessen Merkmal die Zwischenschaltung eines hydromechanischen Getriebes zwischen Motoren und Schraubenwelle ist.

Nur ein kleines Versuchsschiff von 2000 t Tragfähigkeit und 600 PS Leistung, welches die Vulcan-Werke auf eigenes Risiko in Bau genommen hatten, war damals in Betrieb, und mußte ich mich auf den Bericht über die Ergebnisse dieses Versuchsschiffes, auf die Schilderung der Entwürfe für in Bau gegebene große Schiffe dieses Systems und auf die Beschreibung von Projekten dieser Art beschränken.

Seitdem sind zwei Schiffe von ansehnlichen Abmessungen an die Besteller abgeliefert worden, welche mit Motorenanlagen der in Rede stehenden Art ausgerüstet sind. Es handelt sich um das Motorschiff „Duisburg“ von 9500 t Tragfähigkeit der Deutsch-Austral- und Kosmoslinien und um das Motorschiff „Altenfels“ von 11 300 t Tragfähigkeit der Deutschen Dampfschiffahrts-Gesellschaft „Hansa“, Bremen.

Motoren und Getriebe für beide Schiffe sind bereits in meinem Vortrage des vorigen Jahres sowie in verschiedenen unterdessen erschienenen Veröffentlichungen beschrieben worden, so daß ich das System und seine Einzelheiten als bekannt voraussetzen darf.

Vielleicht gestatten Sie, daß ich für diejenigen Herren, welche mit dem Gegenstand noch nicht vertraut sind, eine gut gelungene photographische Darstellung (Abb. 1) des hydromechanischen Getriebes vorführe. Man sieht auf derselben deutlich die in das große, die Propellerwelle antreibende Zahnrad *A* beiderseits eingreifenden Ritzel (*B*), ferner am vorderen Ende der Ritzelwelle die Flüssigkeitskupplung für Vorwärtsgang (*C*), am anderen Ende den Föttinger-Transformator für Rückwärtsgang (*D*), ferner den Flansch der Primärwelle (*E*); welche durch das Ritzel hindurchgeführt ist und auf welcher vorn die antreibende Kupplungshälfte für Vorwärtsgang, hinten das Primärrad des Transformators für Rückwärtsgang aufgesetzt ist.

Die „Duisburg“ hat am 8. Juli Hamburg verlassen, um ihre erste Reise nach Sumatra, Java und Celebes anzutreten. Die Karte, Abb. 2, zeigt in schwarzen Linien die zurückgelegte Reise, von welcher das Schiff am 30. Oktober zurückgekehrt ist.

Auch über die mit der „Duisburg“ auf den Probefahrten und auf der ersten Reise von Rotterdam nach Port Said erzielten Ergebnisse ist bereits meinerseits in der Zeitschrift „Werft, Reederei, Hafen“ berichtet worden. Es ist daher noch mitzuteilen, daß sich das Schiff auf der ersten Reise vorzüglich be-

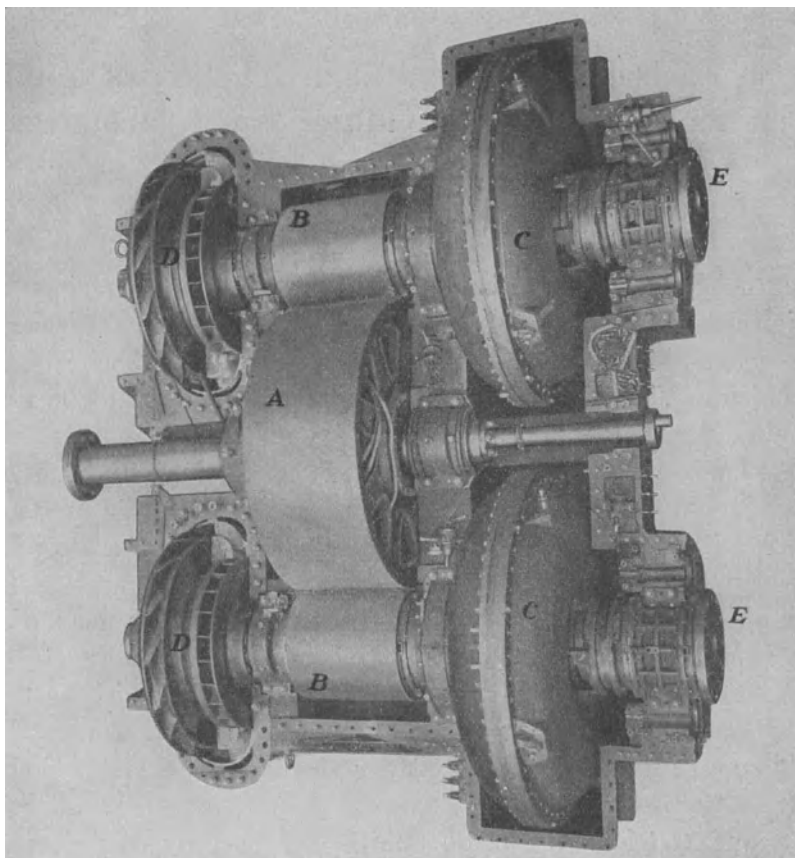


Abb. 1. Hydromechanisches Getriebe.

währt hat, und daß namentlich auch der Ölverbrauch, bezogen auf die mit der kontraktlichen Geschwindigkeit zurückgelegte Strecke, überraschend niedrig war. Dieses Resultat wird von manchen Seiten angezweifelt werden, denn es erscheint zunächst paradox, daß eine schnelllaufende Ölmaschinenanlage, welche außerdem noch den Verlust in der Kupplung zu bestreiten hat, sich durch besonders günstige Ökonomie auszeichnen soll. Der scheinbare Widerspruch klärt sich dadurch auf, daß

a) die Ölmaschinen selbst, welche nach dem Prinzip des einfachwirkenden Viertakts arbeiten, sehr ökonomisch sind und langsamlaufenden Maschinen an Wirtschaftlichkeit nicht nachstehen,

b) der Verlust in der Kupplung im Durchschnitt nicht mehr als 2,5–2,8% beträgt,

c) die bei diesem Schiff vorgesehene Abgasverwertung in einem Hilfskessel eine Ersparnis von etwa  $4\frac{1}{2}\%$  an Brennstoff liefert,

d) der Propeller, welcher durchschnittlich nur mit 75 Uml./min arbeitet, einen ganz vorzüglichen Wirkungsgrad besitzt, so daß die Maschinen, welche für eine Leistung von 4100 WPS konstruiert sind, dem Schiffe bereits mit 3500 WPS die kontraktliche Geschwindigkeit von 13 Seemeilen erteilen.

e) schließlich der Tourenregler der Maschine unter allen Umständen — auch bei nicht vollbeladenem Schiff — eine bestimmte Höchstdrehzahl der Motoren vorschreibt und dadurch das Maschinenpersonal automatisch zur Sparsamkeit anhält.

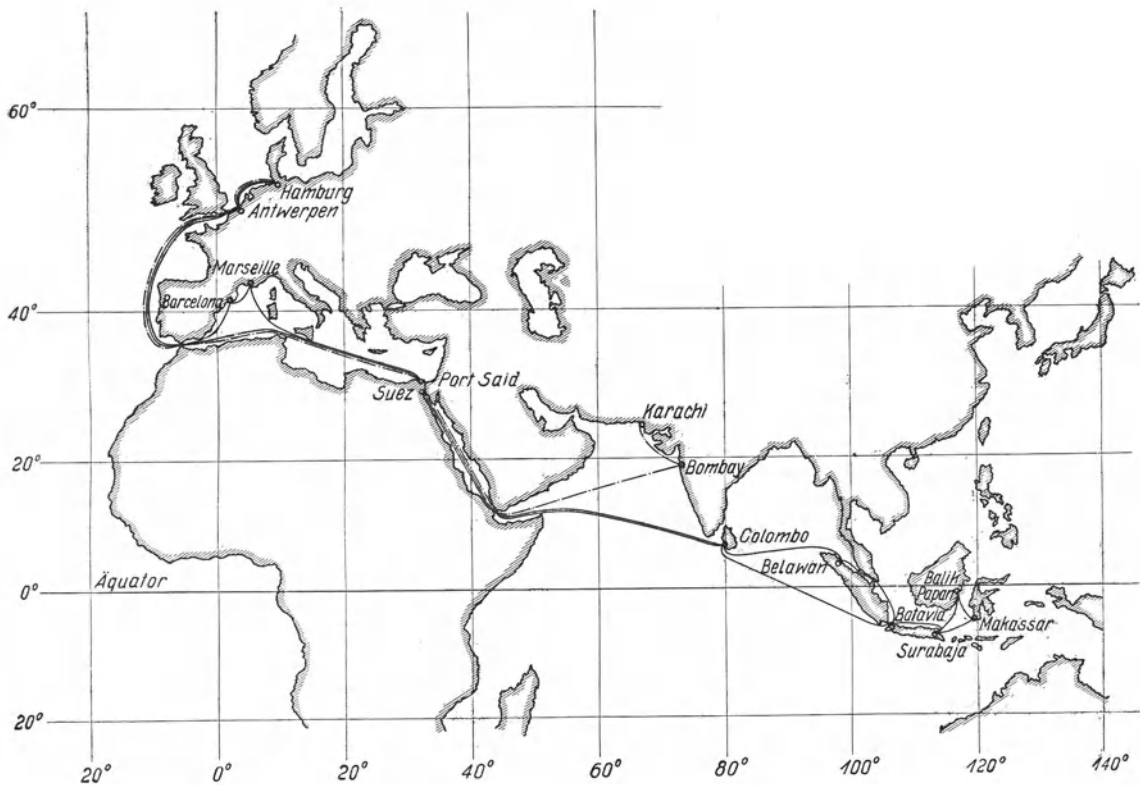


Abb. 2. Fahrten der Motorschiffe „Duisburg“ und „Altenfels“. — „Duisburg“ I. Reise. - - - „Altenfels“ I. Reise.

Einige dem Reisebericht entnommene Mittelwerte mögen hier folgen:

Wirkungsgrad d. Vorw.-Kuppl. b. d. kontraktl. Geschw. (13 Kn.) 97,2%.

Ölverbrauch d. Motoren b. d. kontraktl. Geschw. pro PS<sub>e</sub>/Std. 188 g.

Ölverbrauch pro 24 Stunden bei kontraktl. Geschw. 15,7 t.

Der Verbrauch von 188 g bezieht sich auf die Leistung an der Propellerwelle gemessen, einschließlich Verlust im Getriebe und einschließlich des Verbrauches der maschinellen Hilfsmaschinen, aber unter Abrechnung der durch die Abgasverwertung wiedergewonnenen Leistung. Er entsteht wie folgt:

Verbrauch der Hauptmaschine . . . . .	185 g p. WPS
Hierzu $2\frac{1}{2}\%$ für Hilfsmaschinen ergibt . . . . .	189,7 „ „ „
Dazu $4,2\%$ für Kupplung und Getriebe ( $2,7 + 1,5\%$ )	197,7 „ „ „
Davon ab für Abgasverwertung $4,8\%$ , bleibt . . . . .	188 „ „ „

Der durch den Kupplungsantrieb erzielte wirtschaftliche Vorteil liegt indessen, wie bereits erwähnt, in dem vorzüglichen Wirkungsgrad des langsamlaufenden Propellers. Gegenüber den meisten heute in Betrieb befindlichen Schiffen mit direkt wirkenden Motoren würde in diesem Falle eine Leistungsparsnis von 8—10% zu rechnen sein; dies hat für den Aufwand an Brennstoff den gleichen Effekt, wie eine Reduktion der obigen Zahl von 188 g auf ca. 170—173 g pro Wellenpferdestärke und Stunde.

Das Motorschiff „Altenfels“, dessen Hauptmotoren und Getriebe identisch denjenigen der „Duisburg“ sind, während die Hilfsmaschinenanlage etwas anders disponiert ist und die Abgasverwertung fehlt, wurde am 8. September nach sehr befriedigenden Probefahrten auf der Elbe an den Besteller, die Deutsche Dampf-

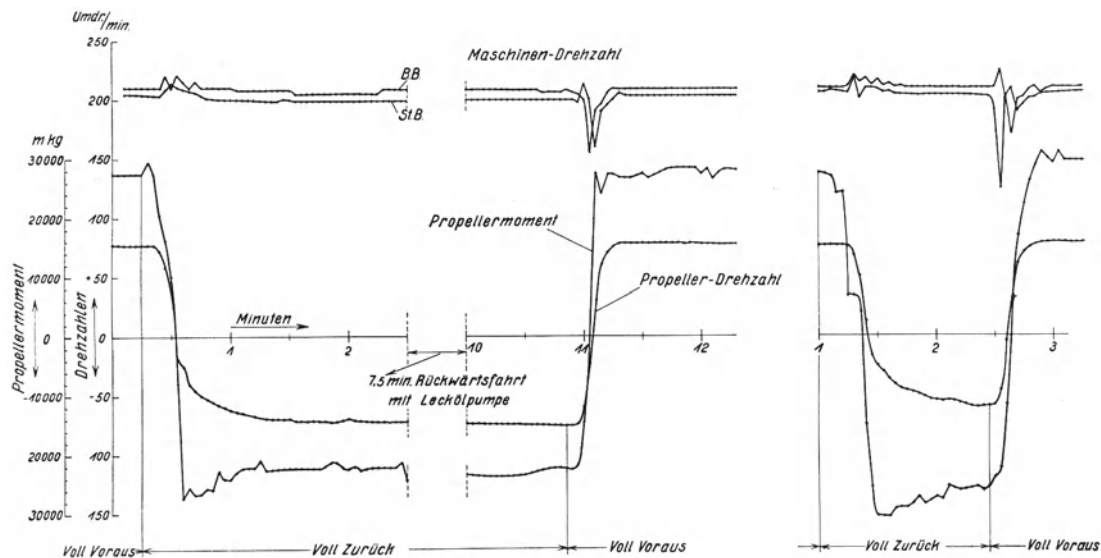


Abb. 3. Manöver-Diagramme von M. S. Altenfels.

schiffahrts-Gesellschaft „Hansa“, Bremen, abgeliefert und hat am 19. September seine erste Reise nach Ostindien angetreten.

Die bei den Probefahrten der „Duisburg“ gewonnenen Erfahrungen konnten, da sie nur ganz unwesentliche Änderungen erforderten, bei der „Altenfels“ in vollem Umfange berücksichtigt werden.

Diese Verbesserungen erstreckten sich in erster Linie darauf, daß durch Wahl einer anderen Zündfolge die schwachen, bei der „Duisburg“ ursprünglich vorhandenen kritischen Drehzahlen praktisch beseitigt wurden, und daß die Entlüftung des Rückwärtskreislaufes in einfachster Weise eine Verbesserung erfuhr, welche den Manövriervorgang über das erwartete Maß hinaus vervollkommnete.

Um bei letzterem Punkte stehenzubleiben, sei mir gestattet, ein auf genauen — allerdings bei unbeladenem Schiff während der Probefahrt angestellten — Messungen beruhendes Diagramm, Abb. 3, vorzuführen, welches den Verlauf der Umdrehungszahlen und Momente beim Umsteuern von „Volle Kraft Vorwärts“ auf „Volle Kraft Rückwärts“ und umgekehrt darstellt. Aus demselben ist zu

entnehmen, daß das Moment bei VKR bis zu 100% von dem bei VKV beträgt, während die Drehzahl rückwärts bis auf etwa 95% der Drehzahl vorwärts steigt. Die höchste Vorwärtsleistung, welche bei diesem Diagramm auftritt, beträgt 3200 PS, die höchste Rückwärtsleistung 2440 PS, d. h. also 76,2% der Vorwärtsfahrt. Auch ist aus dem Diagramm ersichtlich, wie rapid das Umsteuern von VKV auf VKR und umgekehrt erfolgt. Von Beginn des Manövers bis zur Aufnahme der entgegengesetzten Drehrichtung verstreicht vom Augenblick des Kommandos an ein Zeitraum von etwa 15 Sekunden bei Manöver VKV auf VKR und von 10 Sekunden bei VKR auf VKV; bis zur Aufnahme des vollen Momentes entgegengesetzter Richtung 19 Sekunden bzw. 14 Sekunden.

Allem Anschein nach scheint auch dieses Schiff im Betriebe gut abzuschneiden. Bei der ersten Reise von Antwerpen bis Port Said wurde die kontraktliche Geschwindigkeit von 12 Seemeilen um 0,2 Knoten überschritten, obwohl die Maschinenleistung statt der für 12 Knoten errechneten 3800 effektiven Pferdestärken nur 3560 PS<sub>e</sub> betrug. Offensichtlich ist auch hier die in dem hydromechanischen Getriebe erzielte Reduktion der Drehzahl von günstigem Einfluß auf den Wirkungsgrad des Propellers. Unterdessen ist das Schiff nach vorzüglich verlaufener, völlig störungsfreier Fahrt in Bombay angekommen. —

Sie sehen also, daß sich das neue Antriebssystem bei zwei Schiffen ansehnlicher Dimension bestens bewährt hat und damit in die Reihe der erprobten Schiffsantriebe eingetreten ist. Auch sind in der konstruktiven Durchbildung und in der wirtschaftlichen Herstellung solcher Getriebe unterdessen die Erfahrungen gesammelt worden, welche erforderlich sind, um derartige Objekte schnell und preiswert anzufertigen. Daß diese Fabrikation bereits einen recht ansehnlichen Umfang angenommen hat, ersehen Sie aus der photographischen Aufnahme Abb. 4, welche im September dieses Jahres in den Werkstätten der Vulcan-Werke in Hamburg aufgenommen ist und eine Anzahl der hydraulischen Kupplungen im Laufe der Fabrikation veranschaulicht.

Nachdem nun die Entwicklung dieses Systems soweit gediehen, entsteht die Frage, ob es möglich ist, dasselbe derartig weiter zu entwickeln, daß es auch mit den letzten Schöpfungen auf dem Gebiete der Schiffsantriebe durch direktwirkende Motoren in erfolgreichen Wettbewerb treten kann.

Diese Frage hängt eng zusammen mit der anderen, ob es nämlich möglich ist, schnelllaufende Motoren, welche nach dem Prinzip der Doppelwirkung — sei es Viertakt oder Zweitakt — arbeiten, mit gleicher Sicherheit zu bauen wie langsamlaufende Motoren dieser Art. Kann diese Frage bejaht werden, so liegt es auf der Hand, daß die Vorteile, welche der über ein hydromechanisches Getriebe arbeitende, einfachwirkende Viertakt bei „Duisburg“ und „Altenfels“ gegenüber den direkt wirkenden Motoren dieser Art erzielt, sich auch bei Verwendung des Getriebes im Verein mit doppeltwirkenden Maschinen dem direkten Antrieb mit Motoren letztgenannter Systeme gegenüber zeigen müssen.

Die Grundlage für die Verfolgung dieses Entwicklungsganges konnte nur auf dem Wege des Versuchs geschaffen werden, und daher wurden Erprobungen

mit einem Versuchszyylinder für doppeltwirkenden Viertakt und einem solchen für doppeltwirkenden Zweitakt in Angriff genommen.

Die Gelegenheit zu ersterem Versuche bot der Auftrag, den die bekannte englische Firma Beardmore den Vulcan-Werken auf den Umbau eines Frachtschiffes von etwa 6500 t Tragfähigkeit, „Wulsty Castle“, in ein Motorschiff unseres neuen Systems mit doppeltwirkenden Viertaktmaschinen erteilte.

Die Anlage dieses Schiffes, deren Beschreibung einer späteren Gelegenheit vorbehalten sei, besteht aus zwei dreizylindrigen Motoren, welche unter Zwischenschaltung eines in diesem Falle nicht umsteuerbaren hydromechanischen Ge-

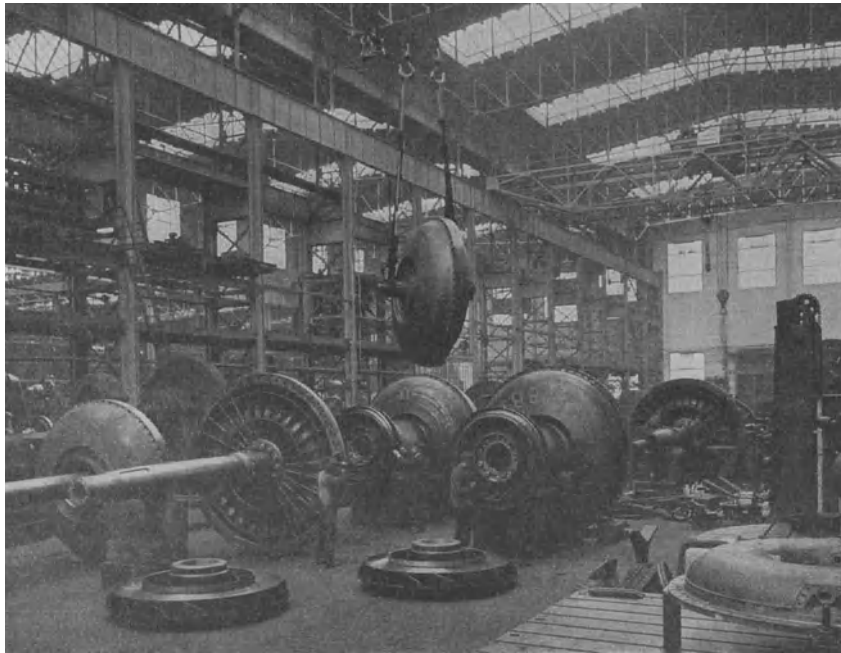


Abb. 4. Getriebeteile in der Werkstatt.

triebes die Schraubenwelle antreiben. Die Gesamtleistung beträgt etwa 1700 PS, die Drehzahl der beiden doppeltwirkenden Viertaktmotoren etwa 245, die der Propellerwelle etwa 80 Uml./min.

Während die vorstehend geschilderten Versuche mit dem doppeltwirkenden Viertaktzylinder unmittelbar als Vorarbeiten zur Erledigung eines Auftrages zu dienen hatten, wurden die Versuche mit dem doppeltwirkenden Zweitaktzylinder nur zu dem Zwecke ausgeführt, um in der Lage zu sein, dieses System gegebenenfalls mit voller Sicherheit auf Erfolg anbieten zu können.

Es soll nun die Beschreibung sowohl des doppeltwirkenden Viertakt- als auch des doppeltwirkenden Zweitaktversuchszyinders folgen:

Die Versuchsmaschine für doppeltwirkenden Viertakt besitzt einen Zylinder von 510 mm Bohrung und 620 mm Hub.

Die Konstruktion dieses Versuchszyinders ist im Zusammenwirken mit den Herren J. Richardson der Firma William Beardmore & Co., Ltd., und Eugenio

Tosi der Firma Franco Tosi entstanden. Ein Hauptkennzeichen derselben ist die Verwendung des Tosi-Wechselschiebers auf Boden- und Deckelseite, was die Anordnung eines einzigen Kanals und Ventils für Luftansaugung und -auspuff ermöglicht. Infolgedessen läßt sich auch der Kompressionsraum auf der Bodenseite des Zylinders in so engen Grenzen halten, daß derselbe Kompressionsdruck wie an der Deckelseite erreicht wird.

Der hohle Kolben besteht aus zwei Stahlgußteilen, welche miteinander verschraubt sind, und hat im Innern Rippen und Verdrängerkörper, um die nötige Geschwindigkeit des Kühlöles an den am stärksten erhitzten Stellen zu erzielen; letzteres wird durch Posaunen der hohlen Kolbenstange zugeführt.

Die Laufbüchse ist in der Mitte ihrer Länge geteilt, und zwar ist die obere Hälfte von oben, die untere von unten in den Mantel eingesetzt.

Auch die Brennstoffventile sind nach der Bauart Beardmore-Tosi ausgeführt. Dieselbe ist dadurch charakterisiert, daß die Brennstoffnadel nicht direkt, sondern durch Zwischenschaltung eines Hebels und Stempels bewegt wird, welcher durch Nocken von der Steuerwelle aus betätigt wird. Hierdurch wird der Vorteil erreicht, daß die Brennstoffnadel selbst nicht durch eine Stopfbüchse geht.

Dieser Zylinder ist bereits längere Zeit im Versuchsbetrieb gewesen, wobei eine durchschnittliche Leistung von 290 PS bei 240 Uml./min erzielt wurde. Der Brennstoffverbrauch ergab sich zu etwa 178 g/PS<sub>e</sub>-st; dabei wurde allerdings die Einblaseluft von einem separat angetriebenen Kompressor geliefert, so daß also der Brennstoffverbrauch mit Kompressor auf ungefähr 190 g/PS<sub>e</sub>-st geschätzt werden kann.

Dieses Resultat ist in Anbetracht der Tatsache, daß eine scharfe Einregulierung noch nicht erfolgt ist, und daß namentlich die Triebwerkteile, wie oben bemerkt, viel schwerer sind als für diese Maschinen notwendig, als günstig zu bezeichnen.

Abb. 5 zeigt Schnitt und Ansicht des doppelwirkenden Zweitakt-Versuchsmotors, welcher im großen und ganzen nach dem System der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg konstruiert ist. Dieses System kommt gegenwärtig bei einer stattlichen Anzahl großer direkt wirkender Motoren zur Anwendung; nach den bisher vorgenommenen, umfassenden Versuchen scheint demselben der Erfolg für langsamlaufende, direkt wirkende Ausführungen völlig gesichert, sodaß also nur noch seine Bewährung für schnellaufende Typen festzustellen ist.

Der in Rede stehende Versuchsmotor besitzt einen Zylinderdurchmesser von 480 mm und einen Hub von 540 mm. Was den Eindruck des Gesamtaufbaues betrifft, gilt das gleiche wie beim Versuchszylinder für doppelwirkenden Viertakt erwähnt; es ist hier das gleiche Gestell benutzt, welches für eine viel größere Maschine bestimmt ist.

Die hauptsächlichsten Details gehen ohne weiteres aus der Zeichnung hervor. Der hohle Kolben ist dreiteilig, in Stahlguß ausgeführt und in üblicher Weise mit der Kolbenstange verbunden. Die Kolbenkühlung wird durch Wasser bewirkt, welches mittels Posaunen durch die hohle Kolbenstange dem Kolben zugeführt wird.



Der Zylinder besteht aus Gußeisen und weist die üblichen Räume für die Kühlung sowie die Schlitz für Spülluft und Auspuff auf. In den Zylinder sind von oben und unten je eine flußeiserne Laufbüchse eingesetzt, welche in der Mitte der Zylinderlänge aneinanderschließen. Um ein einwandfreies Gleiten

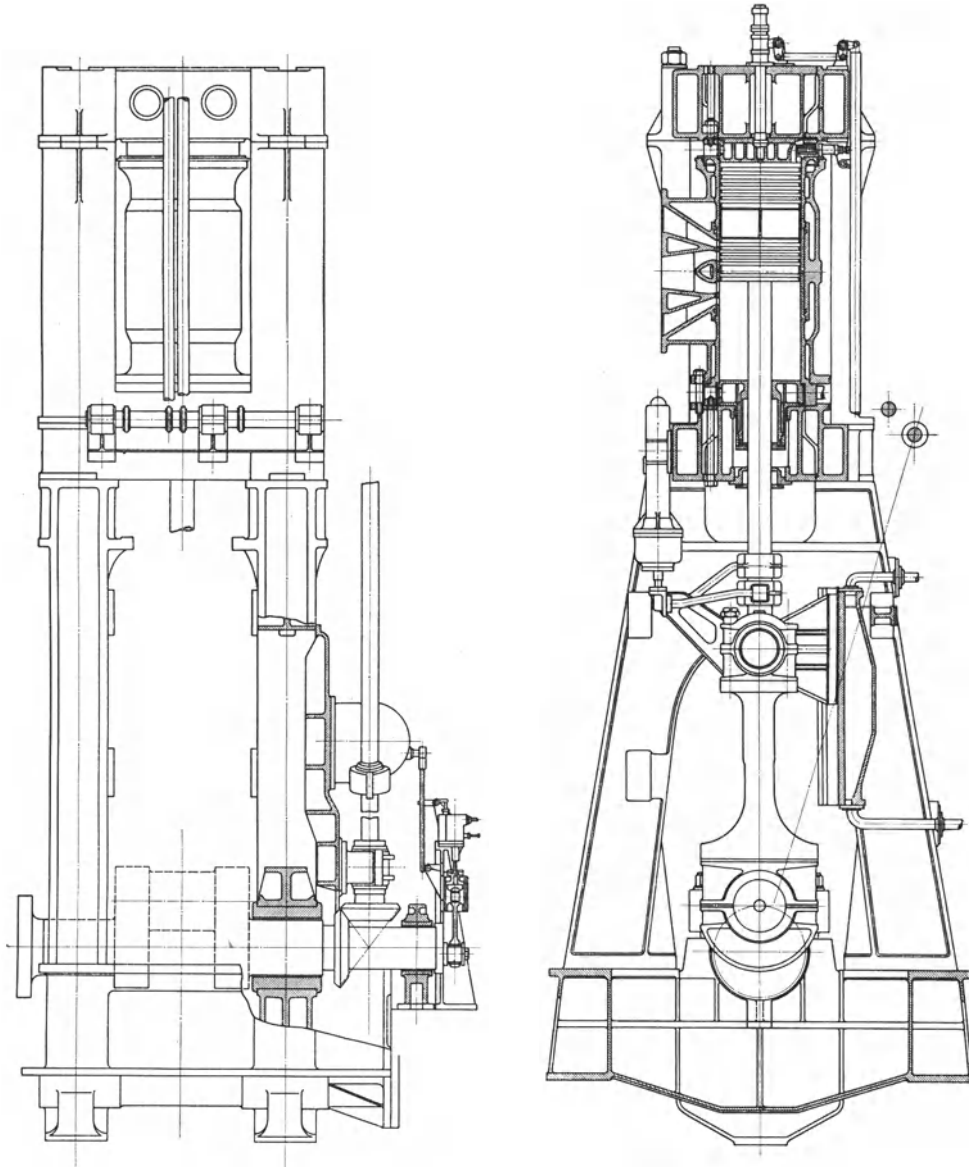


Abb. 5. Versuchsmotor der Vulcan-Werke für schnelllaufenden doppelwirkenden Zweitakt, System MAN-Vulcan. Zylinderdurchm. 480 mm; Hub 540 mm; Drehzahl 240/Min.; Leistung 440 PS.

der Kolbenringe über die Teilfuge sicherzustellen, ist diese in bekannter Weise verzahnt.

Der obere Zylinderdeckel ist in Stahlguß ausgeführt und im Innern mit spiralförmig verlaufenden Rippen versehen.

Der obere Deckel ist in eine Traverse eingelassen, welche auf zwei vertikalen Stützen ruht. Traverse, Stützen und Gestell sind durch Zuganker verbunden,

welche die Kolbenkräfte der oberen Zylinderseite aufnehmen. Auch der untere Deckel liegt in einer Traverse, welche direkt mit den Ständern verbunden ist.

Das obere Brennstoffventil ist in der Mitte des oberen Deckels angeordnet, während das Anlaßventil seitlich angebracht ist.

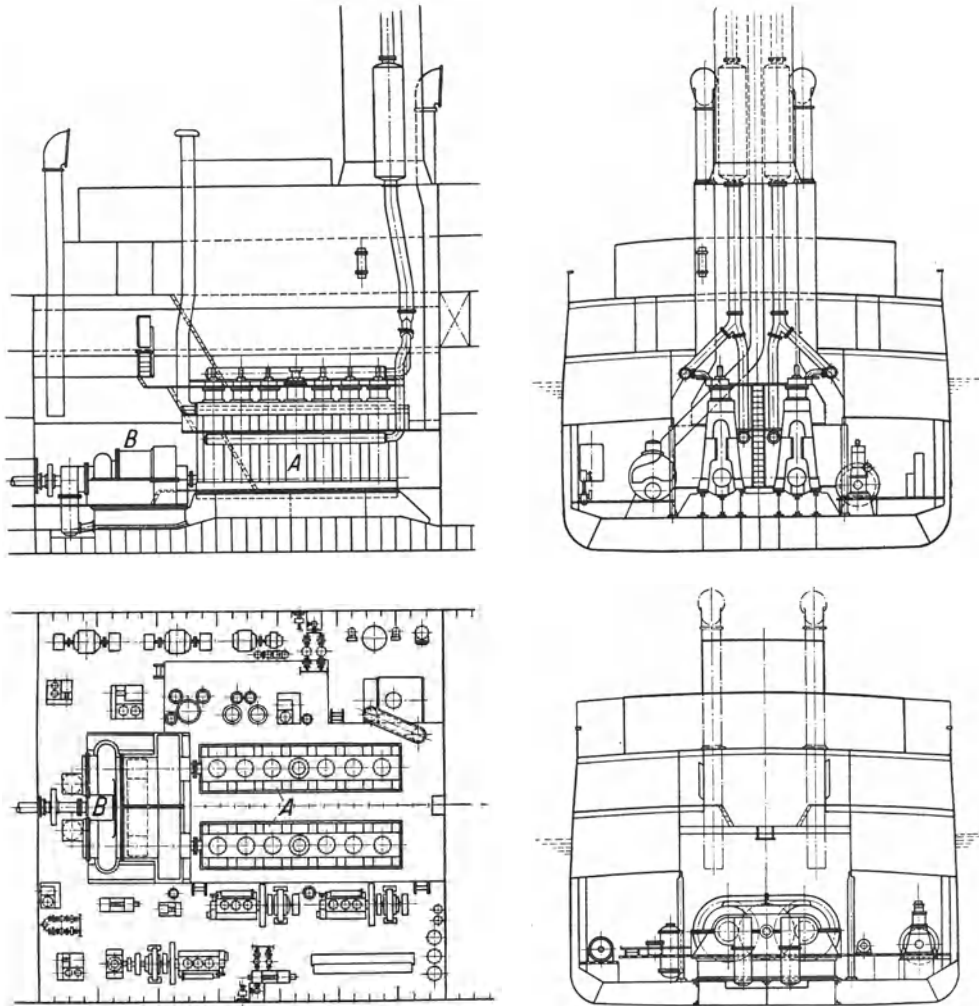


Abb. 6. Motor-Frachtschiff von 9500 t Tragfähigkeit, mit doppeltwirkenden Viertakt-Motoren und hydromechanischem Getriebe. Leistung an der Propellerwelle 4100 WPS; Drehzahl der Motoren 225/Min; Drehzahl der Propellerwelle 80/Min.

Der untere Zylinderdeckel ist aus Stahlguß angefertigt. Die in demselben befindliche Kolbenstangenstopfbüchse enthält Metallpackung mit gußeisernen Dichtungsringen und hat sich im Betrieb sehr gut bewährt. Auch bei diesem Deckel ist für eine gute Führung des Kühlwassers gesorgt. Es sind zwei Brennstoffventile vorgesehen, welche so angeordnet sind, daß die Kolbenstange nicht von der Flamme getroffen und eine gute Durchwirbelung von Öl und Luft im Zylinder erzielt wird.

Die oberen und unteren Brennstoffventile werden durch Nocken von der Steuerwelle aus betätigt.

Die mit dieser Maschine auf dem Prüfstand gemachten Erfahrungen waren sehr zufriedenstellend. Nach einer verhältnismäßig kurzen Zeit der Vorversuche ließ sich ein anstandsloser Dauerbetrieb ohne Schwierigkeiten aufrechterhalten. Es konnte eine Drehzahl von 240 Umdrehungen leicht dauernd gefahren werden, wobei zu bemerken ist, daß der Spülluftdruck von 1 m Wassersäule auch bei dieser Drehzahl genügte. Die Leistung betrug hierbei etwa 440 PS<sub>e</sub>. Die Brennstoffmessungen ergaben einen Verbrauch von 180—190 g/PS<sub>e</sub>-st, wobei die günstigsten Werte bei ungefähr 200 Umdrehungen und 380 PS erreicht wurden.

Es ist allerdings hierzu zu bemerken, daß bei obigen Angaben für den Brennstoffverbrauch die Leistung von Spüler und Kompressor nicht mit eingeschlossen ist, da Einblase- und Spülluft bei den Versuchen aus anderen Quellen geliefert wurde.

Was die Betriebssicherheit der Maschine betrifft, ergaben die Versuche ein durchaus günstiges Resultat, so daß keine Veranlassung besteht, die Verwendungsmöglichkeit des doppeltwirkenden Zweitaktmotors als Schnellläufer anzuzweifeln.

Gegenüber meinem vorjährigen Vortrage, in welchem ich Anlagen mit doppeltwirkendem Viertakt und doppeltwirkendem Zweitakt nur mit Vorbehalt als Zukunftsbilder vorführen konnte, sind wir also heute einen guten Schritt weitergekommen. Die Versuche haben erwiesen, daß beide doppeltwirkenden Systeme als schnellaufende Typen für die Kombination mit dem hydromechanischen Getriebe bestens geeignet sind, und daß also, wenn auch noch manche Versuchsarbeit zu leisten ist, diesbezügliche Schiffsprojekte nicht ohne weiteres mit der Bemerkung: „Das Papier ist geduldig“, abgetan werden können.

Zunächst würde als Beispiel für den Schiffsantrieb durch doppeltwirkenden Viertakt und Getriebe die bereits im Bau befindliche Anlage der „Wulsty Castle“ näher zu behandeln sein. Wie oben bereits erwähnt, soll dies aber erst bei einer späteren Gelegenheit geschehen; denn diese Anlage bietet so viele neue Merkmale, daß sie sich in dem begrenzten Rahmen dieses Vortrages nicht mit der hinreichenden Gründlichkeit schildern ließe.

Dagegen möchte ich im nachstehenden ein Projekt vorführen, welches auf Grund der bereits durchgeführten Versuche ohne weiteres verwirklicht werden könnte.

Abb. 6 zeigt die Maschinenanlage eines 9500-t-Frachtdampfers mit zwei doppeltwirkenden Viertakt-Ölmaschinen und hydromechanischem Getriebe, und zwar soll diese Anlage genau die gleiche Leistung und Propellerdrehzahl besitzen wie diejenige der „Duisburg“, so daß sie mit letzterer direkt verglichen werden kann.

Die beiden doppeltwirkenden Viertaktmaschinen, mit *A* bezeichnet, leisten bei 225 Uml./min je 2150 PS<sub>e</sub>. Jede Maschine besitzt 6 Zylinder mit einem Durchmesser von 580 mm und einem Hub von 620 mm. Die Kompressoren sind bei beiden Maschinen in der Mitte zwischen den Zylindern angeordnet. Das Getriebe *B* entspricht in seinem Aufbau beinahe vollständig der Ausführung auf „Duisburg“ und „Altenfels“. Die Hilfsmaschinen sind wie für Schiffe dieses

Typs bei erstklassiger Ausführung üblich vorgesehen und ist Näheres darüber ohne weiteres aus der Zeichnung zu entnehmen. Den Vergleich dieser Anlage mit der „Duisburg“ ermöglicht Abb. 7. Die durch Einführung der Doppelwirkung erzielte Platzersparnis ist recht bedeutend. Der Maschinenraum ist etwa 3,5 m kürzer, obwohl der Raum durchaus nicht beengt ist. Das Gewicht ist um etwa 220 t kleiner als das der einfachwirkenden Viertaktanlage und beträgt für die Motoren und das Getriebe einschließlich Wellenleitung, Propeller, Hilfsmaschinen, Rohrleitungen, Schalldämpfer, Auspuffleitungen, Flurplatten, Leitern, Reserve-teilen und Ventilationseinrichtung des Maschinenraums, aber ausschließlich Öl und Wasser in den Tanks und Rohrleitungen, 717 t.

Ein Zukunftsbild, welches auf den ersten Blick phantastisch erscheinen mag, für welches indessen bei dem heutigen Stande der Technik die Möglichkeit der Verwirklichung nicht mehr fern liegen würde, zeigt Abb. 8. Sie stellt die Maschinenanlage eines kleinen Passagierschiffes mit ganz schnelllaufenden Motoren dar, wie solche von den Maybachwerken mit bestem Erfolg hergestellt worden sind. Jedenfalls halten sich Drehzahl und Zylinderleistung in den Grenzen dessen, was diese renommierte Firma bereits während etwa 700 Stunden auf dem Prüfstand ohne Schwierigkeiten in Betrieb halten konnte.

Die Leistung beträgt für jede der beiden Wellen 250 PS<sub>e</sub> bei einer Propellerdrehzahl von 220 Uml./min. Die sechszylindrigen Antriebsmotoren (A) entsprechen genau der normalen Maybachtype, welche bei 1200 Uml./min etwa 130 PS<sub>e</sub> leistet. Jede Welle wird durch Vermittlung des mit B bezeichneten hydromechanischen Getriebes durch zwei solcher Motoren angetrieben. Der Ölverbrauch dieser Motoren beträgt nach Angaben genannter Firma 180 bis 185 g/PS<sub>e</sub> und Stunde, so daß dieselben in Anbetracht ihrer kleinen Leistung und Drehzahl als sehr ökonomisch anzusprechen sind.

Im übrigen umfaßt die Anlage noch 2 Stück 6-kW-Dieseldynamos (C), 1 Schalttafel (D), 2 elektrisch angetriebene Hilfskolbenpumpen (E) und den Hilfskessel (F) von 6 qm Heizfläche für Heizung und Warmwasserversorgung.

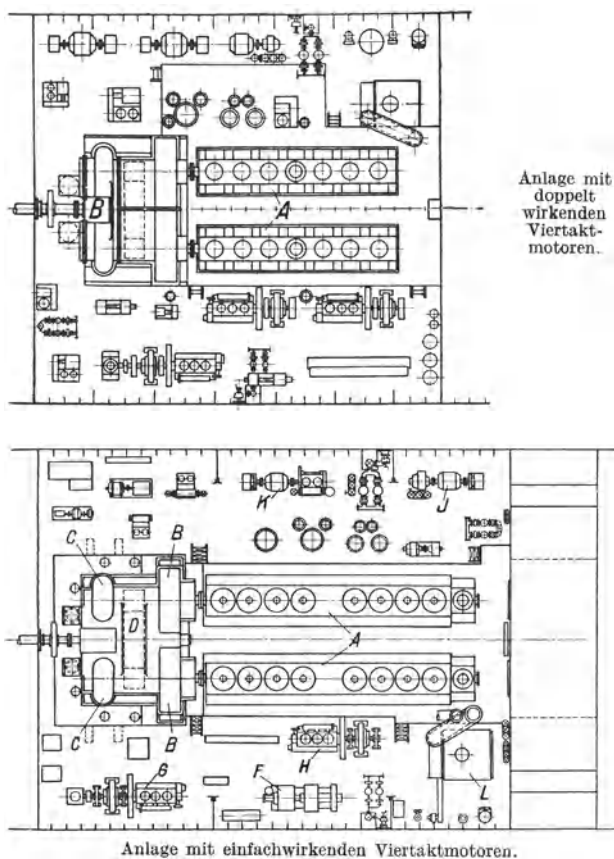


Abb. 7. Vergleich der Maschinenanlagen für ein Frachtschiff von 9500 t Tragf., mit Viertaktmotoren und hydromechanischem Getriebe.

Die Platz- und Gewichtsersparnis gegenüber einer gleichwertigen Dampfmaschinenanlage, d. h. also von zweimal 300 PS<sub>i</sub> bei 220 Uml./min, ist sehr bedeutend. Abb. 9 zeigt den Vergleich der beiden Maschinenanlagen. Während Maschinen- und Kesselraum der Dampfanlage eine Länge von 15 m aufweisen, beträgt die Maschinenraumlänge bei der Getriebeanlage nur 5 m, also ein Drittel der

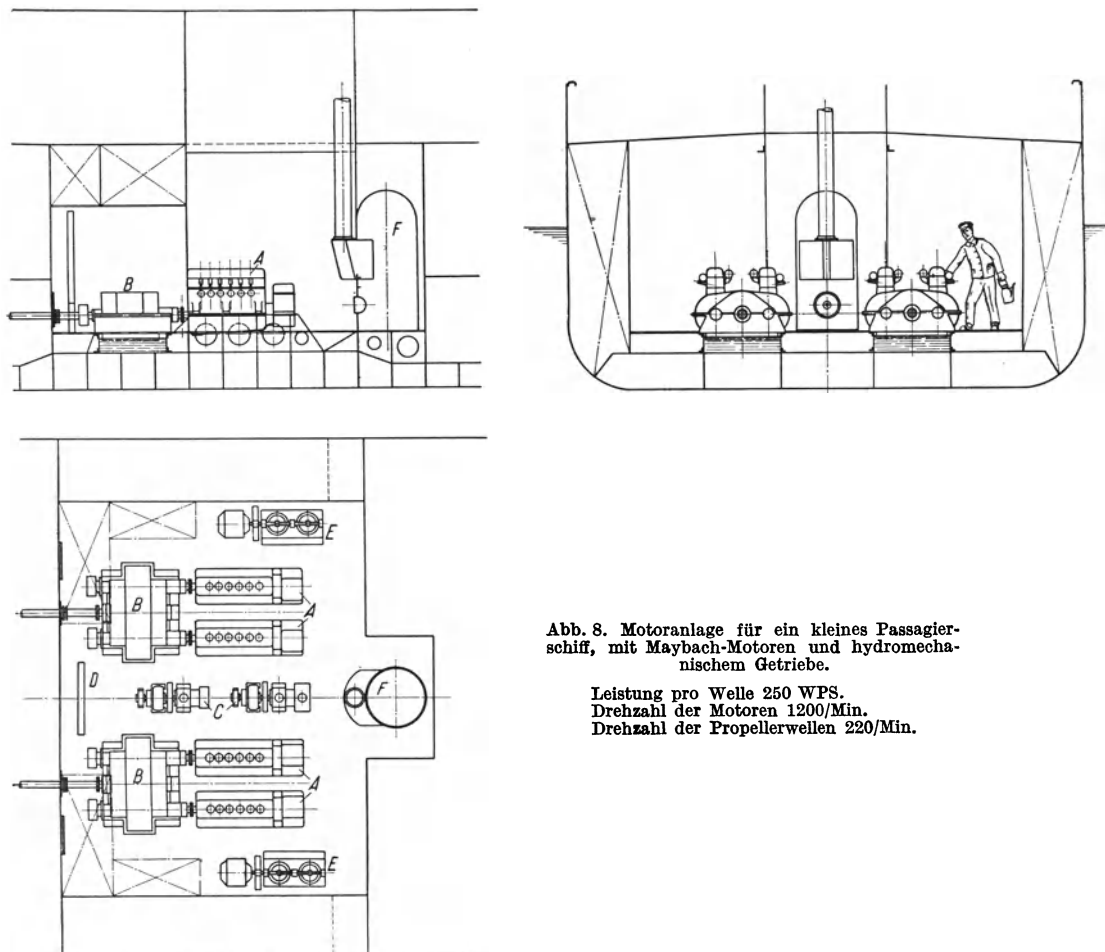


Abb. 8. Motoranlage für ein kleines Passagierschiff, mit Maybach-Motoren und hydromechanischem Getriebe.

Leistung pro Welle 250 WPS.  
Drehzahl der Motoren 1200/Min.  
Drehzahl der Propellerwellen 220/Min.

ersteren. Noch größer ist die Gewichtsersparnis. Es steht hier ein komplettes Gewicht der Dampfanlage von 135 t einem Gewicht der Motorenanlage von 43 t gegenüber, d. h. das Gewicht der letzteren ist weniger als ein Drittel von dem der ersteren.

Abb. 10 zeigt den Horizontalschnitt durch ein Getriebe, wie es für solche kleine Leistungen und hohe Drehzahl der Antriebsmotoren in Frage kommt.

Bei *A* sieht man den Kupplungsflansch der Primärwelle, bei *B* die Kupplung für Vorwärtsgang, bei *C* die etwas kleinere für Rückwärtsgang. Da es genügt, die Rückwärtsleistung auf etwa 70% der Vorwärtsleistung zu bemessen, so ist bei der Rückwärtskupplung ein größerer Slip in Kauf genommen, um den Durchmesser zu verkleinern und Gewicht zu sparen.

Die Primärteile der beiden Kupplungen (in der Abbildung schraffiert gezeichnet) sind aus einem Stück gegossen und in üblicher Weise auf die Primärwelle aufgesetzt. Der Sekundärteil der Vorwärtskupplung *B* ist verschraubt

mit der Ritzelwelle *D*, mittels welcher das auf der Propellerwelle angeordnete große Zahnrad *E* angetrieben wird. Der Sekundärteil der Rückwärtskupplung ist ebenfalls mit einer Ritzelwelle *F* verbunden, welche jedoch nicht direkt in ein auf der Propellerwelle sitzendes Rad eingreift, sondern erst über das Zwischenrad *G* zum Zwecke der Bewegungsumkehr auf das für Rückwärtsgang bestimmte

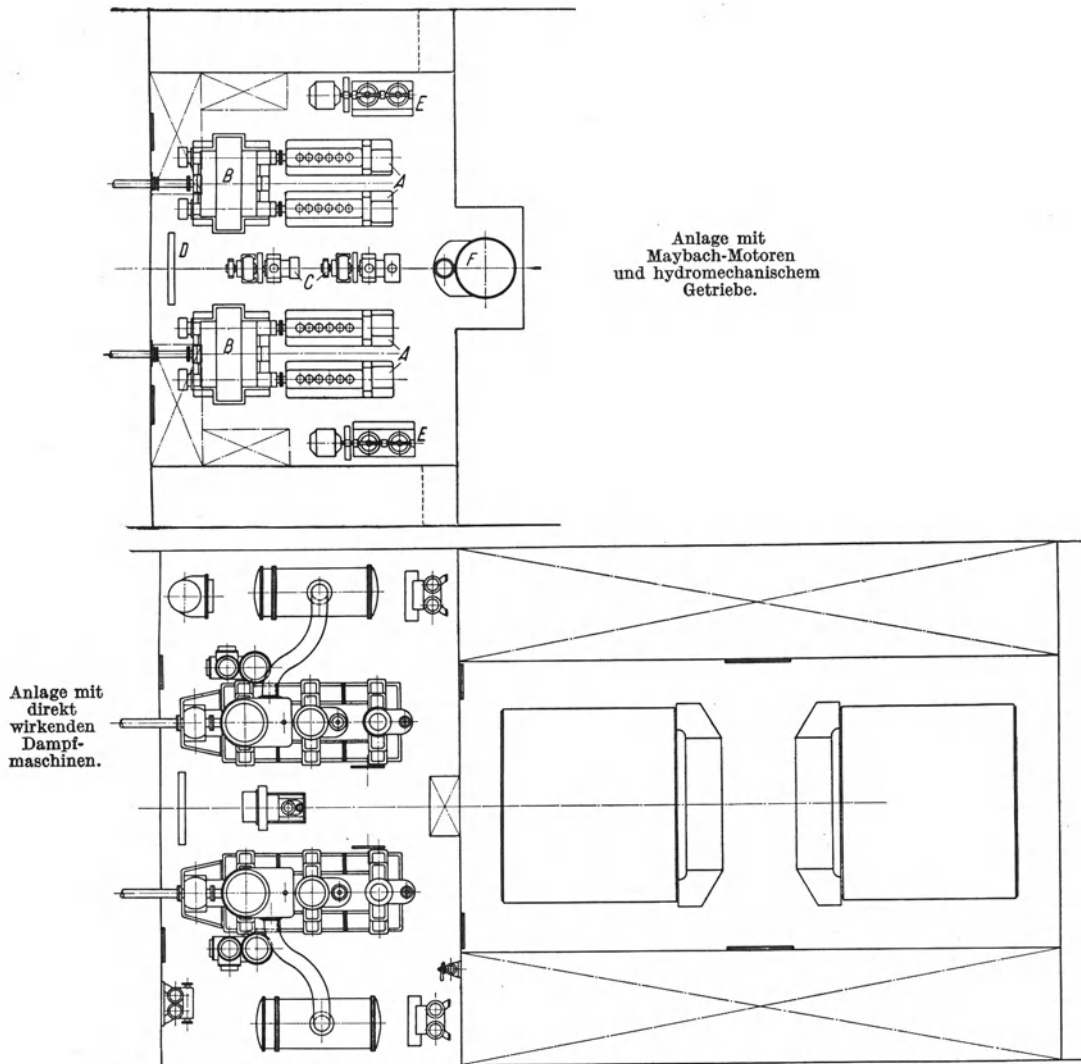


Abb. 9. Vergleich der Maschinen-Anlagen für ein kleines Passagierschiff.

große Rad *H* arbeitet. Letzteres ist wieder in gewohnter Weise auf der Propellerwelle befestigt. Es läuft also bei Vorwärtsgang das Rückwärtsrad *H* mit den beiden Ritzelwellen *G* und *F* leer mit, während bei Rückwärtsfahrt das große Rad *E* mit dem Ritzel *D* in entgegengesetztem Drehsinn leer mitläuft.

Die Frage, inwieweit die soeben beschriebene Anlage mit ganz schnellaufenden Motoren mit einer direktwirkenden Motorenanlage konkurrieren kann, deren Drehzahl gleich der oben vorgesehenen Propellerdrehzahl ist, ist ebenfalls zugunsten der indirektwirkenden Anlage zu beantworten. Einen Vergleich

dieser beiden Anlagen im Aufriß zeigt Abb. 11. Die Raumlänge, welche bei der indirekten Anlage 5 m beträgt, erhöht sich beim direkten Antrieb auf 7 m, dem Gewicht der ersteren Anlage von 43 t steht ein solches von 85 t bei der letzteren gegenüber.

Es kann keinem Zweifel unterliegen, daß es eine große Anzahl von Spezialfällen gibt, bei welchen es sich um flachgehende Schiffe und um kurze Fahrtzeiten handelt, und daher heute schon eine derartige Anlage allen Ernstes ins

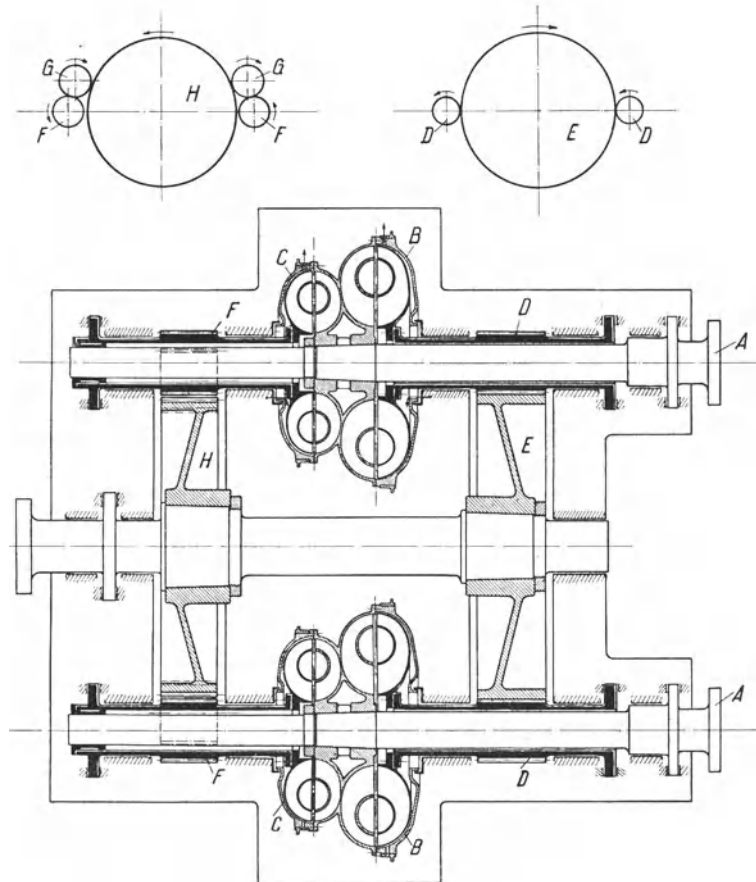


Abb. 10. Hydromechanisches Getriebe für hohe Drehzahlen.

Horizontalschnitt durch ein hydromechanisches Getriebe für kleine Motorleistungen bei sehr hoher Drehzahl.

Auge gefaßt werden könnte. Es gilt hier nur, den ersten Schritt zu wagen, um einem großen Fortschritt aussichtsreiche Bahnen zu eröffnen.

Mit diesem Ausblick auf kommende Zeiten möge das Gebiet des Ölmotorenbaues vorläufig verlassen werden, und bitte ich Sie, mir für einige Augenblicke auf das der Dampftriebe folgen zu wollen.

Die in der letzten Zeit eingetretene Preissteigerung des Treiböles für Motoren und die gleichzeitige Senkung des Kohlenpreises zwingen dazu, die Möglichkeiten scharf im Auge zu behalten, welche Dampfanlagen hinsichtlich hoher Ökonomie bieten.

Ich beziehe mich hierbei auf einen Vortrag, welchen Sir John Biles in der Frühjahrsversammlung der „Institution of Naval Architects“ im April dieses

Jahres gehalten hat, und welcher meiner Ansicht nach als ein berechtigter Vorstoß zugunsten hochmoderner Dampfmaschinenanlagen anzusehen ist.

Auch Bestrebungen dieser Art können durch die Verwendung hydraulischer Kupplungen unterstützt werden, und möchte ich mir gestatten, im nachstehenden Projekte von Dampfmaschinenanlagen vorzulegen, welche ohne die Anwendung extremer Mittel — als welche ungewöhnlich hohe Dampfspannungen und Überhitzungstemperaturen zu bezeichnen sind — mit Sicherheit eine Wirtschaftlichkeit gewährleisten, welche mit ähnlichen, einfachen Mitteln kaum anderswie erzielt werden kann.

Das Prinzip dieser Anlagen ist das folgende:

Bisher konnte man die höchst ökonomischen, aus Kolbenmaschinen und Abdampfturbinen kombinierten Anlagen nur derartig im Schiff anordnen, daß man der Abdampfturbine einen besonderen Wellenstrang zuwies, welcher von der Turbine entweder direkt oder unter Zwischenschaltung eines Rädergetriebes angetrieben wurde. Während erstere Anordnung wegen der zu niedrigen Drehzahl der Abdampfturbine sehr unökonomisch war, haftet der letzteren immer noch der Mangel an, daß unbedingt 3 oder 4 Wellen verwendet werden müssen. Gleichzeitig erfordern die großen, direkt wirkenden Kolbenmaschinen große Gewichte und erhebliche Räume.

Das Kennzeichen der neuen Anordnung ist nun das, daß schnelllaufende Kolbenmaschinen und Abdampfturbinen unter Zwischenschaltung eines hydromechanischen Getriebes auf ein und dieselbe Welle geschaltet werden, was ohne Bedenken geschehen kann, da die Flüssigkeitskupplung alle Ungleichförmigkeiten im Drehmoment der Maschine ausgleicht und somit das Zusammenarbeiten einer Kolbenmaschine und einer Turbine auf ein und demselben Getriebe ermöglicht. Gegenüber der reinen Turbinenanlage wird hierdurch der Vorteil erreicht, daß der unökonomische Hochdruckteil in betriebssicherster Weise durch die hochökonomische Kolbenmaschine — evtl. Ventilmaschine — ersetzt wird. Es wird hiergegen vielleicht der Einwand gemacht werden, daß die neuesten Bestrebungen im Dampfturbinenbau auf öko-

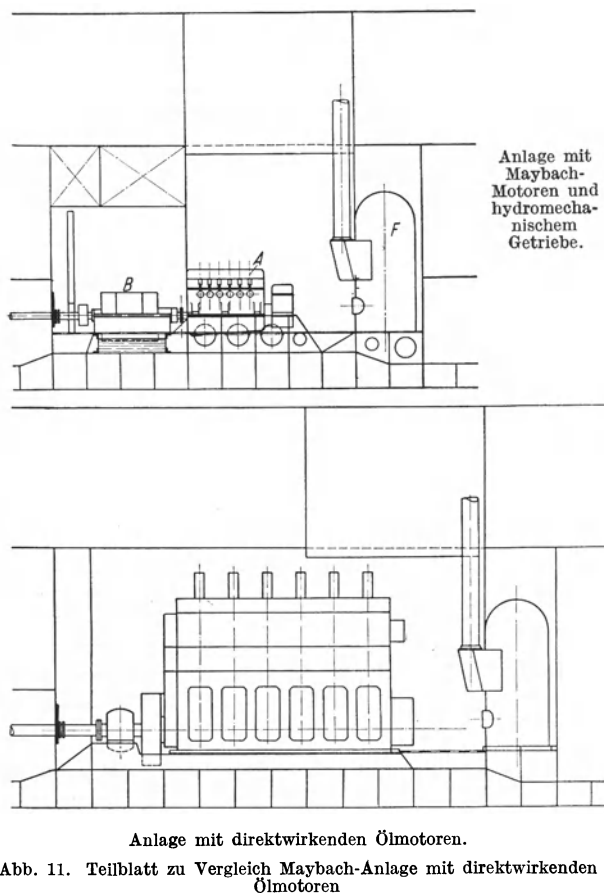


Abb. 11. Teilblatt zu Vergleich Maybach-Anlage mit direktwirkenden Ölmotoren  
Vergleich der Maschinenanlagen für ein kleines Passagierschiff.



nomische Ausgestaltung des Hochdruckteils mit Erfolg hinwirken. Hierauf ist indessen zu erwidern, daß die hierbei in Anwendung gebrachten Konstruktionen wegen der geringen Schaufelspielräume, der großen Stufenzahl den Erfordernissen des Schiffsbetriebes hinsichtlich Betriebssicherheit nicht leicht anzupassen sind, es sei denn, daß eine Umsteuerung nicht in Frage kommt. Hierauf werde ich mir gestatten, später zurückzukommen.

Die erste dieser Maschinenanlagen — vgl. Abb. 12 — ist bestimmt für einen kleinen Frachtdampfer von etwa 2200 t Tragfähigkeit und 10 Knoten Ge-

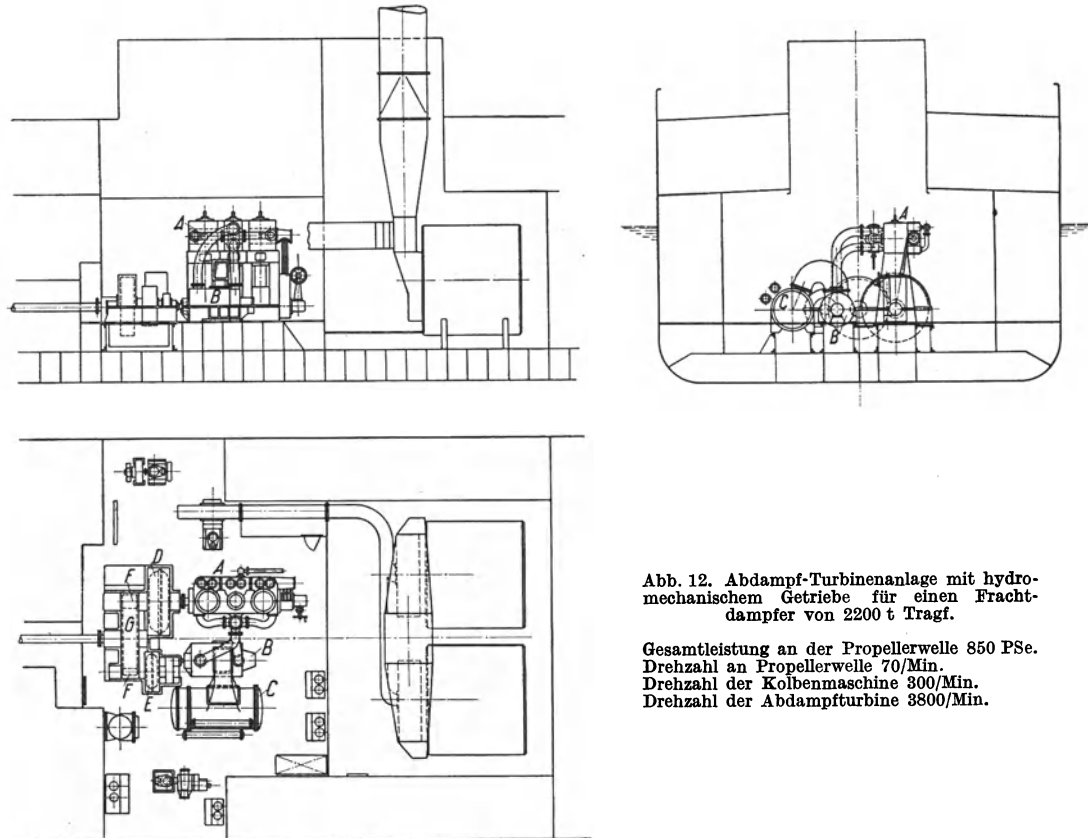


Abb. 12. Abdampf-Turbinenanlage mit hydro-mechanischem Getriebe für einen Frachtdampfer von 2200 t Tragf.

Gesamtleistung an der Propellerwelle 850 PSe.  
Drehzahl an Propellerwelle 70/Min.  
Drehzahl der Kolbenmaschine 300/Min.  
Drehzahl der Abdampfturbine 3800/Min.

schwindigkeit pro Stunde. Die Gesamtleistung an der Propellerwelle beträgt 850 PS<sub>e</sub> und wird von einer schnelllaufenden Kolbenmaschine (A) erzeugt, deren Abdampf durch die Niederdruckturbine (B) in den Kondensator (C) strömt. Sowohl Kolbenmaschine als auch Turbine sind mittels der hydromechanischen Kupplungen (D) bzw. (E) und Ritzel (F) auf ein großes Zahnrad (G) geschaltet, welches auf der Propellerwelle angebracht ist. Die Abdampfturbine arbeitet mit doppelter Übersetzung, die zugehörige Flüssigkeitskupplung ist zwischen dem ersten und zweiten Vorgelege angeordnet. Die Drehzahl der Kolbenmaschine beträgt 300, die der Abdampfturbine 3800 und die der Propellerwelle 70 pro Minute. Die Dampfspannung im Kessel — es sind gewöhnliche Zylinderkessel vorgesehen — beträgt 15 at Überdruck. Die Kessel sind mit Howdens forciertem Zug und Überhitzer ausgerüstet, welcher letzterer dem Dampf eine Temperatur

von  $350^\circ$  verleiht. Die Leistungsverteilung auf Kolbenmaschine und Turbine ist derartig, daß erstere 60%, letztere 40% der Leistung liefert.

Das Umsteuern der Anlage geschieht durch Umsteuerung der Kolbenmaschine, deren Abdampf in diesem Falle durch einen Wechselschieber einer

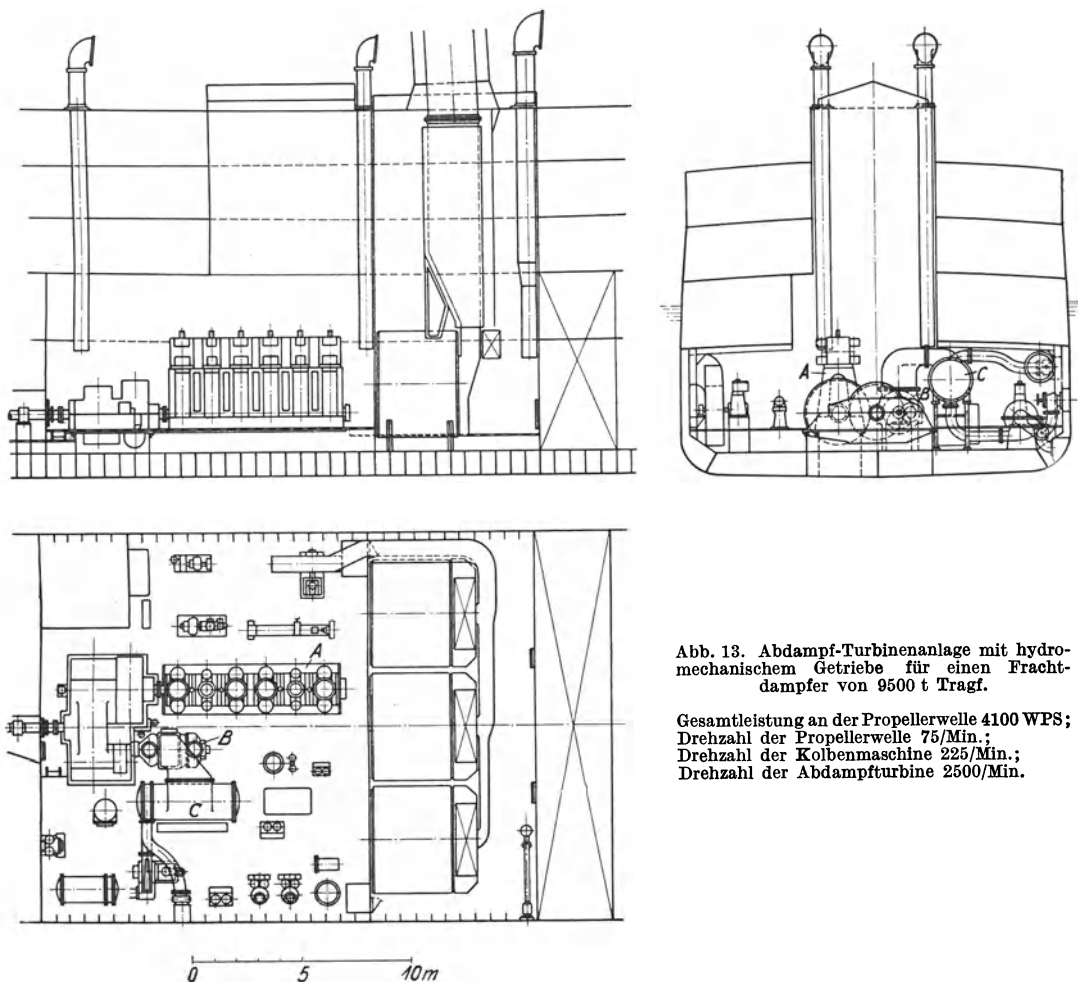


Abb. 13. Abdampf-Turbinenanlage mit hydro-mechanischem Getriebe für einen Frachtdampfer von 9500 t Tragf.

Gesamtleistung an der Propellerwelle 4100 WPS;  
Drehzahl der Propellerwelle 75/Min.;  
Drehzahl der Kolbenmaschine 225/Min.;  
Drehzahl der Abdampfturbine 2500/Min.

einkränzigen Rückwärtsturbine, welche im Gehäuse der Abdampfturbine untergebracht ist, zuströmt.

Bei einem Vakuum von 96% beträgt der Dampfverbrauch dieser Anlage 3,9 kg/PS<sub>1</sub> und Stunde, einschließlich der maschinellen Hilfsmaschinen, was bei einer 8,8fachen Verdampfungsfähigkeit der Kessel einem Kohlenverbrauch von 0,443 kg/PS<sub>1</sub>-st für die äquivalente direkt wirkende Kolbenmaschine entspricht, Kohlen von 7500 cal Heizwert vorausgesetzt. Diese Anlage dürfte etwa 10% ökonomischer sein als die besten bis heute gebauten Schiffsventilmaschinen-Anlagen.

Als zweites Projekt dieser Art ist in Abb. 13 die Maschinenanlage für einen Frachtdampfer von 9500 t Tragfähigkeit dargestellt.

Die Gesamtleistung beträgt in diesem Falle 4100 WPS, die Geschwindigkeit des Schiffes bei einer Normalleistung von 3500 PS<sub>0</sub> 13 Knoten. Es ist eine

Dampfspannung in den Kesseln von 15 atü und eine Dampftemperatur von  $375^{\circ}$  an den Überhitzern vorgesehen. Die Drehzahl der Dampfmaschine soll 225 Uml./min, diejenige der Turbine 2500 betragen, während die Propellerwelle mit 75 Umdrehungen laufen soll. Die Kolbenmaschine (*A*) ist als sechszylindrige Ventilmaschine mit 2 Hochdruck- und 4 Niederdruckzylindern gedacht. Von dieser Kolbenmaschine strömt der Abdampf mit einer Spannung von ca. 0,5 atü in die Abdampfturbine (*B*) und von dort in den Kondensator (*C*). Durch einen Wechselschieber wird beim Umsteuern der Dampf von der Kolbenmaschine zu einer im Gehäuse der Abdampfturbine untergebrachten Rückwärtsturbine geleitet, ebenso wie bei der vorher geschilderten Anlage. Dagegen weicht die Verbindung der Antriebsmaschinen mit dem Getriebe von letzterer insofern ab, als hier nur zwischen Kolbenmaschine und Ritzel eine hydraulische Kupplung vorgesehen ist, während die Dampfturbine über ein doppeltes Vorgelege ohne solche Kupplung das große Rad auf der Propellerwelle antreibt.

Der Anteil der Kolbenmaschine an der Gesamtleistung beträgt 70%, derjenige der Abdampfturbine 30%; der zu erwartende Dampfverbrauch für die Hauptmaschine und die zum Betrieb derselben erforderlichen Hilfsmaschinen 3,66 kg/PS<sub>i</sub>-st, der Kohlenverbrauch 0,43 kg/PS<sub>i</sub>-st wie oben auf die indizierte Leistung einer entsprechenden, direktwirkenden Kolbenmaschine bezogen.

Schließlich soll noch das Projekt einer ähnlichen Maschinenanlage für einen großen Passagierdampfer mit einer Leistung von 30 000 WPS auf 2 Wellen vorgeführt werden. In Abb. 14 sind bei *A* die 4 Kolbenmaschinen, die nur aus je 4 Hochdruckzylindern mit Ventilsteuerung bestehen, ersichtlich. Von diesen strömt der Dampf in die gegen die Schiffsmittle zu gelegenen Mitteldruckturbinen (*B*), von dort weiter zu den Niederdruckturbinen (*C*) und durch diese in die Kondensatoren (*D*). Hydraulische Kupplungen sind nur zwischen den Kolbenmaschinen und Ritzel vorgesehen. Die Turbinen arbeiten mit doppelter Übersetzung. Die Drehzahlen betragen für die Kolbenmaschinen 225 Uml./min, für die Mitteldruckturbinen 2500, für die Niederdruckturbinen 1600, für die Propeller 90.

Der Dampf von 22 at Überdruck wird in Wasserrohrkesseln mit Ölfeuerung von dem heute für solche Schiffe üblichen Typ erzeugt. Die Dampftemperatur beträgt  $350^{\circ}$ .

Bei dieser Anlage ist ein Dampfverbrauch von 3,30 kg/PS<sub>i</sub> und ein Heizölverbrauch von 0,31 kg/PS<sub>i</sub> zu erwarten.

Daß man bei hochökonomischen Anlagen dieser Art auch nicht auf alle die übrigen, vielfach schon erörterten Hilfsmittel zur Steigerung der Ökonomie verzichtet, wie z. B.:

hohe Vorwärmung des Speisewassers unter evtl. Heranziehung von Dampfentnahme aus dem Hauptprozeß (sog. Wärmereneration),

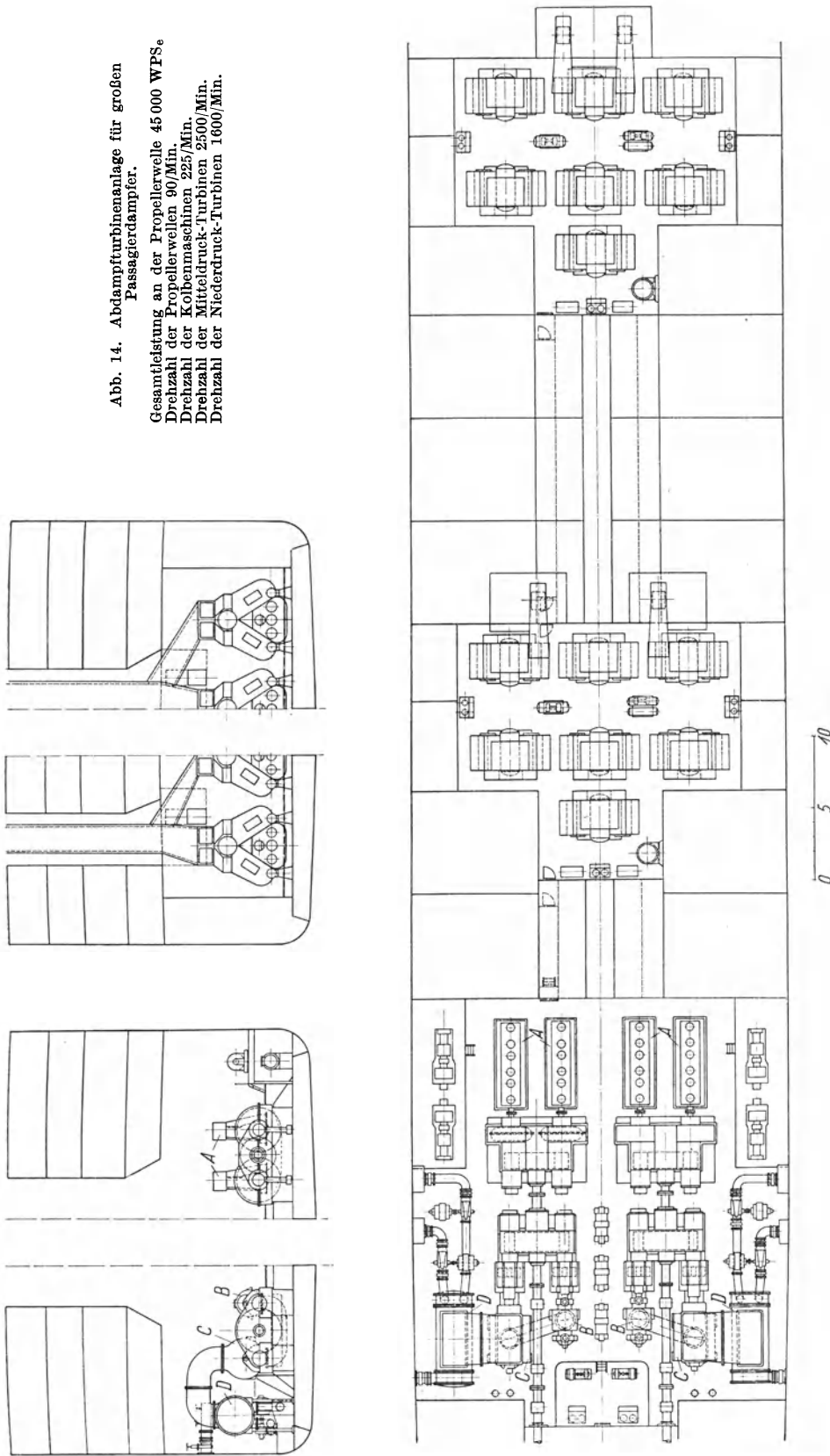
geschickteste Ausnutzung des Hilfsmaschinendampfes, sei es zur Vorwärmung, sei es zur weiteren Verwertung in den Niederdruckstufen,

Ausnutzung der mit den Rauchgasen abziehenden Wärme zur Luft- oder Speisewasservorwärmung,

größte Sorgfalt in der Verbesserung des mechanischen Wirkungsgrades,

Abb. 14. Abdampfturbinenanlage für großen Passagierdampfer.

Gesamtleistung an der Propellerwelle 45 000 WPS.  
 Drehzahl der Propellerwellen 90/Min.  
 Drehzahl der Kolbenmaschinen 225/Min.  
 Drehzahl der Mitteldruck-Turbinen 2500/Min.  
 Drehzahl der Niederdruck-Turbinen 1600/Min.



ist selbstverständlich. Auch werden die Erfahrungen der neuesten Technik es lehren, wie weit man mit Überhitzung und Dampfspannung bei Schiffsbetrieb gehen kann.

Es ist bekannt, daß die Parsons Marine Steam Turbine Company gegenwärtig im Verein mit der bekannten Schiffswerft Denny & Bros. Dumbarton den Bau eines Versuchsschiffes in Angriff genommen hat, um die wirtschaftlichen Vorteile hochgespannten und hoch überhitzten Dampfes bei Turbinenanlagen zu demonstrieren<sup>1)</sup>.

Wenn auch der Gewinn an Brennstoffverbrauch durch die Erhöhung des Dampfdruckes nur bescheiden ist, so wirkt er doch in Addition mit anderen wirtschaftlichen Maßnahmen immerhin recht einschneidende Verbesserungen aus.

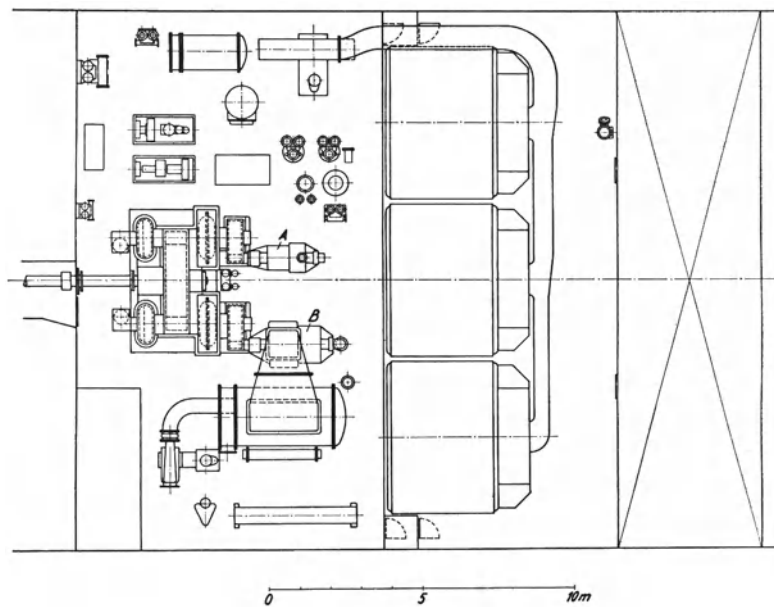


Abb. 15. Turbinenanlage mit hydromechanischem Getriebe für einen Frachtdampfer von 9500 t Tragf.  
Gesamtleistung an der Propellerwelle 4100 WPS; Drehzahl der Propellerwelle 100/Min.;  
Drehzahl der HD-Turbine 3500/Min.; Drehzahl der ND-Turbine 3000/Min.

Bei dem zuletzt behandelten Beispiele der 30 000-PS-Anlage würde sich z. B. der obengenannte Ölverbrauch von 0,31 kg/PS<sub>i</sub> auf 0,3 kg ermäßigen, wenn die Dampfspannung auf 40 at Überdruck und auf 0,294 kg/PS<sub>i</sub>, wenn gleichzeitig die Dampftemperatur auf 375° C erhöht würde.

Auch bei so hohen und noch höheren Dampfdrücken, namentlich bei gleichzeitiger Zulassung von sehr hoher Überhitzung, dürfte sich die Verwendung von schnellaufenden Kolbenmaschinen für den Hochdruckteil besonders empfehlen. Versuche in dieser Richtung sind schon vor längerer Zeit von der Schmidt'schen Heißdampf-Gesellschaft angestellt worden und ist näheres hierüber aus den Veröffentlichungen des Herrn Direktor Hartmann dieser Gesellschaft zu entnehmen<sup>2)</sup>.

<sup>1)</sup> Vgl. The Marine Engineer, Oktober 1925.

<sup>2)</sup> Vgl. VDI 1925.

Unter Umständen wird sich die hydromechanische Kupplung und Umsteuerung auch mit Vorteil bei reinen Turbinenanlagen verwenden lassen. Das Projekt einer derartigen Anlage zeigt Abb. 15.

Dieselbe ist für eine Gesamtleistung an der Propellerwelle von etwa 4100 PS bei etwa 100 Uml./min entworfen und besteht aus einer Hoch- und einer Niederdruckturbine, welche beide mit doppelter Übersetzung arbeiten.

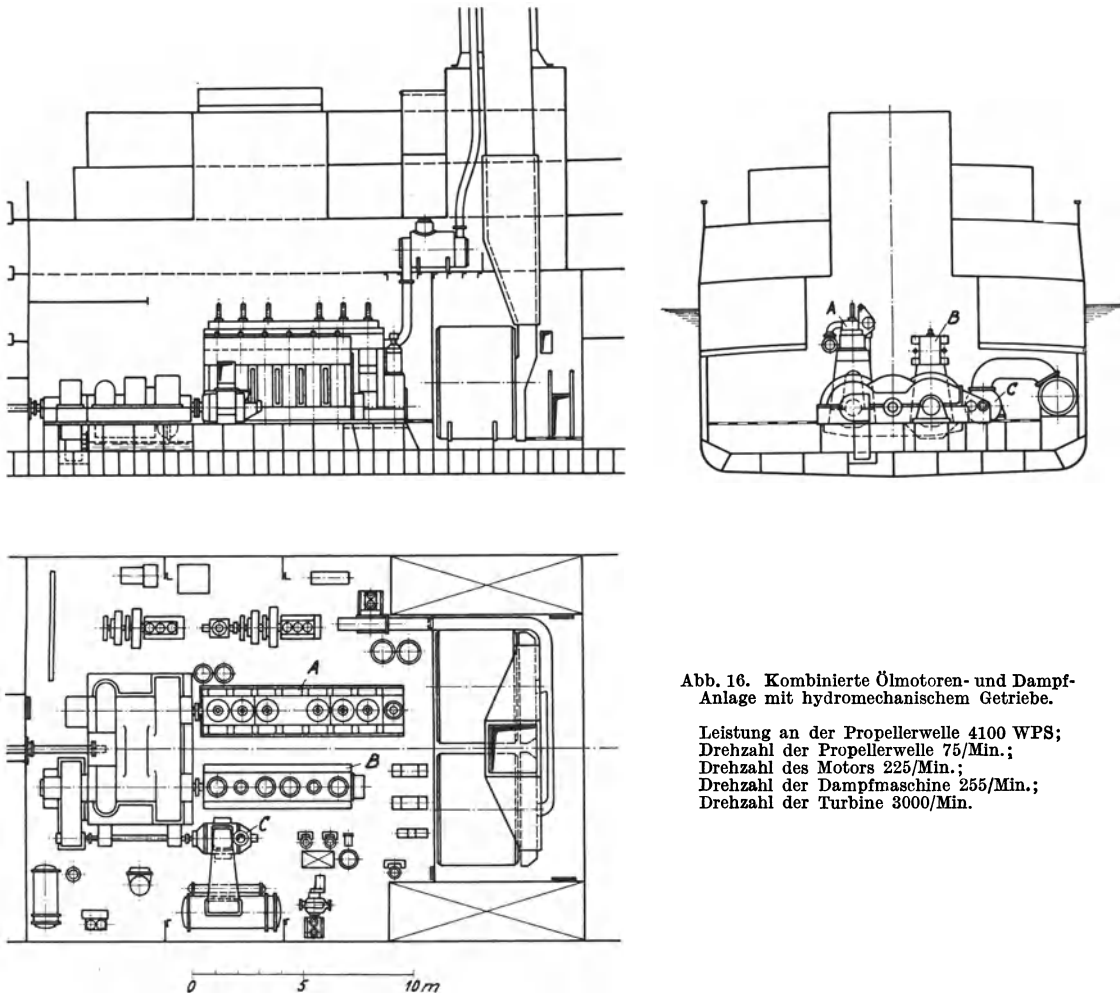


Abb. 16. Kombinierte Ölmotoren- und Dampf-Anlage mit hydromechanischem Getriebe.

Leistung an der Propellerwelle 4100 WPS;  
 Drehzahl der Propellerwelle 75/Min.;  
 Drehzahl des Motors 225/Min.;  
 Drehzahl der Dampfmaschine 255/Min.;  
 Drehzahl der Turbine 3000/Min.

Die beiden Kreisläufe sind zwischen die beiden Vorgelege eingeschaltet, da sich an dieser Stelle der Übertragung die für die Flüssigkeitsgetriebe günstigste Drehzahl vorfindet.

Die Hochdruckturbine arbeitet mit 3500 Uml./min, die Niederdruckturbine mit 3000 Uml./min, die Übersetzung im ersten Vorgelege beträgt bei ersterer 1 : 5,85, bei letzterer 1 : 5, so daß also die beiden Wellen, welche die Primärräder der Vor- und Rückwärtskupplung tragen, mit 600 Uml./min umlaufen.

Die Übersetzung im Hauptvorgelege beträgt demnach unter Berücksichtigung des Kupplungs-Slips 1 : 5,8. Kupplungen, welche mit so hohen Drehzahlen laufen, lassen sich mit Leichtigkeit für einen Wirkungsgrad von 98% kon-

struieren, wie dies hier vorgesehen ist. Der entstehende Verlust von 2% wird schon durch den Wegfall der Ventilationsarbeit der hier fehlenden Rückwärtsturbinen aufgehoben.

An Vorteilen kann für ein System dieser Art in Anspruch genommen werden:

- a) große Betriebssicherheit, da die Rückwärtsturbinen in Wegfall kommen,
- b) ausgezeichnete Manövrierfähigkeit,
- c) leichte Abschaltbarkeit jeder Turbine, sobald dies notwendig oder gewünscht,

d) Möglichkeit der Verwendung neuzeitlicher hochökonomischer Turbinenkonstruktionen mit kleinen radialen und achsialen Spielräumen und großen Stufenzahlen.

e) Möglichkeit der Verwendung des Doppelstromprinzips an der Niederdruckturbine ohne Anordnung eines besonderen Gehäuses für die Rückwärtsturbine.

Zum Schluß noch eine Anlage gemischten Systems, Abb. 16, die wohl im allgemeinen als eine ganz unmögliche Komplikation bezeichnet werden wird:

Ölmaschine, Kolbendampfmaschine und Turbine sind zusammengekuppelt, um eine einzige Welle anzutreiben!

Und doch ist es nicht unmöglich, daß Fälle vorkommen, in welchen derartige Anlagen ganz besonders geeignet sind, gestellten Sonderanforderungen zu genügen.

Das eine der beiden Ritzel (*R*) ist hier von einer schnellaufenden Ölmaschine (*A*), das andere von einer schnellaufenden Dampfmaschine (*B*) und von einer Abdampfturbine (*C*), letztere mit doppeltem Vorgelege, angetrieben.

Für die Dampfmaschine ist eine besondere Kesselanlage vorgesehen, welche mit Kohle oder Öl geheizt werden kann; das Speisewasser derselben zirkuliert zwecks Vorwärmung durch die Kühlmäntel der Ölmaschine, deren Abgase in einem Abgaskessel zur weiteren Vorwärmung des Speisewassers nutzbar gemacht werden.

Der Brennstoffverbrauch in den Kesseln wird infolge dieser Maßnahmen sehr gering.

Der skizzierten Anlage sind folgende Hauptdaten zugrunde gelegt:

Leistung der Ölmaschine (Drehzahl 225 Uml./min) . . . . .	1300 PS <sub>e</sub>
Leistung der Kolbenmaschine (Drehzahl 255 Uml./min) . . . . .	2000 „
Leistung der Abdampfturbine (Drehzahl 3000 Uml./min) . . . . .	980 „
	Summa 4280 PS <sub>e</sub>
Abzüglich Verluste { in den Zahnrädern 1,5% . . . . .	70 PS <sub>e</sub>
{ im hydraulischen Getriebe 2,5% . . . . .	110 „
Gesamtleistung an der Propellerwelle . . . . .	4100 PS <sub>e</sub>

Der Brennstoffverbrauch einschließlich der für den Betrieb der Maschinen erforderlichen Hilfsmaschinen beträgt an Treiböl von 10 000 WE für den Ölomotor 190 g/PS<sub>e</sub>-st, der an Kohle von 7500 WE für Kolbenmaschine und Tur-

bine 415 g/PS<sub>e</sub>-st, so daß die Gesamtkosten, welche für den Brennstoff aufgewendet werden, sehr niedrig werden.

Das Verwendungsgebiet solcher oder ähnlicher Anlagen erstreckt sich auf Schiffe, welche

a) teils Häfen anlaufen, wo billige Kohlen, teils solche, wo billiges Treiböl zu haben ist,

b) unter Umständen plötzlich in Betrieb gesetzt werden müssen, ohne daß Zeit zum Anheizen der Kessel gegeben ist;

c) von Zeit zu Zeit längere Fahrten mit verminderter Geschwindigkeit (Marschfahrt) auszuführen haben, wobei vorteilhafterweise die Ölmaschine in Betrieb gesetzt werden kann;

d) bei welchen eine vorübergehende starke Höchstleistung verlangt wird, wobei die Kessel forciert und Kolbenmaschine sowie Turbine stark überlastet werden können.

e) welche im Hafen zu Nebenzwecken starken Leistungsbedarf haben, welcher dann von der leicht abschaltbaren Ölmaschine bestritten werden kann. Bei Spezialschiffen können solche Fälle auch auf See vorkommen. Die Ölmaschine wäre dann am Vorderende mit einem Generator oder einer Transmission zu kuppeln.

Kehren wir nun zusammenfassend wieder zu den reinen Dampfanlagen, wie oben geschildert, zurück, und vergegenwärtigen wir uns das mit denselben hinsichtlich Wirtschaftlichkeit im Brennstoffverbrauch, Einfachheit und geringen Gewichtsbedarf Erreichbare, so drängt sich die Frage auf, ob nicht derartige Anlagen, selbst wenn sie mit Heizöl betrieben werden, mit Ölmotorenanlagen konkurrieren können — wenigstens wenn diese Frage nur von den beiden wichtigsten Gesichtspunkten, nämlich dem der Brennstoffkosten und des Gestehungspreises aus betrachtet wird.

Gegenwärtig gelten mit Recht die großen Ozeanschiffe, deren Kesselanlagen nach dem Kriege von Kohle auf Öl umgestellt worden sind, hinsichtlich der Brennstoffkosten für sehr wenig wirtschaftlich, und wird diese Tatsache nur wegen des bequemeren Betriebes (Verminderung des Heizerpersonals usw.) in Kauf genommen.

Zweifelloos würde sich bei Ausrüstung solcher Schiffe mit Ölmotoren eine gewaltige Reduktion der Brennstoffkosten gegenüber dem jetzigen Zustand erzielen lassen. Ganz anders aber würde die Sache liegen, wenn diese großen und schnellen Schiffe, deren Entstehung noch in die Vorkriegszeit zurückreicht, mit einer hochökonomischen Maschinenanlage, wie vorstehend beschrieben, ausgerüstet wären.

Der Verbrauch an Heizöl, welcher heute etwa 0,4 kg/PS<sub>e</sub> beträgt, würde dann auf ca. 0,32 kg/PS<sub>e</sub> sinken.

Bei einem Brennstoffverbrauch letzterer Größenordnung wird unter Berücksichtigung der Tatsache, daß das Heizöl bis zu 35% billiger ist als das Treiböl, und daß die Dampfanlage um etwa 25 bis 30% billiger herstellbar ist als die Dieselanlage, ein Vorteil in wirtschaftlicher Beziehung sich für die letztere nicht mehr ergeben.



Eine Tabelle, welche bei Erörterung der Frage von Wichtigkeit ist, ob für eine bestimmte Linie vom Standpunkt der Brennstoffpreise aus gesehen Antrieb durch Dampf und Kohlekessel, Dampf und Ölkessel oder Ölmotoren in Betracht gezogen werden muß, gestatte ich mir hier wiederzugeben.

Durchschnittspreise  
für gute Bunkerkohle, Heizöl und Treiböl an verschiedenen Hafenplätzen der Welt.  
(Preise pro Tonne in Reichsmark.)

Erdteil	Hafenplatz	Bunkerkohle	Heizöl	Treiböl
(Nord-)Amerika	New York . . . . .	24,20	43,90	58,10
	Baltimore . . . . .	24,20	43,90	58,10
	New Orleans . . . . .	23,20	38,85	52,00
(Süd-)Amerika	Rio de Janeiro . . . . .	56,50	79,40	109,00
	Buenos Aires . . . . .	48,40	77,70	96,60
	Montevideo . . . . .	48,40	79,80	92,40
	Pernambuco . . . . .	63,80	79,00	120,90
Asien	Hongkong . . . . .	37,80	74,80	81,20
	Nagasaki . . . . .	27,90	68,00	80,65
	Yokohama . . . . .	37,80	86,70	86,70
	Kobe . . . . .	36,10	86,70	86,70
Europa	Hamburg . . . . .	22,50	74,00	85,40
	England (Ostküste) . . .	16,00	73,00	88,00
	England (Westküste) . . .	16,50	73,00	88,00

Sie finden in derselben die heutigen Preise für Kohlen, Heizöl und Motorenöl, wie sie sich an verschiedenen Stellen der Welt etwa stellen.

Die Abschlußziffern der großen Reedereien mögen von den gegebenen Zahlen mehr oder minder stark abweichen, immerhin aber dürften die Tabellenwerte gute Anhaltspunkte bieten.

Man ersieht aus denselben z. B., daß ein Motorschiff, welches in der Lage ist, seinen Vorrat an flüssigen Brennstoffen in Nord- und Mittelamerika zu decken, ganz andere Aussichten auf Rentabilität hat als ein Schiff, für welches das Treiböl in Deutschland, Südamerika oder Asien eingekauft werden muß.

Die Frage, ob die Feuerung der Kessel mit Heizöl — selbstverständlich nur vom Gesichtspunkt der Brennstoffkosten betrachtet — gegenüber der Kohlenheizung bestehen kann, ergibt sich bei Betrachtung dieser Tabellen ebenfalls als bis zu einem gewissen Grade abhängig von dem Orte, wo der Brennstoff eingekauft wird. Das Verhältnis der Preise von Kohlen und Heizöl ist an verschiedenen Orten der Welt ganz verschieden. Zum Beispiel ist in New York das Treiböl um etwa 32% teurer als das Heizöl, in Hamburg nur um etwa 15%, so daß also jenseits des Ozeans eine hochökonomische Dampfanlage mit Ölkesseln noch größere Aussicht hätte, das Motorschiff hinsichtlich Wirtschaftlichkeit im Brennstoffverbrauch zu erreichen, als bei uns.

Man darf sich bei Betrachtung der vorgeführten Tabelle nicht wundern, daß die Frage: Motorschiff oder Dampfschiff, Kohlekessel oder Ölkessel von verschiedenen Fachleuten ganz verschieden beurteilt wird. Sie ist neben vielen anderen Umständen in weitesten Grenzen abhängig von der Frage, wo die betreffende Reederei ihren Brennstoffverbrauch zu decken in der Lage ist.

### Erörterung.

Herr Ministerialrat Laudahn, Berlin:

Eure Exzellenzen! Meine Herren! Den hochinteressanten Ausführungen, die uns Herr Direktor Dr. Bauer soeben vorgetragen hat, liegt der leitende Gedanke zugrunde, der modernen Entwicklung des Schiffsantriebes durch Primärmaschinen hoher Drehzahl zu entsprechen und dadurch an Gewicht und Raumbedarf zu sparen, ohne jedoch gleichzeitig an Betriebssicherheit und Wirtschaftlichkeit etwas einzubüßen. Ich stimme mit Herrn Direktor Dr. Bauer durchaus in der Auffassung überein, daß für viele Fälle die künftige Entwicklung tatsächlich den damit angedeuteten Weg gehen wird. Das gilt natürlich in erster Linie für den Kriegsschiffbau, bei dem weitgehendste Einschränkung der Maschinengewichte und der für die Antriebsanlage benötigten Räume zu den dringendsten Forderungen gehört, ganz besonders für das durch die Bestimmungen des Versailler Diktates hinsichtlich der Displacementsgrößen in unerhörtem Maße geknebelte Deutschland. Bei Dampfanlagen ist der Weg bereits allgemein beschritten; die Turbogetriebeanlage ist in allen Marinen zur Zeit als die Kriegsschiffsmaschine anzusprechen. Gerade diese Entwicklung des Dampftriebes führt aber zwingend zu einer entsprechenden Anordnung auch für den verbrennungsmotorischen Antrieb, sobald ein solcher für Kriegsschiffe einmal ernstlich in Erwägung gezogen werden sollte. Als die deutsche Marine in den Jahren 1909/10 ihre beiden 12 000 PSe-Großölmaschinen bestellte, die, mit Drehzahlen bis höchstens 150/Min. laufend, unmittelbar die Mittelschraube je eines Linienschiffes anzutreiben bestimmt waren, da war das Problem der Übertragung großer Leistungen durch Zahnradgetriebe über erste Anfänge noch nicht hinausgekommen. Mit den damaligen Dampfmaschinengewichten vermochten langsamlaufende Ölmotoren noch einigermaßen zu konkurrieren, ganz besonders, wenn man das Gewicht der für die Anlagen auf bestimmter Fahrtstrecke benötigten Brennstoffvorräte mit in den Vergleich einbezog. Bei den heute in Betracht kommenden leichten Dampfanlagen mit überheizten engrohrigen Wasserrohrkesseln, hochoberigen Dampfturbinen und Zahnradübersetzungsgetrieben sind für Kriegsschiffe Ölmotoren der in den 12 000 PSe-Einheiten verwirklichten Bauart nicht mehr brauchbar. Gerade an dieser Tatsache sind ja bisher alle Bestrebungen, auf Kriegsschiffen — abgesehen von Unterseebooten und Kleinfahrzeugen — den Dampftrieb durch ölmotorischen Antrieb zu ersetzen, gescheitert. Ein solcher kann erst in Frage kommen, wenn leichte, betriebssichere Ölmaschinen von genügend großer Leistung und von im heutigen Groß-Dieselmotorenbau noch unbekannt hoher Drehzahl entwickelt sein werden, Typen, die es zur Zeit noch nicht gibt, wenn auch hoffnungsvolle Ansätze dazu in mehreren Ländern vorhanden sind. Solche Motoren — nötigenfalls im Zusammenhang mit betriebssicheren Übersetzungsgetrieben hohen Nutzeffektes — können allein das Problem des motorischen Kriegsschiffsantriebes zur praktischen Verwirklichung bringen.

Im Handelsschiffbau gibt es demgegenüber gewiß ein großes Gebiet, für das der langsamlaufende, schwere Ölmotor in direktem Antrieb der Schraube neben der Dampfkolbenmaschine seine große Bedeutung behalten wird. Bei größeren Leistungen und höherer Schiffsgeschwindigkeit, als sie die normalen Frachtschiffe aufzuweisen pflegen, wird aber meines Erachtens in immer steigendem Maße der schnelllaufende Motor mit Übersetzungsgetriebe Verwendung finden. Dabei wird man indessen nicht bei Drehzahlen stehenbleiben dürfen, wie sie heute üblich sind und auch den beiden vom Herrn Vortragenden erwähnten und beschriebenen doppelt wirkenden Versuchsmaschinen noch zugrunde liegen. Ich habe vielmehr die Überzeugung, daß Anlagen, wie sie Herr Direktor Dr. Bauer in dem Beispiele des Projekts mit schnelllaufenden Maybach-Motoren vorgeführt hat, durchaus auch für den Handelsschiffbau praktische Bedeutung haben, so absurd diese Ansicht heute auch vielen noch erscheinen mag. Einen Maybach-Motor des in dem Projekte verwendeten Typs habe ich selbst auf dem Versuchsstande in Friedrichshafen einer eingehenden Prüfung unterzogen und dabei hinsichtlich Betriebssicherheit und Wirtschaftlichkeit nichts zu beanstanden gefunden; es ist nur zu bedauern, daß solche Motoren bisher nur in einer Größe, eben der von 120 bis 150 PSe, gebaut und erprobt worden sind, da für viele Zwecke diese niedrigen Leistungen nicht ausreichen. Aber die größere Leistung bei hoher Drehzahl wird zwangsläufig kommen, wenn nur erst einmal die auf frühere Erfahrungen gegründete Scheu vor der hohen Drehzahl überwunden ist. Hohe Drehzahl ist meines Erachtens bei richtiger Konstruktion und sachgemäßer Bauausführung durchaus nicht gleichbedeutend mit geringer Betriebssicherheit und Lebensdauer, hoher Abnutzung und mangelhafter Wirtschaftlichkeit. Man ist heute dank der neueren Entwicklung des Ölmaschinenbaues in der Lage, hohe Drehzahlen auch in Ölmaschinen, die lange Lebensdauer haben und gute Wirtschaftlichkeit aufweisen sollen, zu beherrschen. Erst bei hoher Drehzahl aber kommen die Vorteile des Übersetzungsgetriebes auch im ölmotorischen Antrieb voll zur Geltung, wie ja das von Herrn Direktor Dr. Bauer gezeigte Bild der Anlage mit Maybach-Motoren zur Genüge beweist.

Wenn ich meine bisherigen Ausführungen fast ausschließlich auf das Gebiet des ölmotorischen Schiffsantriebes beschränkt habe, so bitte ich das mit der Tatsache zu entschuldigen, daß mir die Entwicklung des Ölmaschinenbaues entsprechend langjähriger dienstlicher Betätigung besonders am Herzen liegt. Zweifellos macht heute wegen des zur Zeit bestehenden, unnatürlichen Preisverhältnisses zwischen Öl und Kohle auch der Ölmaschinenbau eine kritische Zeit durch, und es ist angesichts dieses ungünstigen Preisverhältnisses vom Standpunkte der Allgemeinwirtschaft aus nur dankbar zu begrüßen, wenn Mittel und Wege gewiesen werden, auf denen die Dampfmaschine wirtschaftlich noch wesentlicher Verbesserung fähig ist. Meines Erachtens kann auch der Ölmaschinenbau solche Vorschläge nur begrüßen; denn Konkurrenz ist die Seele des Fortschritts, sie zwingt zu weiterer Forschung und weiterer Vervollkommnung, und in dieser Beziehung ist meiner Überzeugung nach auch der Ölmaschinenbau noch lange nicht am Ende der Entwicklung angelangt. Es muß und wird erreicht werden, daß der Schiffsölmotor — vielleicht nach einfacher Reinigung des Öls — ohne nachteiligen Einfluß auf den Zylinder auch solche Öle verarbeiten kann, die heute nur als Heizöle verwendet werden, aber in vielen Häfen billiger als Treiböle sind. Es muß und wird ferner erreicht werden, daß die Herstellungskosten einer Motoranlage die einer Dampfmaschinenanlage nicht mehr so wesentlich überschreiten, wie das heute leider noch der Fall ist. Erfreuliche Ansätze dazu

sind vorhanden; hoffen wir, daß die ernstesten Bestrebungen der Motorenindustrie, die in den letzten Jahren zu so großen Erfolgen in Richtung der technischen Entwicklung geführt haben, auch in dieser, die wirtschaftliche Seite des Problems stark beeinflussenden Beziehung bald von Erfolg sein werden. (Lebhafter Beifall.)

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

Meine Herren! Die Ausführungen von Herrn Dr. Bauer über das hydromechanische Getriebe in Verbindung mit Propellerantriebsmaschinen haben bei allen in Betracht kommenden Kreisen, insonderheit den Reedereien, die größte Beachtung gefunden. Wenn den ersten Schritten zur Einführung nicht alsbald weitere gefolgt sind, so liegt das einestheils in der Ungunst der Verhältnisse und anderenteils darin begründet, daß man wegen der vielen in Betracht kommenden Faktoren häufig nicht weiß, welche Art Propellerantrieb gewählt werden soll. Es gibt sicherlich viele Fälle, bei denen die Anwendung des hydromechanischen Getriebes ohne weiteres gegeben ist, so z. B. hat die Hamburg-Amerika-Linie lange erwogen, ihren neuen Seebäderdampfer, der bei den Vulcanwerken in Bau ist, mit dieser Einrichtung zu versehen. Dies scheiterte schließlich nur daran, daß die hierdurch bedingten Mehrkosten gegenüber einem Triebturbinenschiff, bei der kurzen Indiensthaltungsperiode von ungefähr 4 Monaten im Jahre, nicht herausgewirtschaftet werden konnten. Naturgemäß spielen auch eine ganz bedeutende Rolle bei einem Fahrgastschiff die Fragen der Vibration und des Geräusches. Auch bei der Bestellung des zweiten Schwesterschiffes „Albert Ballin“ haben wir uns überlegt, ob wir nicht ein Dieselmotorschiff bauen sollten, sind aber schließlich bei dem Preisverhältnis zwischen Dieselloil und Treiböl und in Berücksichtigung aller sonstiger in Betracht kommender Fragen zu der Überzeugung gekommen, daß es richtig sei, bei einem Turbinenschiff zu bleiben; wie ich gehört habe, haben sich ja auch Vibrationen bei dem neuen Dieselmotorschiff Gripsholm äußerst störend bemerkbar gemacht, so daß wir nach meiner Ansicht ganz auf dem richtigen Wege gewesen sind, als wir unser drittes Schiff wieder mit Turbinen und Ölfeuerung ausrüsteten.

Ein hydromechanisches Getriebe oder ein Getriebe überhaupt würde jedenfalls bei Dieselmotoren unter allen Umständen dann gegeben sein, wenn man durch dessen Anwendung die Zylinderdimensionen so weit verringern könnte, daß man ohne Kolbenkühlung auskommen kann. Die Kolbenkühlung, meine Herren, ist der Punkt, der uns im Schiffsdieselmotorbetrieb die allergrößten Schwierigkeiten gemacht hat und noch macht. Wenn wir erst so weit wären, daß wir mit der Kolbenkühlung aufräumen könnten, dann wären wir einen ganz bedeutenden Schritt weiter.

Ob auf langen Reisen bei Doppelschraubenschiffen nicht besser Getriebe ohne hydraulische Kupplung und bei Einschraubenschiffen der direkte Propellerantrieb durch doppelwirkende Zweitaktmotoren das Gegebene ist, dürfte heute schon schwer zu entscheiden sein. Jedenfalls sind Verluste von  $2\frac{1}{2}\%$ , besonders noch, wenn diese in nutzlose, wieder abzuführende Wärme umgesetzt werden, nicht zu vernachlässigen. Auch muß in Betracht gezogen werden, daß man in Havariefällen in die Lage kommen kann, stundenlang volle Kraft rückwärts fahren zu müssen.

Da in nächster Zeit von der Austral-Linie auch ein Schiff mit direktem Antrieb durch einen doppelwirkenden Zweitaktmotor in Dienst gestellt wird, so wird man vielleicht in Jahresfrist schon etwas klarer über die Zweckmäßigkeit des jeweiligen Propellerantriebs sehen können. Vom Reedereistandpunkt ist nur zu wünschen, wenn in jedem einzelnen Falle ohne Zögern und ohne Befürchtungen irgendwelcher Art der passende und der passendste Propellerantrieb bestimmt werden kann.

Das, meine Herren, dürfte dann auch im Sinne der Rationalisierungsbestrebungen sein, die von der Schiffbautechnischen Gesellschaft zusammen mit dem Reichskuratorium für Wirtschaftlichkeit jetzt energisch in die Wege geleitet werden sollen. (Lebhafter Beifall.)

Herr Oberingenieur Paul Müller, Chef der Abteilung Maschine der Hamburg-Südamerikanischen Dampfschiffahrtsgesellschaft:

Meine sehr geehrten Herren! Gestatten Sie mir, die interessanten Ausführungen des Herrn Vortragenden aus den Betriebsergebnissen unserer Motorschiffe „Monte Sarmiento“ und „Monte Olivia“ zu ergänzen.

Die beiden Schiffe sind mit ihren Maschinenanlagen von Blohm & Voss in Hamburg erbaut. Die Maschinenanlage jedes Schiffes besteht aus 4 einfach wirkenden 6-Zylinder-4-Taktmotoren, welche bei 600 mm Zylinderdurchmesser, 700 mm Hub etwa 210 Umdrehungen in der Minute machen. Diese Maschinen zählen also auch zu den schnellaufenden Ölmotoren.

Die Primärumdrehungen der Motoren werden durch ein Rädergetriebe auf etwa 70—74 Schraubenwellenumdrehungen unteretzt. Je 2 Motoren treiben eine Schiffsschraube an. Die Motorwellen sind durch eine starke Schiebekupplung mit den Ritzelwellen starr verbunden. Die Ritzel zweier Motoren arbeiten auf ein gemeinsames Antriebszahnrad, welches vorne auf die Schraubenwelle aufgesetzt ist.

Beide Schiffe haben — ich kann das, was Herr Dr. Bauer in dieser Beziehung ausgeführt hat, nur bestätigen — während ihrer Betriebszeit einen überraschend kleinen Ölverbrauch gehabt.

„Monte Sarmiento“ verbrauchte bei einer mittleren Wasserverdrängung von etwa 17 200 Tonnen bei einer durchschnittlichen Reisegeschwindigkeit von 13,1 sm/Std. 29,8 Tonnen Öl, und bei 13,56 sm/Std. 33 Tonnen Öl pro Seetag.

Bei der „Monte Olivia“ betragen die Verbräuche bei einer mittleren Wasserverdrängung von etwa 17 800 Tonnen bei 12,9 sm durchschnittlicher Geschwindigkeit 25,5 Tonnen und bei 14,1 sm 31,89 Tonnen pro Seetag für die gesamten Haupt- und Hilfsmaschinen.

Der wesentlich günstigere Verbrauch der „Monte Olivia“ erklärt sich aus einer sehr weit durchgebildeten Abgasverwertung. Die Abgase der 4 Hauptmotoren werden während der Fahrt durch 2 Abgaskessel von je 350 qm Heizfläche geleitet. Der in den Abgaskesseln erzeugte Dampf von 5—12 atü wird in See zum Betrieb folgender Hilfsmaschinen und Apparate ausgenutzt: die Dampfwaschereianlage, die Dampfkochtöpfe in der Küche, 1 Tellermaschine, die Warmfrischwasseranlage, 1—2 CO<sub>2</sub>, Kältemaschinen von je 100 000 WE Leistung, 1 Schmierölpumpe, zeitweise 1 Brennstofftagespumpe für die Haupt- und Hilfsmotoren, die zum Betrieb der Dampfanlage erforderliche Speisepumpe.

Auf der ersten Ausreise des Schiffes wurde mit dem aus den Abgasen erzeugten Dampf noch die Schiffsheizung betrieben.

Dies günstige Resultat wurde dadurch erzielt, daß die Abgase nach dem Verlassen der Kesselzüge noch zur Anwärmung des Speisewassers bis auf etwa 150° benutzt werden. Außerdem sind die Strahlungsverluste dieser Abgaskessel durch eine besonders sorgfältig durchgeführte Isolierung auf ein Minimum beschränkt worden.

Auf der letzten Ausreise betrug der Ölverbrauch auf der „Monte Olivia“ auf der Strecke Lissabon-Rio bei 13,3 sm mittlerer Geschwindigkeit nur 24 Tonnen pro Seetag.

„Monte Sarmiento“ erreichte nach einem gerade eingetroffenen Bericht auf der letzten, besonders günstigen Ausreise 14,67 sm/Std. Durchschnittsgeschwindigkeit und hat die vertraglich vereinbarte Geschwindigkeit damit um 1,17 sm überschritten. Der Ölverbrauch betrug hierbei für alle Zwecke täglich 33 Tonnen.

Die auf den beiden Schiffen durchgebildeten Hauptmaschinenanlagen haben gezeigt, daß es möglich ist, je 2 Hauptmotoren mit einem gemeinsamen Rädergetriebe starr zu verbinden. Der Wirkungsgrad dieser Ausführung beträgt etwa 99%.

„Monte Sarmiento“ läuft seit November v. J. und „Monte Olivia“ seit April d. J. Die Zahnräder beider Schiffe haben sich vorzüglich eingelaufen, bisher hat sich noch keine meßbare Abnutzung gezeigt.

Die Vorläufer unserer beiden Motorschiffe sind die beiden Doppelschrauben-Motorschiffe „Havelland“ und „Münsterland“ der Hamburg-Amerika-Linie, auf denen jeder Motor durch ein Rädergetriebe auf eine Schraubenwelle arbeitet.

Herr Obergeringieur Bleicken hat in einem am 7. September d. J. vor der Gesellschaft der Freunde und Förderer der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt in Hamburg gehaltenen Vortrag erklärt, daß die Getriebe dieser beiden Motorschiffe zu den besten zählen, welche die Hamburg-Amerika-Linie besitzt. Dies günstige Urteil kann ich vollen Umfangs für die Getriebe der Motorschiffe „Monte Sarmiento“ und „Monte Olivia“ bestätigen. Es ist hierbei zu berücksichtigen, daß unsere Schiffe beim Anlaufen der südamerikanischen Häfen stets an den Kai verholten, was die Ausführung einer großen Anzahl von Maschinenmanövern bedingt. Diese zahlreichen Maschinenmanöver haben die Getriebe anstandslos ertragen.

In voller Erkenntnis der vorliegenden Erfahrungen hat die Hamburg-Amerika-Linie keinerlei Anstand genommen, ihr neuestes Motorschiff „Friesland“ als Einschraubenschiff zu bauen und die beiden Hauptmotoren mit der Schraubenwelle starr zu kuppeln in genau der gleichen Weise, wie dies bei unseren Motorschiffen „Monte Sarmiento“ und „Monte Olivia“ geschehen ist.

Ein nennenswerter Vorteil der starren Kupplung liegt neben dem günstigeren Wirkungsgrad darin, daß für die Rückwärtsfahrt die volle Leistung der Antriebsmotoren zur Geltung kommt. Es kann stundenlang volle Kraft rückwärts gefahren werden, ohne daß sich Anstände für das Getriebe ergeben.

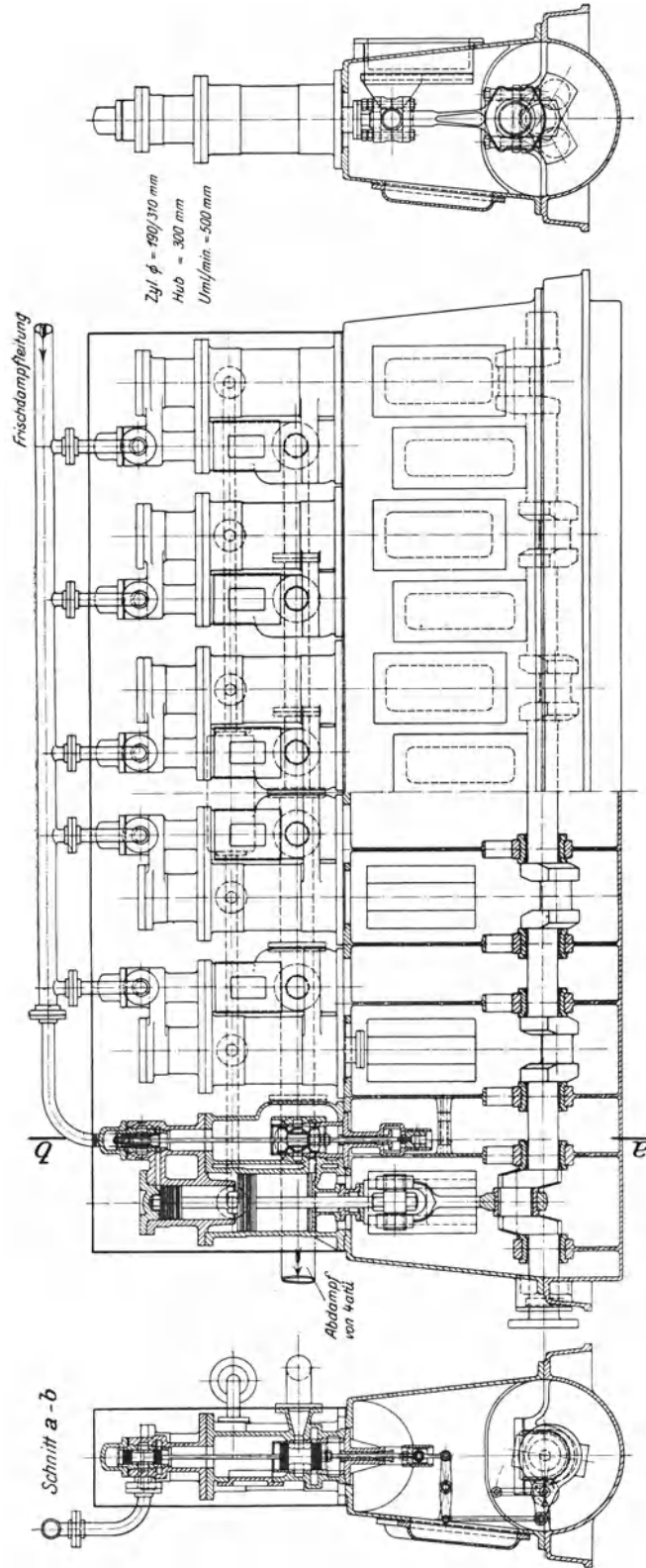
Zusammenfassend möchte ich sagen, daß wir aus unseren Betriebserfahrungen zu der starren Verbindung der Dieselmotoren mit den Ritzelwellen und der Zusammenkupplung zweier Motoren durch ein Zahnradgetriebe auf eine Schraubenwelle volles Vertrauen gewonnen haben und gegebenenfalls nicht anstehen würden, bei ähnlichen Schiffen diese Ausführungsart wieder in Anwendung zu bringen. (Lebhafter Beifall.)

Herr Direktor O. H. Hartmann, Cassel:

Meine sehr geehrten Herren! Herr Dr. Bauer hat in seinem Vortrage die schnellaufenden Schmidtischen Hochdruckdampfmaschinen erwähnt, über die ich anlässlich meines Vortrages „Hochdruckdampf“ auf der Hauptversammlung des Vereins Deutscher Ingenieure im Jahre 1921 in Cassel berichtete. Diese Maschinen machten 1000 bis 1500 Uml./min; sie sind jedoch, wie spätere Untersuchungen zeigten, infolge ihrer Steuerung für den Schiffsbetrieb nicht geeignet. Der Frischdampfzutritt wird nämlich bei diesen durch dampfgesteuerte automatische Ventile geregelt. Diese Ventile sind jedoch sehr empfindlich und nur für die Regelung durch einen Geschwindigkeitsregler geeignet. Dazu kommt, daß bei diesen mit Schlitzauslaß nach dem Gleichstromprinzip arbeitenden Maschinen der Gegendruck nur etwa 1 atü betragen darf, weil sonst infolge der großen Kompression die Arbeitsleistung zu gering und die Wirtschaftlichkeit wegen des notwendigen großen Spannungsabfalles am Ende der Expansion zu ungünstig wird. Herr Dr. Bauer hat seiner Meinung dahin Ausdruck gegeben, daß die Dampfmaschine bei dem jetzigen Verhältnis zwischen Kohlen- und Ölpreis wieder mit dem Ölmotor wettbewerbsfähig ist. Ich gehe darin noch weiter; ich bin der Ansicht, daß der Dampfkraftbetrieb mit Hilfe des Höchstdruckdampfes dem Ölmotor im Schiffsbetriebe schärfsten Wettbewerb machen wird, ganz unabhängig von dem zur Zeit herrschenden, als unnatürlich bezeichneten Verhältnis zwischen Kohlen- und Ölpreis; jedoch wird darüber wohl noch einige Zeit vergehen, bis ausreichende Erfahrungen in ortsfesten Kraftanlagen vorliegen. Es interessiert vielleicht, in diesem Zusammenhang zu erwähnen, daß im ortsfesten Dampfkraftbetrieb bereits einige größere Anlagen innerhalb der Druckgrenze zwischen 30 und 60 at im In- und Ausland im Betrieb bzw. im Bau sind. In Mitteleuropa sind allein nahezu 100 Kessel mit etwa 50 000 m<sup>2</sup> Gesamtheizfläche im Bau bzw. Betrieb, deren Betriebsdrücke die 30-at-Grenze übersteigen. Für Großkraftanlagen sowohl im ortsfesten Betrieb als auch im Schiffsbetrieb, z. B. für Schnelldampfer und Kriegsschiffe mit Kraftleistungen von vielen 1000 PSe dürfte für Hochdruckdampfbetrieb wohl nur die Dampfturbine in Frage kommen, obgleich zur Zeit für solche Größenverhältnisse bei Dampfdrücken über 40 at noch so gut wie gar keine praktischen Erfahrungen vorliegen.

Ich kann mir aber denken, daß für Schiffsmaschinenanlagen von einigen 1000 PS eine Kombination einer schnellaufenden Kolbenmaschine mit einer Niederdruckturbine mit Hilfe des hydromechanischen Vulcan-Übersetzungsgetriebes, wie Herr Dr. Bauer vorgeschlagen hat, möglich ist.

Wenn an mich eine solche Aufgabe herantreten würde, so würde ich aber diese nicht mehr mit einer der vorerwähnten einstufigen, einfachwirkenden Maschinen lösen, sondern dafür eine schnellaufende stehende Maschine in Verbundanordnung mit einfach wirkenden Hoch- und Niederdruckzylindern mit sechs Kurbeln in gekapselter Ausführung vorschlagen, und zwar würde ich das Druckgefälle so unterteilen, daß die



Höchstdruck-Dampfmaschine für Schiffsantrieb.

Kolbenmaschine bei einem beispielsweise Anfangsdruck von 60 at auf 4 atü, die Abdampfturbine von 4 atü bis zum Kondensatordruck herunter arbeiten würde. Auf diese Weise würde die Gesamtleistung auf Kolbenmaschine und Dampfturbine annähernd gleichmäßig verteilt sein. Die Kolbenmaschine für die von Herrn Dr. Bauer angegebene Schiffsmaschinenanlage von 4100 PSe würde bei einem Frachtdampfer von 9500 t Tragfähigkeit aus sechs Zylindersätzen in zweistufiger Anordnung bestehen, wie aus beistehender Abbildung zu ersehen ist. Hochdruckstopfbuchsen sind bei dieser Anordnung vermieden. Als Steuerorgane sind Kolbenschieber mit schmalen Dichtungsringen in Aussicht genommen, wie sie sich für 60 at Betriebsdruck an der Schmidtschen Versuchsmaschine und auch bei der Schmidt-Borsig-Höchstdruckanlage, die Sie, meine Herren, ja im vorigen Jahr besichtigten, bewährt haben. Die zwischen den Kolben befindlichen veränderlichen Räume werden mit einer niederen Druckstufe der Niederdruckturbine verbunden. Auf die Vorteile, die sich dadurch ergeben, im einzelnen einzugehen, würde hier zu weit führen. Maschinen solcher Bauart sind für Frischdampftemperaturen von 450° und darüber geeignet. Die Bauart ist nicht etwa unerprobt, sondern die Schmidtsche Versuchsmaschine sowie die Schmidt-Borsig-Maschine sind bereits danach ausgeführt und zur Zeit befinden sich zwei weitere Maschinen für die Schultheiß-Patzenhofer Brauerei in Berlin bei der Hanomag-Hannover-Linden und bei der Fa. A. Borsig, Berlin-Tegel, für 48 at Betriebsdruck in Arbeit. Die Abmessungen der vorgeschlagenen Schiffsmaschinenanlage (s. S. 100) würden wie folgt sein:

Hochdruckzylinderdurchmesser . . . . .	190 mm
Niederdruckzylinderdurchmesser . . . . .	310 „
Hub . . . . .	300 „
Umdrehungszahl/Min. . . . .	500

Der Dampfverbrauch einer solchen Maschinenanlage ergibt sich bei 430° Frischdampf Temperatur, sowie Zwischenüberhitzung und zweistufiger Speisewasservorwärmung durch Anzapfdampf zu 2,75 kg/PSe-h. Der Wärmeeaufwand würde im günstigsten Falle etwa 1830 kcal für die PSe-h an Dampfwärme sein, was ungerechnet auf Kohle von 7500 kcal/kg 0,31 kg oder auf Öl 0,24 kg, ohne den Verbrauch der Hilfsmaschinen, ergeben würde. (Lebhafter Beifall.)

Herr Professor Dr.-Ing. Föttinger, Berlin:

Meine Herren! Gestatten Sie mir ein paar ergänzende Worte zu dem bedeutsamen Vortrage von Herrn Dr. Bauer, zunächst nach Seite des hydrodynamischen Fortschritts! Das unterscheidend Neuartige dieser Getriebe, die schwingungsdämpfende, ausschaltbare Schlupfkupplung 1 : 1, stellt natürlich die einfachste und in gewissem Sinn ursprünglichste Bauform des „Turbo-Transformators“ dar, über dessen Prinzipien und konstruktive Anordnungen ich Ihnen zuerst und zuletzt 1909 vorgetragen habe.

Die Bezeichnung hydraulische oder Flüssigkeitskupplung könnte allerdings leicht zu dem Mißverständnis führen, daß es sich um eine der vielfach patentierten Reibungskupplungen mit Flüssigkeits- oder Druckluftanpressung, ohne Energieumformung handelte. Im Gegensatz hierzu arbeitet die Turbokupplung<sup>1)</sup> mit zwei Energieumformungen (mechanisch-hydrodynamisch-mechanisch) von je 1,5 vH, auf Wunsch sogar nur 1 vH Verlust, ein Ergebnis, das seit seiner Feststellung 1910 bis heute vielfach — insbesondere von Turbinenfachleuten — für unmöglich erklärt wurde. Sie ist daher ein „Transformator“ par excellence, da sie nicht nur 70—80 vH Primärleistung, wie der Rückwärtstransformator der gezeigten Beispiele, sekundär abliefern, sondern 97—98 vH.

Interessant ist nun, daß die Erstausführung (1910) dieses einfachsten, nur aus Primär- und Sekundärrad bestehenden Umformers<sup>1)</sup> unseren ursprünglichen Rechnungen getrotzt hat. Während wir — ich denke dabei dankbar meiner Mitarbeiter Spannhake und Kucharski — bei den ersten Übersetzungstransformatoren 1908 und 1910 auf Antrieb, ohne jeden tastenden Vorversuch, die in einer Denkschrift vom Jahre 1906 vorhergesagten Wirkungsgrade übertrafen und die Leistungsaufnahmen bei vorgegebener Drehzahl und Übersetzung bis auf wenige vH erreichten, war dies beim Kupplungstransformator zunächst weder in bezug auf Leistungsaufnahme, noch auf die Form der Momentcharakteristik der Fall.

Abb. 1 zeigt die letztere, 1910 nach der üblichen Stoßgangtheorie für 1000 Primärtouren und veränderliche Sekundärtouren berechnet. Danach müßte das aufgenommene Primärmoment  $M_I (= M_{II})$  wegen Fehlens fester Leiträder) beim Slip = 0 (Synchronismus), wie in jedem Fall, Null sein, bei eintretendem Slip aber mit senkrechter Tangente ansteigen. Das trat (s. Abb. 4) jedoch nicht ein; die Theorie mußte daher erweitert werden.

Zur Klärung des Rätsels stellte ich auf Grund älterer Wirbelbeobachtungen an Ventilatoren 1910/11 in Danzig an einem Vorlesungsapparat<sup>2)</sup> Sonderversuche an. Das Geheimnis der „unmöglichen“ Wirkungsgrade bestand im Fehlen fester Leitkanäle, insbesondere Diffusoren, und in den besonders kleinen Relativgeschwindigkeiten in beiden Laufrädern, wodurch zwar die gewöhnliche Turbulenzreibung sehr vermindert wurde, aber ein neuer, bis dahin unbeachtet gebliebener Verlust hervortrat, der Reibungs- und Wirbelverlust durch den relativen Kanalwirbel in langsam durchströmten Laufrädern.

Abb. 2 zeigt den Typ der Relativströmung, die in einer durch Bleche in Sektorzellen unterteilt, auf der Zentrifugalmaschine rotierenden Schale entsteht, wenn keine „Förderung“ des „Rades“ von innen nach außen vorliegt. Es ist der von der Torsion her bekannte, dreieckige Wirbel.

Abb. 3 erläutert, wie dieser relative Kanalwirbel kleiner wird, wenn das Rad langsam „fördert“. Bei starker „Förderung“ tritt die durch ihn bedingte zusätzliche Reibung allmählich zurück. Herr Kucharski hat diese Beobachtungen und Erklärungen später in einer sehr wertvollen Studie<sup>3)</sup> in

<sup>1)</sup> D.R.P. 238 804 und 244 279, sowie 377 067 des Verfassers.

<sup>2)</sup> Der Originalapparat wurde auf der Physikertagung in Danzig 1925 vorgezeigt (vgl. Z. f. angew. Math. u. Mechanik, Dezemberheft 1925); er hatte 4 Zellen; die Relativströmung wurde durch Lykodium sichtbar gemacht (Ahlborn-Methode).

<sup>3)</sup> Kucharski, Strömungen einer reibungsfreien Flüssigkeit bei Rotation fester Körper. 1918. Verlag Oldenbourg. Abb. 2 u. 3 sind hieraus entnommen.

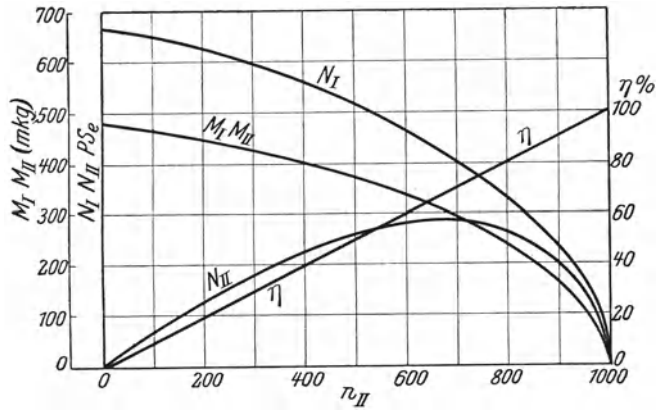


Abb. 1. Ältere Charakteristik  $M_I = f(n_{II})$   $N_I = g(n_{II})$ .

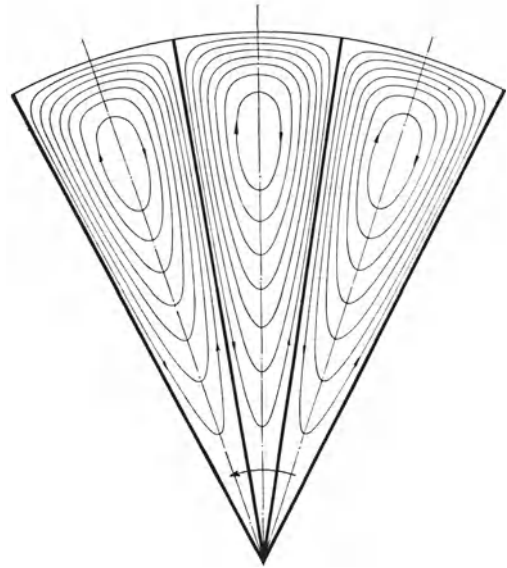


Abb. 2. Relativströmung in rotierenden Sektorzellen ohne Förderung.

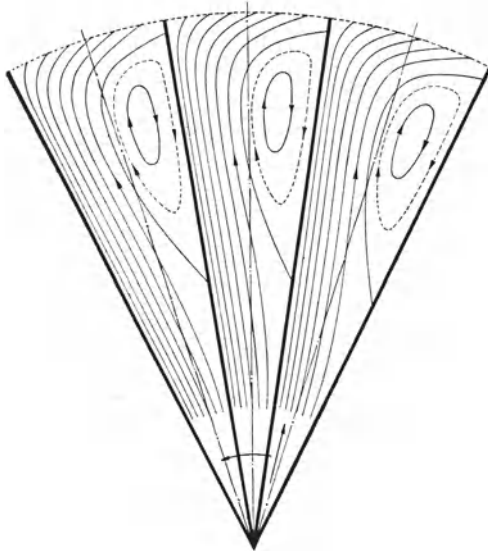


Abb. 3. Desgl., jedoch mit geringer Förderung.

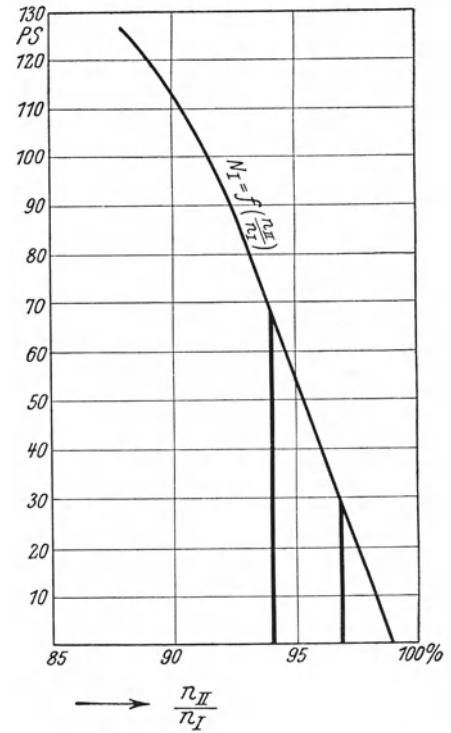


Abb. 4. Wirkliche Charakteristik einer Transformatorcouplung.

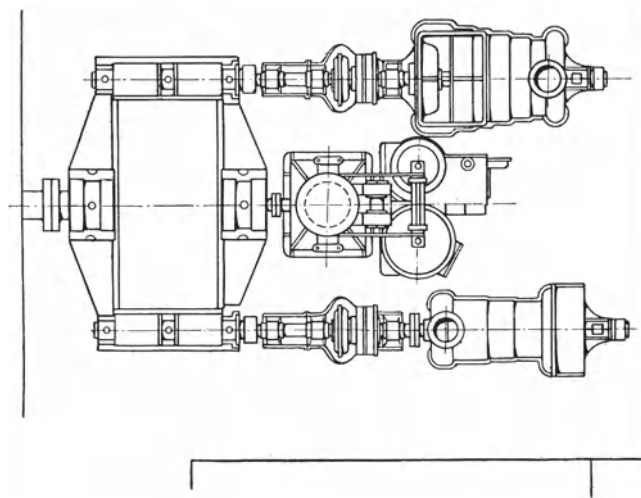


Abb. 5 a. Ursprünglicher Entwurf eines hydromechanischen Getriebes (1910): „Vespasian“-Anlage mit Umsteuerungs- und Kupplungs-Transformatoren 1:1. (Die Transformator-kupplungen sind kleiner als die Luftpumpe.)

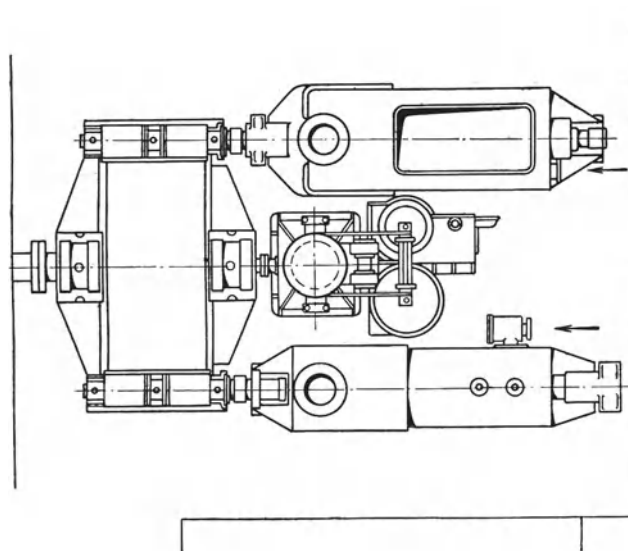


Abb. 5 b. „Vespasian“-Anlage. Original.

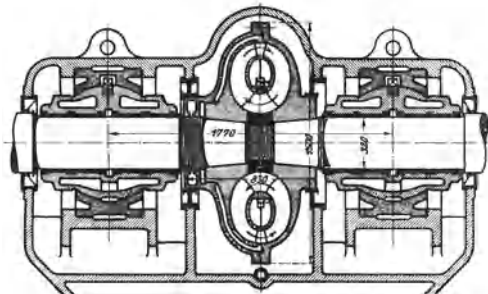


Abb. 6 a. Ausschaltbare Transformator-kupplung zwischen Dampfturbine und Dynamo oder Zahnradgetriebe.

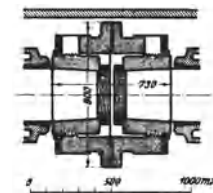


Abb. 6 b. Klauen-Schiebekupplung.



Richtung der idealen reibungsfreien Flüssigkeit ausgearbeitet, während ich selbst die Ergebnisse des Versuchs und der Rechnung durch Einbeziehung der vernachlässigten Reibungs- und Wirbelverluste gut in Einklang gebracht habe (bisher unveröffentlicht). Die Gesamtverluste erreichen danach unter Umständen die zehnfache Größe der gewöhnlichen Turbulenzreibung. Das gilt sinngemäß für alle sehr wenig fördernden Turbinenräder.

Abb. 4 zeigt die sich ergebende wirkliche Leistungs- und Momentcharakteristik, die bei etwa 1 vH Slip mit Null beginnt und dann schräg ansteigt. Man erkennt das schnelle Anwachsen der Leistungen (rd. 30 auf 70 PS) bei größerem Slip (3 auf 6 vH).

Die Transformatorkupplung ist so vor 15 Jahren zum Ursprung erheblicher Fortschritte der Turbinenhydrodynamik geworden, die allerdings bisher nur in engeren Kreisen bekannt sind.

Bemerkenswert ist, daß die neueren Versuche größeren Maßstabes die erste, aus einem vereinfachten Kompromiß entstandene Form der Kupplung als die günstigste bewiesen und die damals gewonnenen Ähnlichkeitsbeiwerte für die Größenberechnung bei vorgeschriebenem Wirkungsgrad bestätigt haben.

Nun einige Worte zur Frage der Umsteuerung von Zahnradgetrieben durch Transformatoren! In der vielleicht noch aktuell werdenden Abb. 5a habe ich auf der Ingenieurtagung in Danzig 1910 und vor dem Münchener Bezirksverein (1911) vorgeschlagen, die Aufgaben zu teilen, die unbeschränkte Übersetzung in ein Zahnrad, die Umsteuerung in ein Transformatorgetriebe zu verlegen. Dieses sollte gleichzeitig eine Stoßdämpfung<sup>1)</sup> und vor allem die bei Pfeilzähnen zum Druckausgleich nötige reibungslose Axialschiebung des Ritzels ermöglichen und aus der neuen Schlupfkupplung 1:1 und einem Rückwärtsteil bestehen (Abb. 5a).

Damals wurde man zwar allseits mitleidig belächelt, wenn man im Ernste eine Zahnradturbine für ein größeres Schiff anregte! Unter dem tiefen Eindruck des Vortrages von Parsons (1910) über sein grundlegendes Zahnradschiff „Vespasian“ trug ich aber kein Bedenken, sofort die hydromechanische Kombination als ein kommdendes Bindeglied nachdrücklichst zu empfehlen.

Das Bild zeigt maßstäblich den Vergleich der mit Satttdampf arbeitenden „Vespasian“-Anlage (Abb. 5b) mit der hydraulisch gekuppelten und umgesteuerten hochökonomischen Heißdampfanlage, vor allem die Gedrungenheit des hohtourigen Turboetriebes. Die seit 1923 gebauten „Vulcan-Getriebe“ unterscheiden sich vom vorliegenden dadurch, daß die Vorwärts- und die Rückwärtskreisläufe auseinandergezogen und an die Enden des hohlgebohrten Ritzels verlegt sind. Bei genügendem Ritzeldurchmesser, d. h. kleiner Übersetzung, gelingt dies besonders gut; bei dünnen Ritzeln und bei Wasserfüllung (statt Öl) muß wohl auf die ältere Lösung zurückgegriffen werden.

Nach den Darlegungen der Herren Dr. Bauer und Direktor Hartmann über die Fortschritte der Hochdruck- und Hochüberhitzungsanlagen dürfte wohl die Zeit für Umsteueranlagen nach Abb. 5a allmählich heranreifen. Zweifellos hätte der rechtzeitige Einbau von nachgiebigen Transformatorkupplungen die „Kirchhöfe“ unbrauchbarer Zahnradgetriebe verkleinern helfen, die fast allen Herstellern so unerwartet viel Kummer und Ausgaben bereitet haben.

Damit ist zugleich das Gebiet des Landmaschinenbaus berührt, das bezüglich Anwendung der Schlupfkupplung bisher brach gelegen hat. Ihre Möglichkeiten werden durch die Tatsache charakterisiert, daß heute, dank den Erfahrungen mit den von Herrn Dr. Bauer beschriebenen Großgetrieben, die Aufgabe gelöst ist, Maschinen höchster Drehzahl und unbegrenzter Leistung während des Ganges stoßfrei, schnell oder langsam an- oder abzukuppeln. Die bisherigen Reibungskupplungen, auch hydraulisch angepreßte, finden bald ihre Grenze, wenn längeres Slippen ohne Abnutzung vorgeschrieben ist. Die Grenzen der Transformatorkupplung liegen dagegen nur bei zu niedriger Drehzahl; der Durchmesser wird dann für manche Zwecke zu groß.

Von den vielen Anwendungsmöglichkeiten dürfte besonders die Elektrotechnik Nutzen ziehen, deren Rentabilitätsrechnungen vielfach durch die schlechten Leistungsfaktoren ( $\cos \varphi$ ) der Induktionsmotoren über den Haufen geworfen werden. Die neue Schlupfkupplung gestattet in jedem Falle unbelasteten Anlauf und, infolge der leichten Wärmeabfuhr, beliebig langes Slippen. Sie wird daher dem Synchronmotor weite Anwendungsgebiete eröffnen, der übererregt als Phasenschieber für Verbesserung des  $\cos \varphi$  dienen kann. Gleiches gilt für leer-, d. h. abgekuppelt von der Turbine usw. laufende Dynamos.

Abb. 6a zeigt eine berührungslose Transformatorkupplung älteren Entwurfs, aus den oben genannten Vorträgen 1910 und 1911, zwischen einer Dampfturbine und ihrer Dynamo im Vergleich zu den bisherigen Klauenkupplungen, welche bei Verlagerungen der Fundamente oder Änderung des Ladezustandes, Tiefgangs usw. vielfach zu Klemmungen Anlaß gegeben haben (Abb. 6b).

Über die Aussichten der von Herrn Dr. Bauer vorgetragenen vielfältigen Anlagen mich zu verbreiten, verbietet leider die Zeit. Zweifellos gibt es auch in der Technik gewisse Moden, welche den Fortschritt teils befördern, teils hemmen. Ein objektives Urteil über solche Neuerungen wird die Zeit erst dann fällen, wenn der unter Umständen größte Nachteil, das Bestehen von Patenten und Sonderrechten, einst gefallen sein wird. Hoffentlich wird dieses Urteil dann dahin lauten, daß mit diesen Übersetzungs- und Umsteuergetrieben und Kupplungen der schaffenden Technik positive neue Möglichkeiten eröffnet worden sind! (Lebhafter Beifall.)

Herr Direktor Dr. phil. Bauer, Hamburg (Schlußwort):

Meine Herren! Herr Ministerialrat Laudahn rollt die Frage ganz schnellaufender Motore auf. Es ist dies ein Gebiet, das noch verhältnismäßig wenig bearbeitet ist. Die Motore, von welchen ich hauptsächlich gesprochen habe — mit Ausnahme des einen Maybach-Motors —, sind eigentlich nicht schnellaufende Motore, sondern schließen sich noch ganz an die Konstruktionsprinzipien der langsamlaufenden Motore an. Wer die Fortschritte verfolgt, welche der schnellaufende Motor im Antrieb von Automobilen und Flugzeugen, wenn auch meist in Form des Explosionsmotors, gemacht hat, der wird wohl zu dem Schluß kommen, auch wenn er ein skeptischer Ingenieur ist, daß die Verbrennungsmaschine ihrem ganzen

<sup>1)</sup> Vgl. auch Patentschrift 377 067 (Schwingungsdämpfung) des Verfassers.

Wesen nach zum Schnellläufer sehr geeignet ist. Und es ist sehr wahrscheinlich, daß der Verbrennungsmotor gerade als besonders leichte Antriebsart, welche sehr wenig Platz braucht, welche sich schließlich auch sehr einfach gestalten läßt, eine ganz andere Rolle spielen wird als heute noch. Die Betriebssicherheit der Automobilmotore ist unvergleichlich mit der Betriebssicherheit eines heutigen Schiffsmotors. Der Automobilmotor erfährt meistens die denkbar schlechteste Wartung und wird nie revidiert. Er wird fast nie irgendeiner Nacharbeit unterzogen, und die Reparaturkosten sind Null. Die Reparaturen an den Automobilen erstrecken sich meistens auf ganz andere Dinge als auf den Motor, der fast nie angefaßt wird. Sollte es also gelingen, auch in Form des Dieselmotors etwas Ähnliches hervorzubringen, dann wären der Zukunft ganz neue Bahnen eröffnet. Es würde allerdings dann diese Technik auch darauf hinauslaufen, sehr viele Zylinder anzuwenden, eine große Anzahl von Maschinenkomplexen zu schaffen und diese dann alle zusammen mit geeigneten Kupplungen auf die Welle zu schalten.

In diesem Sinne hat natürlich auch Herr Direktor Goos vollständig recht, wenn er sagt, daß der schnellaufende Motor dann erst seine volle Berechtigung gewinnt, wenn er mit dem unangenehmsten Detail aufräumt, das er heute hat, nämlich mit der Kolbenkühlung. Diese und andere Details würden natürlich von selbst verschwinden, wenn die Einführung ganz hoher Tourenzahlen und damit ganz kleiner Zylinder gelingen würde.

Herrn Oberingenieur Müller müssen wir besonders dankbar sein für sein warmes Eintreten für den Getriebemotor. Das ist ja eben gerade das, was zur Diskussion steht: Ist der Motor geeigneter, direkt wirkend oder indirekt wirkend, ein Schiff anzutreiben? Daß die Erfahrungen einer so bedeutenden Linie wie der „Hamburg-Süd“ in dieser Richtung so positive sind, ist für jeden, der sich für den schnellaufenden Motor erwärmt, sehr erfreulich. Wenn man die weiteren Perspektiven des übersetzten Motors ins Auge faßt, dann ist es allerdings die Frage, ob es bei der starren Übersetzung ohne Zwischenschaltung von hydraulischen Kupplungen bleiben kann, denn in dem Augenblick, wo auf das große Zahnrad 3, 4, 6 oder noch mehr Motore geschaltet werden, ist es natürlich sehr erwünscht, dieses ganze Gewirr von Zylindern nicht umsteuern zu müssen, sondern eben die Umsteuerung hinter den Motor zu verlegen.

Daß auch heute schon das hydraulische Getriebe Vorteile vor der starren Kupplung hat, wird niemand abstreiten. Es ist vor allen Dingen die leichte Abschaltmöglichkeit jedes Motors, die besticht. Der Motor kann im Betriebe nur durch Herauslassen der Flüssigkeit aus der Kupplung wieder ein- und ausgeschaltet werden, ohne daß überhaupt die Schiffsleitung von irgendeinem Vorgang an der ganzen Anlage Kenntnis zu erhalten braucht. Es sind auch noch andere Vorteile damit verbunden, über die ich aber in meinem vorjährigen Vortrage schon so viel gesagt habe, daß ich mich nicht wiederholen möchte.

Bei den Ausführungen des Herrn Direktor Hartmann über die Kohlenverbräuche von Hochdruckheißdampfmaschinen läuft einem das Wasser im Munde zusammen. (Heiterkeit.) Es kommen ja da so geringe Verbräuche in Frage, daß man wirklich sagt: Das muß schleunigst gemacht werden. Ich habe auch nicht die geringste Ursache zu glauben, daß Herr Direktor Hartmann in dieser Richtung zu optimistisch war. Ich kann nur sagen, daß das allerdings die weitere Verfolgung von Dampfanlagen, wie ich mir gestattet habe heute vorzuführen, sehr erstrebenswert macht.

Daß Herr Professor Föttinger, dem wir ja die Erfindungen, von denen heute die Rede war, im Prinzip verdanken, noch einmal das Wort ergriffen hat, um über die theoretischen Zusammenhänge zu sprechen, ist außerordentlich dankenswert. Die hydrodynamischen Fragen, welche dem Forscher bei der genaueren Untersuchung der Vorgänge in der Kupplung entgegenreten, sind natürlich sehr verwickelt und spotten vielfach der strengen Rechnung. Nur zur Beruhigung für diejenigen, welche einmal die Absicht haben, eine solche Kupplung zu verwenden, möchte ich sagen, daß bei der Errechnung oder bei der Festlegung der Dimensionen solcher Kupplungen heute mathematische und hydromechanische Überlegungen nicht in Frage kommen, sondern daß auf Grund des vorliegenden Versuchsmaterials die absolut zielsichere Berechnung einer solchen Kupplung nach einem Kurvenblatt ungefähr in einer Minute durchführbar ist. So verwickelt dieser Vorgang rein theoretisch ist, auf so einfache Ziffern und auch auf so zuverlässige Ziffern läßt er sich infolge des vorhandenen Materials zurückführen.

Aus dem, was die Herren Diskussionsredner gesagt haben, geht — was sich schon durch meinen ganzen Vortrag hindurchgezogen hat — hervor, daß es ungeheuer schwierig ist, heute bei der Wahl eines Antriebs das Richtige zu treffen. Nichts ist so gut, daß es alles andere bei weitem in den Schatten stellt, so daß eine sehr intime Berücksichtigung aller Verhältnisse unerläßlich ist. Es bleibt also nichts übrig, als sich auf das Wort des Apostels Paulus zu beschränken: Nun aber prüfet alles, und das Gute behaltet! (Lebhafter Beifall.)

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

Meine Herren! Herr Direktor Dr. Bauer hat uns wieder mit einem seiner ausgezeichneten Vorträge erfreut, die deshalb so wertvoll für die Praxis sind, weil sie stets die neuesten Ergebnisse seiner im großen angestellten kostspieligen Versuche enthalten. Mit Befriedigung haben wir von ihm gehört, wie sich die Wirtschaftlichkeit der maschinellen Anlagen zur Fortbewegung der Schiffe in den letzten Jahren gesteigert hat, und wie sie weit davon entfernt ist, schon zum Stillstande gekommen zu sein.

Herr Dr. Bauer hatte bis zum Jahre 1916 4 Vorträge gehalten, die für unsere Gesellschaft so befruchtend waren, daß ihm dafür unsere silberne Denkmünze zuerkannt wurde. Seit dieser Zeit hat Herr Dr. Bauer wieder 4 Vorträge gehalten und außerdem einen sehr lehrreichen Beitrag über die Berechnung von Schlingerdämpfungseinrichtungen für das Jahrbuch geliefert.

Herr Dr. Bauer hat hiermit von allen Mitgliedern am fleißigsten für unsere Gesellschaft gearbeitet, und da seine letzten Vorträge ganz besondere Beachtung finden, hat der Vorstand beschlossen, ihm hierfür unsere goldene Denkmünze zu verleihen. (Anhaltender lebhafter Beifall.)

## VII. Brennstoffkritische Betrachtungen zum Ölfeuerungs- und Ölmotor-Betrieb an Bord von Seeschiffen<sup>1)</sup>.

Von Dr. D. Aufhäuser, Hamburg.

Die Kohlen bildeten bis vor nicht allzu langer Zeit das Fundament der Kraft- und Wärmewirtschaft. Es ist deshalb eine Wandlung von mehr als gewöhnlicher Bedeutung, wenn sich in immer stärkerem Maße ein Übergang von den Kohlen zu den flüssigen Brennstoffen vollzieht. Das Problem, das in diesem Übergang liegt, tritt nirgends so deutlich in die Erscheinung wie bei der Seeschifffahrt und zwar aus folgenden Gründen:

1. Rein technisch haben die flüssigen Brennstoffe nicht nur bei der Verbrennung, sondern auch beim Lagern und beim Transport günstige Eigenarten, die bei der Verwendung an Bord sich noch vorteilhafter ausprägen wie bei Anlagen an Land.

2. Rein wirtschaftlich ist die Schifffahrt am ehesten in der Lage, die Ungleichheit zu überbrücken, mit der — im Gegensatz zu der Kohle — das Erdöl über die Welt verbreitet ist; denn der Schwerpunkt des Erdölvorkommens liegt in überseeischen Ländern.

Prozentualer Anteil an der Weltproduktion 1924.

Herkunft	Erdöl	Steinkohle
Deutschland . . . . .	0,04%	10,2%
Europa (ohne Rußland) . .	2,0%	—
Europa (mit Rußland) . .	6,4%	47,3%
Nordamerika (U. S. A.) . .	70,5%	43,1%
Nordamerika (Mexiko) . .	13,8%	—
Asien (Persien u. Niederl. Indien) . . . . .	5,2%	5,8%

Die Seeschifffahrt hat sich die Vorteile der flüssigen Brennstoffe zu eigen gemacht durch die Ölfeuerung und den Ölmotor (Dieselmotor). Dem entspricht die gebräuchliche Unterscheidung der an Bord verwendeten flüssigen Brennstoffe in „Heizöle“ und „Treiböle“.

Die flüssigen Brennstoffe leiten sich in der Hauptsache vom Erdöl und vom Steinkohlenteer als den Stammprodukten ab. Indem man die Stammprodukte

<sup>1)</sup> Vgl. dazu die Aufsätze des Verfassers: 1. Zur Kenntnis der Heiz- und Treiböle. Zeitschr. d. Ver. Dtsch. Ing. 68, Nr. 17. 1924. 2. Die Treibmittel des Dieselmotors mit besonderer Berücksichtigung der Seeschifffahrt. Jahrb. 1912 (Bd. 14) der Schiffbautechn. Ges.

durch fraktionierte Destillation verarbeitet, gelangt man zu Destillaten, die der chemischen Art nach gleich und nur dem Siedegrade nach verschieden sind.

Die Einteilung der flüssigen Brennstoffe nach ihrem Ursprung und ihrem Siedebereich ist ebenso einfach wie wichtig, weil sie gleichzeitig mit der Verwendung der flüssigen Brennstoffe in Motoren oder Feuerungen zusammenhängt.

Stamm- substanz	Destillate				Rückstand
	Leichte für Verpuffungs- Motoren	Mittlere	Schwere für Gleichdruck- Motoren für Ölfeuerung		
Erdöl	Benzin bis 150° spez. Gew. 0,7—0,75	Leuchtöl 150—250° spez. Gew. 0,80—0,83	Gasöl 250—350° spez. Gew. 0,85—0,88		Heizöl spez. Gew. 0,90—0,98
Steinkohlen- teer <sup>1)</sup>	Leichtöl (Benzol) bis 170° spez. Gew. 0,90—0,96	Mittelöl 170—230° spez. Gew. 1,02	Schweröl 230—270° spez. Gew. 1,05	Anthrazenöl 270—350° spez. Gew. 1,10	Pech

Durch diese einfachen Zusammenhänge ist auch der Stand und die zukünftige Entwicklung der Brennstofffrage gekennzeichnet. Während nämlich die Auswahl der Heizöle nur sehr geringen und keineswegs scharfen Beschränkungen unterliegt, sind bei den Treibölen die Qualitätsanforderungen ganz scharf umrissen und bedeuten dem Sinne nach, daß das Treiböl im Hauptanteil bis 300° destillieren und nur wenige über 350° siedende Bestandteile enthalten soll.

Die Entwicklung des Ölmotors an Bord war aber anders gedacht. Sie sollte zur Verwendung auch der höher siedenden Fraktionen führen. Dadurch allein könnte die Grundlage für die Versorgung verbreitert und verbilligt werden. Das würde praktisch darauf hinauslaufen, daß sich das Treiböl mehr oder minder dem Heizöl angleicht.

Dieses Ziel ist bekanntlich noch nicht erreicht und bildet die meistumstrittene Frage für den Betrieb von Ölmotoren an Bord. Die Frage legt aber eine kritische Betrachtung um so mehr nahe, als, wie schon vorher erwähnt, Heiz- und Treiböle nur dem Grade nach, aber nicht der chemischen Art nach voneinander verschieden sind.

Diese kritische Betrachtung ist aber auch deshalb notwendig, weil nicht nur zwischen Heiz- und Treibölen Zusammenhänge bestehen, sondern mindestens in dem gleichen Maße auch zwischen den beiden Verbrennungsvorgängen in der Ölfeuerung und im Dieselmotor.

Die Ölfeuerung ist eine Verbrennung bei konstantem (atmosphärischen) Druck, eine „offene“ Verbrennung. Der Vorgang selbst verläuft wie jede Verbrennung rein gasförmig, das flüssige Öl als solches brennt nicht, sondern muß vorerst verdampfen. Das Kennzeichen jeder offenen Verbrennung ist die Kon-

<sup>1)</sup> Beim Steinkohlenteer wird als Heizöl das schwerste Anthrazenöl und daneben dünnflüssiger Roh-teer verwendet, aber nicht der Rückstand, d. i. Pech.

tinuität des Vorganges: der Brennstoff wird ununterbrochen zugeführt und ununterbrochen verbrannt. Dementsprechend ist auch die Zündung eine kontinuierliche. Sie bildet kein Problem für sich, sondern ist durch die Verbrennung selbst in jedem Zeitpunkte gesichert. Sie ist der Art nach eine „Fremdzündung“, aber der eigentliche Vorgang bleibt verdeckt.

Bei der offenen Verbrennung findet eine, aber nur geringe, adiabatische Arbeitsleistung durch Überwindung des Luftdrucks statt. Die Anfangstemperatur der Verbrennung erfährt deshalb im Idealfalle kaum eine Verminderung.

Der Ölmotor, auch Gleichdruckmotor genannt, ist ebenfalls eine Verbrennung bei konstantem, aber erhöhten Druck, er stellt deshalb — zum Unterschied von der Feuerung — die „geschlossene“ Form einer solchen Verbrennung dar.

Die geschlossene Form bedingt, daß der Vorgang nicht unbegrenzt kontinuierlich verläuft, aber auch nicht einmalig kurz wie im Explosionsmotor. Es findet vielmehr ebenfalls eine kontinuierliche Verbrennung statt, aber nur innerhalb der meßbar kurzen Zeit, während welcher der Brennstoff zugeführt wird.

Dieser beschränkten Kontinuität muß sich auch die Zündung anpassen. Sie muß zu Beginn jeder solchen kurzen kontinuierlichen Verbrennung immer von neuem einsetzen. Man verwendet dazu die Selbstzündung des Brennstoffes, aber nicht aus unbedingter Notwendigkeit, sondern deshalb, weil sich die Verbrennungsluft bei der Verdichtung so stark erhitzt, daß sich die Möglichkeit der Selbstzündung als nützliche Begleiterscheinung ganz von selbst ergibt. Die starke Erhitzung der Verbrennungsluft ist für die Verdampfung des Brennstoffes unbedingt erforderlich, müßte also auch beibehalten werden, wenn man Fremdzündung (Glühkopf oder elektrischer Funke) anwenden würde.

Die adiabatische Arbeitsleistung setzt unmittelbar mit der Verbrennung ein und bewirkt einen raschen Abfall der Verbrennungs-Anfangstemperatur.

Die wichtigste Schlußfolgerung aus dieser vergleichenden Betrachtung ist die, daß der Verbrennungsvorgang in einer Ölfeuerung und in einem Dieselmotor genau der gleiche ist; die Gleichheit steigert sich beim kompressorlosen Dieselmotor sogar bis zur äußerlichen Ähnlichkeit. Der Unterschied zwischen Ölfeuerung und Ölmotor liegt nicht in der Verbrennung, sondern in der Wärmeverteilung.

Diese Betrachtung ist, wie weiter unten noch ausgeführt, für das Verhalten der Brennstoffe sehr wichtig. Es ist für die Erkenntnis des gesamten Vorganges und der Brennstoffe aber auch wesentlich, den Vorgang der Zündung in seiner Beziehung zur Verbrennung zu erklären.

Jede Verbrennung muß durch eine Zündung eingeleitet werden und es ergeben sich die einfachen Fragen: worin unterscheiden sich Zündung und Verbrennung, wo hört die Zündung auf und wo fängt die Verbrennung an?

Zündung und Verbrennung sind sich nur in einem einzigen Punkte gleich, nämlich darin, daß beide eine Reaktion des Brennstoffes mit Sauerstoff darstellen. Im übrigen aber sind sie einander völlig entgegengesetzt, wie man aus folgender Kennzeichnung der Zündung erkennt:

1. Die Zündung ist eine sprunghaft einsetzende Reaktion, eine sog. „Initialreaktion.“ Sie ist als solche unabhängig von der Menge des reagierenden Stoffes. Der niedrigst zündende Stoff, der sog. „Initialzündler“, bestimmt die Zündtemperatur, selbst wenn er nur in kleinster Menge vorhanden ist.

2. Die Zündung ist eine Reaktion des Brennstoffes mit Sauerstoff unter Erhaltung des Brennstoffmoleküls, im Gegensatz zu der Verbrennung, die eine völlige Auflösung des Molekularverbandes voraussetzt.

3. Zwischen Selbstzündung und Fremdzündung („Fremdzündungen“ sind Flamme, elektrische Funken, Glühkopf usw.) besteht der Art nach kein Unterschied. Bei der Fremdzündung wird der Vorgang durch katalytisch wirkende Stoffe außerordentlich beschleunigt und intensiviert.

4. Schwer verbrennliche Stoffe zünden niedriger als leichtverbrennliche und umgekehrt, wie man aus einem Vergleich zwischen Heiz- und Treibölen erkennen kann.

Um nun das Wesen und die Notwendigkeit der Zündung zu erkennen, muß man von der einfachen Tatsache ausgehen, daß das Zusammentreffen eines Brennstoffs mit Luft noch keine Verbrennung zur Folge hat. Das schließt aber nicht aus, daß schon bei einer beliebigen niedrigen Temperatur trotz scheinbarer Ruhe eine Reaktion des Brennstoffes mit Sauerstoff eintritt in Form einer Oxydation. Der Sauerstoff wird in den Molekularverband aufgenommen bzw. angelagert, das Brennstoffmolekül bleibt dabei völlig erhalten und es tritt sogar eine Gewichtsvermehrung ein. Solche Oxydationserscheinungen sind besonders von den Kohlen bekannt. In geringerem Ausmaße vollziehen sie sich aber auch bei allen flüssigen Brennstoffen. Das Nachdunkeln der Heiz- und Treiböle beim Lagern ist ein äußeres Kennzeichen dafür.

Erhöht man die Temperatur in dem System Brennstoff — Luft, so verstärkt sich auch die Oxydation. Wenn nun bei einer bestimmten Temperatur Selbstzündung eintritt, so ergibt sich die Frage: wie weit kann man einen Brennstoff überhaupt oxydieren, ohne daß eine Verbrennung, d. h. eine völlige Auflösung des Molekularverbandes, eintritt? In dieser Frage liegt das Kriterium der Zündung.

Die Oxydation irgendeiner Kohlenstoffverbindung — und das sind alle Brennstoffe — hängt aufs engste zusammen mit ihrer chemischen Konstitution und ist ganz allgemein dadurch begrenzt, daß sie über die normalen Oxyde bis zu überoxydierten Stoffen (Peroxyde) führen kann und damit ihr Höchstmaß, aber auch die Unbeständigkeit des entstehenden Überoxyds erreicht. Die Oxydationsfähigkeit einer Kohlenstoffverbindung ist außerordentlich verschieden und durch die chemische Konstitution typisch gekennzeichnet. Dieses auch rein chemisch interessante Problem ist in hervorragender Weise durch die Erforschung der Selbstzündung im Dieselmotor erstmals durch Holm<sup>1)</sup> und in neuester Zeit durch Tausz und Schulte<sup>2)</sup> gefördert worden. In den Grundzügen erkennt man folgende gesetzmäßige Beziehung zwischen chemischer Konstitution und Oxydationsfähigkeit, d. i. Zündung:

<sup>1)</sup> Holm, Zeitschr. f. angew. Chemie 1913, S. 273.

<sup>2)</sup> Tausz und Schulte, Über Zündpunkte und Verbrennungsvorgänge im Dieselmotor. Halle 1924.

1. Die reinen Kohlenwasserstoffe sind gegen Oxydation sehr beständig und zwar um so mehr, je einfacher und symmetrischer ihre chemische Konstitution ist. Die Schulbeispiele der höchsten Selbstzündtemperatur sind deshalb (abgesehen vom Wasserstoff) durch den einfachsten Kohlenwasserstoff, das Methan  $\text{CH}_4$ , und durch den Kohlenwasserstoff von höchster Symmetrie, das ringförmige Benzol  $\text{C}_6\text{H}_6$ , gegeben.

2. Bei gleicher Molekulargröße sind ringförmige Kohlenwasserstoffe (Benzolverbindungen) beständiger gegen Oxydation als kettenförmige. Bei gleicher Art des Kohlenwasserstoffes nimmt die Beständigkeit gegen Oxydation ab mit der Molekulargröße und mit der Verzweigung (Unsymmetrie) in der Konstitution.

Die aus Benzolverbindungen bestehenden Steinkohlenteeröle zünden deshalb schwerer als Erdölprodukte und Braunkohlenteeröle, innerhalb dieser drei Arten aber zünden die schweren Destillate besser als die leichten. Heizöle zünden also besser als Treiböle.

3. Abkömmlinge der Kohlenwasserstoffe, die Sauerstoff oder Schwefel enthalten, oxydieren ungleich schneller und leichter als die reinen Kohlenwasserstoffe und zünden deshalb am besten.

Faßt man dies alles zusammen, so ergibt sich, daß in den Treibölen gerade die höchstsiedenden Anteile und die Verunreinigungen die Initialzündstoffe sind. Wenn die Treiböle wirklich reine Kohlenwasserstoffe wären und ohne hochsiedende Anteile, würden sie in allen Fällen schwerer zünden.

Selbstzündtemperaturen von Brennstoffen und Bestandteilen von solchen unter atmosphärischem Druck in Beziehung zum Molekulargewicht und zur chemischen Konstitution<sup>1)</sup>.

Verbindungen mit kettenförmigem (aliphatischen) Kohlenstoffskelett			Verbindungen mit ringförmigem (Benzolartigen) Kohlenstoffskelett		
Mol. Gew.	Art des Brennstoffs	Zündtemperatur	Mol. Gew.	Art des Brennstoffs	Zündtemperatur
16	Methan $\text{CH}_4$ . . . . .	650—750°			
30	Athan $\text{C}_2\text{H}_6$ . . . . .	520—630°			
86	Hexan $\text{C}_6\text{H}_{14}$ (im Benzin) . . . . .	487°	78	Benzol $\text{C}_6\text{H}_6$ . . . . .	730°
$\text{C}_n\text{H}_{2n}$	Leichtbenzin . . . . .	500—530°	128	Naphtalin $\text{C}_{10}\text{H}_8$ . . . . .	700°
	Schwerbenzin . . . . .	470—500°	178	Anthrazen $\text{C}_{14}\text{H}_{10}$ . . . . .	605°
	Petroleum . . . . .	380—440°			
	Gasöl . . . . .	340—350°			
	Braunkohlenteeröl . . . . .	370°		Steinkohlenteeröl . . . . .	über 600°
	Sauerstoffhaltige Brennstoffe.				
	Anthrazit . . . . .	440°			
	Steinkohle . . . . .	300—400°			
Braunkohle und Torf . . . . .	250—280°				

Diese Erklärung der Zündung als einer Oxydation reicht indessen noch nicht vollkommen aus, um den sprunghaften Verlauf der Zündung und den Übergang zur Verbrennung zu erklären.

Das plötzliche Einsetzen und der sprunghafte Verlauf, die sog. Initialwirkung, ist das besondere Kennzeichen der Zündung. Ein sich sprunghaft vollziehender

<sup>1)</sup> Werte nach Holm, Tausz und Schulte.

Vorgang setzt immer voraus, daß eine Spannung vorhanden war, die plötzlich ausgelöst wird. Mit anderen Worten, der chemische Vorgang der Oxydation, der zur Zündung führt, vollzieht sich schon unterhalb der Zündtemperatur. Er führt zu einer Sättigung oder Übersättigung bestimmter Moleküle (Initialzündstoffe) mit Sauerstoff, in jedem Falle also zu einer unbeständigen (labilen) Verbindung. Wird die Erwärmung nun fortgesetzt, so zerfällt diese Verbindung unter großer Wärmeentwicklung in höchst aktive Atome oder kleine Atomgruppen der beteiligten Elemente. Diese vereinigen sich dann zu den wirklich beständigsten Oxyden, das sind Kohlensäure und Wasserdampf, und der Vorgang geht in die Verbrennung über. Bildlich gesprochen nimmt die Substanz vor der Zündung einen „Anlauf“ und wir haben also bei der Zündung und Verbrennung nicht zwei, sondern eigentlich drei Vorgänge:

1. Die Anlaufsreaktion, die zur Bildung eines labilen Oxydes oder Überoxydes führt und äußerlich nicht erkennbar ist.

2. Der stark exotherme Zerfall des labilen Oxyds, d. i. die eigentliche, äußerlich erkennbare Zündung.

3. Die Reaktion 2. greift durch die starke Wärmeentwicklung auf die Gesamtmenge des Brennstoffes über. Sie führt progressiv zur Aufreißung aller, auch der beständigsten Moleküle und damit zu der Verbrennung selbst.

Die große Bedeutung, die die Zündung für die Verbrennung hat, wird nicht durch die Feststellung gemindert, daß die Zündung mengenmäßig gegenüber der Gesamtverbrennung vollständig zurücktritt, wobei sich diese mengenmäßige Bedeutungslosigkeit sowohl auf die Substanz wie auf die Wärmearbeit bzw. -leistung bezieht. Für die kritische Betrachtung der Brennstoffe kommt also nur die Verbrennung selbst in Frage, zumal es nach dem vorhergesagten ein richtiger Widerspruch ist, von einem Brennstoff gute Verbrennlichkeit und gute Zündfähigkeit im Dieselmotor zu verlangen. Die Beziehung zwischen den Brennstoffen ganz allgemein und den Formen der Verbrennung ist nun eine viel einfachere, als es die übliche Einteilung der Brennstoffe in feste, flüssige und gasförmige erkennen läßt. Der Aggregatzustand eines Körpers ist immer abhängig von der Temperatur. Jede Verbrennung beginnt aber mit einer Erwärmung des Brennstoffes, bei festen und flüssigen Brennstoffen sogar mit unbedingter Notwendigkeit. Der Aggregatzustand an und für sich ist deshalb nicht wesentlich. Von Bedeutung ist allein seine Veränderlichkeit mit der Temperatur.

Es ist z. B. allgemein bekannt, daß die Kohlen sich beim Erwärmen zersetzen, d. h. verkoken, während das Naphtalin, das Anthrazen und andere Brennstoffe, obgleich sie ebenfalls „feste“ Körper sind, sich ohne Zersetzung schmelzen und verdampfen lassen. Man muß daher, unbeschadet der großen Bedeutung, die die Verkokung für die Kohlen besitzt, diese Eigenschaft einem höheren und allgemeinen Begriff unterordnen, d. i. das Verhalten der Brennstoffe in der Wärme. Es ergibt sich dann für alle Brennstoffe ohne Unterschied des Aggregatzustandes folgende grundsätzliche Unterscheidung:

1. Wärmeständig, d. h. ohne Zersetzung schmelzend oder verdampfend, sind alle Brennstoffe, die nur aus Kohlenstoff und Wasserstoff bestehen. Sie



können fest (Naphtalin, Anthrazen, Paraffin), flüssig (Heiz- und Treiböle) oder gasförmig (fette Gase) sein. Ihr Kennzeichen ist, daß sie der ganzen Masse nach unzersetzt in den gas- oder dampfförmigen Zustand übergehen und somit einheitlich verbrennen.

2. Wärmeunbeständig (verkokend) sind diejenigen Brennstoffe, die aus Kohlenstoff, Wasserstoff und Sauerstoff bestehen, das sind Holz und Kohlen. Sie zersetzen sich beim Erwärmen in Koks und flüchtige Bestandteile und hören damit tatsächlich auf, einheitliche Brennstoffe zu sein.

Einteilung der Brennstoffe nach ihrer Verwendung.

Verbrennung bei konstantem Druck		Verbrennung bei konst. Volumen
Offene Form Feuerungen	Geschlossene Form (erhöhter Druck) Gleichdruck- oder Brenner- Motoren	
Beide Arten von Brennstoff	Nur wärmebeständige	Nur wärmebeständige
1. Für wärmeunbeständige die einzig mögliche Art der Ver- brennung. 2. Für wärmebeständige aus wirtschaftlichen Gründen be- schränkt auf: a) Heizöle, das sind schwere Destillate u. Destillations- rückstände; b) Heizgase, das sind meist Schwachgase.	Flüssige Brennstoffe, die zwischen 250° bis 350° unvollkommen gasförmig werden: Destillate von Erdöl, Stein- kohlenteeer und Braunkohlen- teeer.	a) Ohne Vergaser (reiner orts- fester Gasmotor) nur vollkommene Gase  b) Mit Vergaser (Fahrzeugmotor) Unvollkommene Gase, im Ver- gaser aus flüssigen Brennstoff von 70—150° Siedegrenzen gebildet

Die Wärmebeständigkeit der Brennstoffe ist die notwendige Voraussetzung für den Betrieb aller Motoren. Nur ein Brennstoff, der bereits die Gasform besitzt oder sie in der Wärme annimmt, vermag einheitlich und schnell zu verbrennen, so wie es die Bedingung für alle Motoren ist.

Verwendet man — wie es mit den Heizölen geschieht — einen wärmebeständigen Brennstoff in der Feuerung, so ergeben sich hier bestimmte, durch die einheitliche Verbrennung bedingte Vorteile: eine Ölfeuerung ist der Art nach das gleiche wie eine Gasfeuerung und von jeder Kohlenfeuerung, auch der Kohlenstaubfeuerung, völlig verschieden.

Zwischen Heiz- und Treibölen besteht, wie bereits oben erwähnt, ein Unterschied nur dem Grade nach. Sie bilden die Hauptmenge der bei der Verarbeitung von Erdöl und Steinkohlenteer entstehenden Destillate. Es kann zwischen beiden gar keine scharfe Trennung geben, weil die Verschiedenheiten der Rohstoffe, ganz besonders des Erdöles, und ebenso die betriebstechnischen Verhältnisse bei der Aufarbeitung keine scharfen Grenzen zulassen und um so mehr Übergänge. So z. B. ist das Heizöl, das aus dem Borneo-Erdöl gewonnen wird, so leicht und hochwertig, daß es den schweren Sorten von Gasöl ganz gleichwertig ist.

Theoretisch müßte man also leichte und schwere Erdölprodukte unterschiedslos im Dieselmotor verbrennen können. Praktisch liegen die Dinge aber so, daß man an eine obere Siedegrenze von 350° gebunden ist. Da nun bei den schweren

## Chemische und physikalische Konstanten typischer Heiz- und Treiböle.

	Spez. Gew. bei 15°	Viscosität in ° E	Heizwert W.E./kg	Wasser %	Kohlenstoff % C	Wasserstoff % H	Sauerstoff % O	Schwefel % S	H : C
Treiböle.									
Petroleum-Gasöl . . .	0,88	1,75/20°	10 250	—	85,5	13,0	1,0	0,5	1,81 : 1
Braunkohlenteeröl . . .	0,92	1,9/20°	9600	—	84,0	11,0	4,3	0,7	1,49 : 1
Steinkohlenteeröl . . .	1,04	2,2/20°	9100	—	89,0	7,0	3,5	0,5	0,88 : 1
Heizöle.									
Rußland (Masut) . . .	0,91	5 bei 80°	9850	1,0	85,7	12,1	0,9	0,3	1,68 : 1
Mexiko (Fuel-Oil) . . .	0,96	11 bei 80°	9600	0,7	82,7	10,8	2,2	3,6	1,53 : 1
Heizteeröl . . . . .	1,08	2,8 bei 20°	8960	0,5	89,5	6,5	3,0	0,5	0,82 : 1
Heizteer (Dünnteer) . . .	1,12	7 bei 20°	8850	1,5	89,0	5,9	3,2	0,4	0,74 : 1

Erdölprodukten, das sind also die Heizöle, der Siedebeginn über 300° liegt und die Hauptmengen erst über 350° übergehen, so ist es gegenwärtig unmöglich, sie im Dieselmotor zu verwenden. Das führt aber notwendigerweise zu der Frage, warum die Verbrennung der schweren Öle in der Feuerung gelingt, wo diese doch der Art nach sich von dem Vorgang im Dieselmotor nicht unterscheidet.

Die Verbrennung beginnt in beiden Fällen mit der Zerstäubung des Brennstoffes. Die Zerstäubung arbeitet der Verdampfung mechanisch, d. h. durch stärkste Oberflächenvergrößerung, voraus. Sie kann aber niemals die für die Verdampfung nötige Wärmearbeit ersetzen, die vor der Verbrennung geleistet werden muß.

In der Feuerung arbeitet man mit Vorwärmung auf 80—140°, zunächst schon deshalb, um das dickflüssige Heizöl genügend dünnflüssig zu bekommen. Das ist aber gewissermaßen nur eine nützliche Nebenwirkung und man darf darüber nicht vergessen, daß man durch die Vorwärmung tatsächlich schon etwa 15% der gesamten Verdampfungsarbeit (rund 350 kcal/kg) leistet.

Das stark vorgewärmte Öl gelangt nun in den Verbrennungsraum, der durch die kontinuierliche Verbrennung eine gleichmäßig hohe Temperatur aufweist. Schwankungen in der Temperatur werden durch das Feuergewölbe ausgeglichen, dessen hochoberhitze Wandungen Wärme aus- und rückstrahlen und als Wärmespeicher wirken.

Jedes Ölteilchen erfährt beim Erwärmen in sich eine fraktionierte Destillation, und zwar um so mehr, je größer der Siedebereich des Heizöles ist. Die Verbrennlichkeit, oder richtiger gesagt, die Geschwindigkeit und Vollkommenheit der Verbrennung nimmt mit steigender Temperatur ab; die höchstsiedenden, schwersten Bestandteile bleiben in der Verbrennung gegenüber den leichteren zurück.

Die Ölfeuerung paßt sich nun diesen Vorgängen vorzüglich an. Jedes Ölteilchen durchläuft den ganzen Temperaturanstieg bis zur Verdampfung und zur Verbrennung. Aber auch nach der Verbrennung tritt unmittelbar kein Temperaturabfall ein, sondern die hohe Temperatur der Verbrennung bleibt in einer anschließenden Zone erhalten. Die vorteilhafte Folge ist, daß selbst

die schwersten Anteile verdampfen und abbrennen. Nicht verdampfende Anteile, die immer in geringer Menge vorhanden sind, verkoken mehr oder weniger in dieser heißen Zone und werden sodann durch Luft und besonders auch durch den Wasserdampf vergast.

Die Bedingungen für die vollkommene Verbrennung auch der schwersten Öle liegen also bei der Ölfeuerung durch die tatsächliche Beherrschung der Temperatur sehr günstig. Im Dieselmotor sind die Temperaturverhältnisse im Anfang scheinbar noch günstiger. Das zerstäubte Öl gelangt in die auf 600—800° erhitzte verdichtete Luft. Diese Temperatur ist zunächst für die Selbstzündung nötig, aber bei Gasöl und Braunkohlenteeröl dafür reichlich genügend. Wie bereits weiter oben ausgeführt, kommt aber die Wärme, die für die Zündung verbraucht wird, mengenmäßig gar nicht in Betracht gegenüber der großen Wärmemenge, die für die Verdampfung des Öles unbedingt notwendig ist. Es wäre sehr wohl möglich, die Zündtemperatur durch bestimmte chemische Zusätze sehr weit zu erniedrigen und man könnte trotzdem nicht auf die hohe Erhitzung der Verbrennungsluft verzichten. Immerhin besteht scheinbar noch ein Widerspruch zwischen den Siedegrenzen der gegenwärtig verwendeten Treiböle und der Temperatur der Luft, die mehr als doppelt so hoch ist als 350°, die obere Siedegrenze der Treiböle. Man muß aber dabei berücksichtigen, daß der Druck eine große Siedepunktserhöhung bewirkt. Bestimmte Angaben darüber liegen nicht vor, aber man kann sich von der Siedepunkterhöhung einen Begriff machen, wenn man berücksichtigt, daß sich der Siedepunkt des Wassers bei 20 Atm. Druck auf 211°, bei 30 Atm. auf 233° erhöht.

Die Frage, ob im Dieselmotor mit oder ohne Kompressor die Erwärmung und Verdampfung des Öles schneller vor sich geht, soll hier nicht erörtert werden. Sicher ist, daß bei allen diesen Vorgängen insgesamt der Dieselmotor durch die Wirbelbildung nicht ungünstiger arbeitet als die Ölfeuerung.

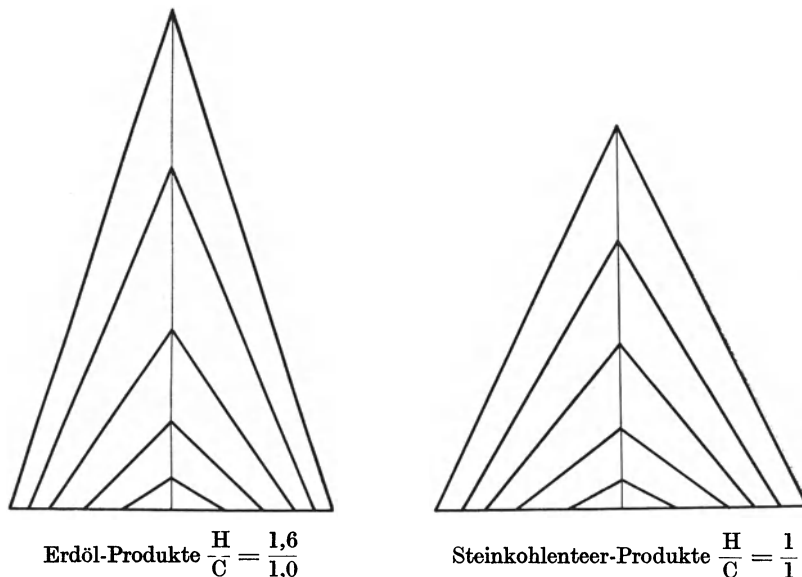
Der kritische Unterschied und die Unvollkommenheit des Dieselmotors liegt darin, daß er während der Verdampfung und Verbrennung aus einem gegebenen Wärmeverrat zehrt, der sich nur schwach ergänzt. Beim idealen Gleichdruckmotor setzt unmittelbar mit der Verbrennung auch die adiabatische Arbeitsleistung ein, so daß die Anfangstemperatur der Verbrennung sehr rasch sinken muß. Ein Ausgleich durch einen Wärmespeicher fehlt nicht allein, sondern man muß — mit Rücksicht auf das Material — im wirklichen Dieselmotor einer solchen Speicherwirkung sogar bewußt durch die Kühlung entgegenarbeiten. Als günstiges Moment kommt lediglich hinzu, daß der Verbrennungsvorgang im Dieselmotor tatsächlich nicht rein unter konstantem Druck verläuft, weil die Treiböle verhältnismäßig leicht sind und auch in dieser Eigenschaft noch fraktioniert verbrennen, so daß in geringem Ausmaße auch Verpuffung auftritt.

Letzten Endes dreht sich die ganze Frage darum, daß der Begriff der „Verbrennlichkeit“ nicht so einfach ist, wie man gewöhnlich annimmt, und in keinem Falle gleichbedeutend mit einer gleichmäßig fortschreitenden und restlosen Auflösung des Brennstoffmoleküls. Wenn schon die Verdampfung der Brennstoffe eine fraktionierte ist und sein muß, so muß sich auch die Verbrennung stufen-

weise vollziehen. Die fraktionierte Verdampfung führt, steigend mit der Temperatur, zu einer Abnahme des Wasserstoffgehaltes und einer Zunahme des Kohlenstoffgehaltes, ganz besonders bei den Steinkohlenteerprodukten, während bei Erdöl und Braunkohlenteer wenigstens theoretisch das Verhältnis der beiden Elemente gleichbleiben müßte. Praktisch ist das aber nicht der Fall, weil im Gebiet der höheren Temperaturen die Fraktionen noch Verbindungen aufweisen, die überhaupt keine Kohlenwasserstoffe sind (s. weiter unten). Der fraktionierte Verlauf der Verbrennung vollzieht sich deshalb so, daß die leichten, wasserstoffreichen Teile ungleich schneller und vollkommener verbrennen als die schweren,

Bildliche Darstellung der stufenweisen Verbrennung.

$$\frac{\text{Dreiecks-Höhe}}{\text{Dreiecks-Basis}} = \frac{\text{Wasserstoff}}{\text{Kohlenstoff}}$$



wasserstoffärmeren. Im zeitlichen Ablauf der Verbrennung nähert sich deshalb jedes Brennstoffteilchen immer mehr einem wasserstoffarmen Stumpf und schließlich dem Ölkoks.

Bildlich kann man sich dies veranschaulichen, wenn man sich das Verhältnis: Kohlenstoff zu Wasserstoff als Basis bzw. Höhe eines Dreiecks aufträgt. Würde die Verbrennung ideal, d. h. ganz gleichmäßig fortschreitend verlaufen, so würde das Dreieck ebenfalls ganz gleichmäßig zu immer kleineren ähnlichen Dreiecken zusammenschrumpfen und schließlich verschwinden. In Wirklichkeit schrumpft das Dreieck wohl zusammen, aber nicht gleichmäßig. Die Höhe des Dreiecks, die dem Wasserstoff entspricht, nimmt schneller ab als die Basis, die dem Kohlenstoff entspricht. Es entstehen deshalb bei fortschreitender Verbrennung immer stumpfere Dreiecke und schließlich bleibt ein Teil der Basis unverbrannt zurück. Es gibt für den Verlauf der Verbrennung von flüssigen Brennstoffen tatsächlich keine bessere Anschaulichkeit, als diesen Vergleich mit einer Stumpfbildung.

Die Abscheidungen auf den Kolbenböden der Dieselmotoren sind immer solche Brennstoffstümpfe. Sie sind umso stumpfer, d. h. kohlenstoffreicher, je länger der Motor in Betrieb war.

Die Betriebspraxis des Motors gibt übrigens für alle diese Vorgänge noch ein sehr anschauliches Beispiel in der Schmierung. Die reinen Mineralöle, mit denen der Zylinder geschmiert wird, sind hochsiedende Erdölfractionen, der Art nach also nicht verschieden von dem Gasöl, das als Brennstoff verwendet wird. Es liegt ein Widerspruch darin, wenn man von dem Schmieröl fordert, daß es sich an der Verbrennung nur wenig beteiligt, aber gleichzeitig von den höchstsiedenden Anteilen des Treiböles eine vollständige Verbrennung erwartet. In Wirklichkeit zeigen sich hier die äußersten Grenzen der Verbrennung: von dem Brennstoff bleiben die schwersten Teile unverbrannt zurück, während vom Schmieröl leichtere Teile abgespalten und verbrannt werden.

Es kann deshalb nicht genügend betont werden, daß der Stand und die Entwicklung des Dieselmotors nur davon abhängen, bis zu welchem Grade der Motor imstande ist, die Schwerverbrennlichkeit zu überwinden. Das wirklich Unverbrennliche wird demgegenüber immer zu Unrecht betont. Wirklich unverbrennlich sind nämlich nur die Mineralbestandteile, d. i. die Asche. Bei einem Aschegehalt von höchstens 0,05%, wie ihn die guten Treiböle aufweisen, entstehen von dieser Seite überhaupt keine Schwierigkeiten. Bei den Heizölen können wohl vereinzelt höhere Aschegehalte bis zu 1—2% vorkommen. Aber solche Aschegehalte sind in der Ölfeuerung nicht hinderlich; denn sie bedeuten nicht mehr und nicht weniger als etwa der Flugstaub in einer Gasfeuerung.

Zweifellos ist die erste Ursache der Schwerverbrennlichkeit in der schweren Verdampfbarkeit zu suchen, die den hochsiedenden Teilen zu eigen ist. Da aber bei allen flüssigen Brennstoffen enge gesetzmäßige Beziehungen zwischen dem Siedebereich und allen anderen Eigenschaften bestehen, so entscheidet letzten Endes der Chemismus der Heiz- und Treiböle über den Begriff der Schwerverbrennlichkeit.

In chemischer Hinsicht kann es dafür aber nur zwei Ursachen geben:

1. Die chemische Art (Konstitution) der Kohlenwasserstoffe, aus denen der Brennstoff besteht.

2. Die Abweichungen des Brennstoffes, als einer technischen, d. h. unreinen Ware, vom Kohlenwasserstofftyp überhaupt.

Zu 1. hat man die Kohlenwasserstoffe zu unterscheiden als:

a) Kettenförmige (aliphatische) Kohlenwasserstoffe von der allgemeinen Formel  $C_n H_{2n+2}$ . Aus solchen bestehen die Destillate des Erdöls und des Braunkohlenteers. Der Wert  $H : C$  beträgt praktisch 1,80—1,60 wenn  $C = 1$ .

b) Die ringförmigen (benzolartigen) Kohlenwasserstoffe, bei denen das Atomverhältnis Wasserstoff : Kohlenstoff immer kleiner ist als 1 (0,9—0,8). Dazu gehören die Destillate des Steinkohlenteers.

Für die Verbrennung beider Typen kann man das Bild der Festigkeitslehre zu Hilfe nehmen: Ein kettenförmig geradliniges oder verzweigtes System hat immer mehr schwache Stellen als ein geschlossener Ring. Die Moleküle der

Erdöl- und Braunkohlenteer-Destillate sind deshalb leichter aufzusprengen als die der Steinkohlenteer-Destillate. Es kommt weiter hinzu, daß entsprechend der Formel  $C_nH_{2n+2}$  jedes Bruchstück das gleiche Verhältnis der beiden Elemente aufweisen muß, was einer sehr reichlichen und vollständigen Bindung des Kohlenstoffes an Wasserstoff entspricht.

Auch der Heizwert gibt uns ein Bild von diesen Verhältnissen, denn er ist die Differenz zwischen der Verbrennungswärme der Einzelatome und der Bildungswärme — in diesem Falle richtiger Bindungswärme — des Moleküls. Je kleiner also die Bindungswärme ist, desto größer ist der Heizwert und desto leichter vollzieht sich die Auflösung des Molekularverbandes. Braunkohlenteeröl und besonders Gasöl haben deshalb höhere Heizwerte als Steinkohlenteeröl. Dies alles gilt für den Dieselmotor in voller Schärfe. Die Steinkohlenteeröle sind bei gleichen Siedegrenzen immer schwerer verbrennlich als Gasöl und Braunkohlenteeröl. Bei diesen beginnt die Schwerverbrennlichkeit mit den über  $350^\circ$  siedenden Anteilen, beim Steinkohlenteeröl schon bei  $300^\circ$ . Man kann deshalb weder Anthrazenöl in Dieselmotoren (Siedepunkt des reinen Anthrazens =  $351^\circ$ ) verbrennen, noch größere Anteile von Anthrazen im gewöhnlichen Teeröl. Die Schwerverbrennlichkeit ist, wie besonders bemerkt werden soll, durchaus nicht durch den sog. „freien“ Kohlenstoff bedingt, dessen Menge in guten Steinkohlenteerölen höchstens  $0,2\%$  beträgt, sondern dadurch, daß die Anthrazenverbindungen, wenn sie nicht genügend mit leichteren Teilen verdünnt sind, sich unter Verkokungserscheinungen zersetzen.

Die Ölfeuerung dagegen ist auch in dieser Hinsicht dem Motor überlegen durch ihre Beherrschung der Temperatur und weiterhin durch ihre geringere Empfindlichkeit gegen Verkokung. Man kann deshalb in Feuerungen nicht allein schwere Teeröle, sondern auch abgetriebenen Rohteer verbrennen.

Zu 2. Die Abweichungen vom Kohlenwasserstofftyp.

Während die Verschiedenheit der zwei Typen von Kohlenwasserstoffen von Natur aus gegeben und deshalb schon frühzeitig erkannt worden ist<sup>1)</sup>, sind die Abweichungen vom Kohlenwasserstofftyp überhaupt nicht so einfach zu übersehen. Begründet sind diese Abweichungen dadurch, daß eine Handelsware, wie es Heiz- und Treiböle sind, niemals chemisch rein ist, auch nicht im Sinne von Verbindungstypen.

Nur die leichtesten Fraktionen, das sind Benzin und Benzol, bestehen mit einer Annäherung von  $0,5\%$  und weniger aus Kohlenwasserstoffen allein. Je höher der Siedebereich der Fraktionen liegt, um so mehr wächst der Anteil jener Verbindungen, welche neben Kohlenstoff und Wasserstoff auch Schwefel und Sauerstoff enthalten und somit Abweichungen darstellen. Das Maximum wird von den Destillationsrückständen, insbesondere den dickflüssigen Heizölen erreicht.

Die diesbezgl. Verhältnisse liegen bei Steinkohlenteer- und Erdölprodukten ganz verschieden und beim Steinkohlenteer sogar günstiger.

Was zunächst den Schwefel anbetrifft, so ist der Gehalt mit durchschnittlich  $0,5\%$  bei Teer und Teerölen sehr mäßig und nur geringen Schwankungen

<sup>1)</sup> Rieppel, Versuche über die Verwendung von Teeröl zum Betrieb des Dieselmotors. Berlin 1908.

unterworfen. Da die schwefelhaltigen Verbindungen immer leichter zünden und leichter verbrennen, als die reinen Kohlenwasserstoffe, so ist verbrennungstechnisch gegen Art und Menge der Schwefelverbindungen im Steinkohlenteeröl nichts einzuwenden.

Sauerstoffverbindungen sind in allen Teerölen vorhanden. Es handelt sich dabei um typische Verbindungen, die sog. Kreosote (Teersäuren), die sich von der Karbolsäure oder Phenol  $C_6H_6O$  ableiten. Der Säurecharakter ist schwach und für die Verbrennung belanglos. Die Teersäuren sind, ebenso wie die Kohlenwasserstoffe, von denen sie sich ableiten, wärmebeständige Verbindungen, aber ihr Siedepunkt liegt immer höher (Beispiel Benzol  $C_6H_6 = 81^\circ$ , Phenol  $C_6H_6O_1 = 180^\circ$ ) und ihr Heizwert ist geringer (Benzol  $C_6H_6 = 9540$  WE, Phenol  $C_6H_6O_1 = 7470$  WE). Solange der Gehalt an solchen Teersäuren sich in mäßigen Grenzen hält, treten deshalb verbrennungstechnisch keine Schwierigkeiten auf. Es muß jedoch grundsätzlich der weit verbreiteten falschen Annahme entgegengetreten werden, daß sauerstoffhaltige Brennstoffe besonders leicht verbrennen. Es ist völlig abwegig, eine Beziehung zu suchen zwischen der Verbrennung, als einer Sauerstoffreaktion und sauerstoffhaltigen Brennstoffen.

Vielmehr ist das Gegenteil der Fall: Sauerstoffhaltige Verbindungen ganz allgemein verbrennen schwerer als reine Kohlenwasserstoffe, weil sie höhere Bildungswärme haben und deshalb sich schwerer zersetzen. Sind sie in größerer Menge vorhanden, so merkt man dies an einem eigentümlichen, ranzigen Geruch des Auspuffs verbunden mit Verkokungserscheinungen. Man verwendet deshalb sowohl bei Steinkohlenteerdestillaten als auch besonders bei dem kreosotreichen Braunkohlenteer nicht die eigentlichen Kreosotöle, sondern Destillate, deren Kreosotgehalt mäßig ist und sorgfältig kontrolliert wird.

Völlig anders liegen die Verhältnisse beim Erdöl, wo ein direkter Zusammenhang zwischen Schwefel- und Sauerstoffgehalt beobachtet wird. Zunächst ist im rohen Erdöl je nach Herkunft der Schwefelgehalt sehr schwankend und geht von 1% bis zu 4—5% (Mexiko). Ein gleiches gilt ungefähr vom Sauerstoff. Bei der Destillation reichern sich Schwefel und Sauerstoff mit steigender Siedetemperatur in den Destillaten an und erreichen in den Rückständen, das sind die Heizöle, ein Maximum. Man bezeichnet diese schwefel- und sauerstoffreichen Verbindungen als „Asphalt“. Mehr als eine Zusammenfassung bedeutet dieser Ausdruck indessen nicht und es ist verbrennungstechnisch auch gleichgültig, ob es echte Asphalte sind oder nicht. Wesentlich ist nämlich nur, daß alle diese Verbindungen in isoliertem Zustand hochmolekular und so reich an Sauerstoff sind (bis zu 30%), daß sie nicht mehr destillierbar, also wärmeunbeständig sind. Die Amerikaner haben dafür eine recht brauchbare Norm aufgestellt, indem sie alle Anteile, die bei  $300^\circ$  unter einem auf 20 mm verminderten Druck nicht mehr überdestillieren, als „schwerverbrennlich“ bezeichnen, ohne Rücksicht darauf, ob sie Asphalt sind oder nicht.

Ihrer Art nach sind diese Asphalte sog. „Kondensationsprodukte“ kder schwersten Kohlenwasserstoffe mit Schwefel und Sauerstoff. Sie sind in mehr oder minder großer Menge fast in allen Rohölen vorhanden, können aber natürlich

nicht in die Destillate übergehen. Aber sie können sich in den Destillaten durch Oxydation neu bilden und diese Oxydation tritt grundsätzlich auch in allen Destillaten ein. Das Nachdunkeln der Gasöle beim Lagern ist das äußere Kennzeichen dieser Veränderung. Aber die Menge dieser Sauerstoff-Schwefel-Verbindungen ist bei den guten Gasölen so gering, daß sie durch die Wucht der Verbrennung völlig zersetzt und mitverbrannt werden. Es ist deshalb unnötig, dem Nachdunkeln eines Gasöles eine nachteilige Bedeutung zuzumessen, solange das Gasöl im wichtigsten Kriterium, das ist der Destillationsverlauf, den Anforderungen entspricht.

Bei den schwersten Destillaten und bei den Destillationsrückständen, also bei den Heizölen, erreichen die Sauerstoff-Schwefel-Verbindungen mengenmäßig ihr Maximum und gleichzeitig das größte Molekulargewicht. Damit nimmt auch die Schwerverbrennlichkeit dem Grade nach zu, annäherungsweise folgt diese Zunahme der Schwerverbrennlichkeit der Zunahme der Viskosität (Dickflüssigkeit) und des spez. Gewichts.

In der Ölfeuerung ist die Temperatur hoch genug und die Zeit lang genug, um eine fast völlige Zersetzung und Verbrennung auch dieser schwerverbrennlichen Teile herbeizuführen. Verkokungserscheinungen lassen sich dabei kaum vermeiden, aber sie wirken in der Feuerung in geringem Umfang nicht störend und bleiben zum Teil überdies unsichtbar (Flugkoks).

Im Motor aber liegen die Verhältnisse, wie weiter oben ausgeführt, ganz anders und viel ungünstiger. Infolgedessen steht und fällt die Frage, ob man schwere und schwerste Erdölprodukte<sup>1)</sup> im Ölmotor verbrennen kann, tatsächlich mit der Menge dieser hochmolekularen Sauerstoffverbindungen.

Es ist klar, daß schon die hohen Siedegrenzen über 350° zu einer Schwerverbrennlichkeit durch verzögerte Verdampfung führen. Die Verbrennung besitzt deshalb nicht genügend Wucht, um auch noch die Schwefel-Sauerstoff-Verbindungen völlig zu zersetzen und zu verbrennen. Es findet vielmehr nur eine unvollkommene Zersetzung und Verbrennung dieser Teile statt und die Folge ist die Bildung von schwerst verbrennlichen Stümpfen und schließlich von Koks.

Als Ausweg aus diesen Schwierigkeiten möchte es nun scheinen, daß man die schweren Öle mit bestem Gasöl vermischt. Das ist aber ein Trugschluß, denn es liegt in der stufenweisen Verbrennung begründet, daß die Brenneigenschaften einer Mischung niemals das arithmetische Mittel aus den Komponenten sind. Man kann deshalb Brennstoffe nur mischen, wenn die Siedegrenzen nicht zu weit auseinander liegen. Das schwerere Öl muß in seinem Siedeverlauf die unmittelbare Fortsetzung des leichteren bilden und auch dann noch ist das Zumischungsverhältnis beschränkt. Vernachlässigt man diese Regel, so wird schon bei mäßiger Zumischung von schwerem Öl zu leichtem bereits bei der Verdampfung eine Trennung eintreten und damit erst recht bei der Verbrennung. Wenn aber auf diese Weise die schwersten und die wärmeunbeständigen Teile

<sup>1)</sup> Die für schwere Erdölprodukte vielfach und gerade in der Schifffahrt gebrauchte Bezeichnung „Rohöl“ oder „crude oil“ ist falsch, es muß richtig heißen „abgetriebenes Rohöl“ oder „residue“.



in der Gesamtverbrennung nachhinken, so muß zwangsläufig Koksbildung eintreten.

Aus diesen kritischen Betrachtungen ergibt sich als wichtigste Schlußfolgerung, daß zwischen der Verbrennung und dem Chemismus der Brennstoffe Beziehungen bestehen, die immer noch nicht genügend gewürdigt werden. Jahrelang hat die Entwicklung des Dieselmotors an der Verkennung dieser Zusammenhänge und an Empirie in chemischer Hinsicht gekrankt.

Es gibt bedeutsame Gesetzmäßigkeiten, nach welchen sich der Aufbau (Synthese) der Kohlenstoffverbindungen vollzieht und die deutsche Wissenschaft und die deutsche Industrie haben an ihrer Erforschung den größten Anteil. Das Gegenstück dazu bilden die Gesetzmäßigkeiten des Abbaues und ihre Bedeutung liegt vornehmlich auf dem Gebiete der Verbrennungstechnik. Nichts ist so falsch als die Auffassung der Verbrennung als einer gleichmäßig fortschreitenden Auflösung. Keine Kohlenstoffverbindung ist unbegrenzt wärmebeständig, aber jede sucht sich noch im Zerfall in wärmebeständige Abbauprodukte zu „flüchten“. Indem die Verbrennung diesen Abbaustufen folgt, muß sie selbst stufenweise verlaufen. Die fortschrittliche Entwicklung der Verbrennungstechnik, insbesondere des Dieselmotors ist deshalb enger als bisher mit der Chemie der Kohlenstoffverbindungen zu verknüpfen.

### Erörterung.

Herr Marineoberbaurat Schulz, Berlin:

Meine Herren! Der Herr Vortragende Dr. Aufhäuser hat uns im Jahre 1912 in der Schiffbautechnischen Gesellschaft einen Vortrag über die Öle für Dieselmotoren gehalten. Um so freudiger ist es zu begrüßen, daß er jetzt in den Bereich seiner Untersuchungen nicht nur die Treiböle, sondern auch die Heizöle einbezogen hat. Bei der jetzigen Entwicklung der Technik ist es sehr schwierig, einen Herrn zu finden, der sich für beide Fragen in gleicher Weise interessiert. Ich persönlich z. B. hatte die Heizkessel und die Heizöle und ein Kollege von mir die Ölmotoren und Treiböle zu bearbeiten; ich interessierte mich natürlich nur für die Heizöle und der Kollege für die Treiböle.

Bezüglich der Ausführungen des Herrn Vortragenden möchte ich noch wegen zweier Punkte um eine Auskunft bitten resp. Anregungen dazu geben.

Es wurde von ihm hervorgehoben, daß der Schwefelgehalt, der in den Residuen stark angereichert ist, nicht die schädliche Einwirkung hat, von der man im allgemeinen spricht. Unter den amerikanischen Heizölen gibt es nun aber eine ganze Reihe, die recht viel Schwefel enthalten und bei welchen der Schwefel weniger in den Ölrohrleitungen als vielmehr in den Abgasleitungen in gasförmiger Gestalt Korrosionserscheinungen hervorruft. Weiterhin betrifft die Schwefelfrage ein Gebiet, das wohl den Herren unserer Gesellschaft weniger nahe liegt. In der Metallindustrie wird nämlich heutzutage sehr viel mit Heizöl geschmolzen; das ist ein außerordentlicher Vorzug, den gerade der Ölbetrieb gegenüber dem Koksbetrieb hat, weil das Teeröl, das in Deutschland für dieses Schmelzen in Frage kommt, sehr wenig Schwefel enthält gegenüber dem Schwefelgehalt des Schmelzkoks.

Meine zweite Frage betrifft die Druckzerstäubung. Der Vortragende hob hervor, daß im allgemeinen der mechanischen Druckzerstäubung nicht die Bedeutung zukommt, die man ihr im allgemeinen beimißt. Meine Herren! Der mechanische Druckzerstäuber ist seinerzeit der Firma Körting 1904 oder 1905 patentiert worden; aus der Patentschrift ist zu ersehen, daß eine Verbrennung des zerstäubten Öles hervorgerufen werden soll, ohne daß ein besonderes Mauerwerk als Akkumulator, als Wärmespeicher für die weitere Vergasung des Öles vorhanden zu sein braucht. Der Vortragende hat in seinem schriftlichen Bericht hervorgehoben, daß zum Zünden nur verhältnismäßig geringe Wärme gehöre, und daß die Hauptwärmemenge für die weitere Entwicklung des Feuers eben in dem erhitzten Mauerwerk liege.

Wir haben nun seinerzeit in der Marine eine ganze Reihe von Spritzversuchen gemacht, wo mit verschiedenen Düsen angewärmte Ölarten mit 6—12 Atm. auf vorgestellte Papierscheiben gespritzt und die Mengen der betreffenden Öle sowie die Art der Zerstäubung kontrolliert wurden. Dabei wurde durch diesen hohen Druck eine solche feine Vorzerstäubung vorgenommen, daß hierdurch eine Entzündung und ein weiteres Verbrennen ganz wesentlich erleichtert wird.

Kurz möchte ich noch hervorheben, daß die allerersten Ölfeuerungen für Schiffe von unserem Herrn Geheimrat Busley schon im Jahre 1887<sup>1)</sup>, also schon vor 39 Jahren, in einer musterhaften Weise beschrie-

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. VDI. 1887, S. 989 ff.

ben sind; damals beschäftigte sich hauptsächlich Rußland mit der Ölfeuerung. Ein erster Versuch wurde durch unsere Marine 1870 auf einem Torpedoboot von Wagenknecht mit der Ölfeuerung vorgenommen.

Diese erste sog. Tropfölfеuerung ist wieder neu aufgelebt, da man sie jetzt in Amerika in dem Siemens-Martin-Ofen versuchsweise eingeführt hat; im Martin-Ofen sind Temperaturen von 800—1000° für die Lufterwärmung vorhanden, so daß hier das Öl auch ohne vorhergehende Zerstäubung restlos verbrennt.

Zum Schluß möchte ich noch eine wirtschaftliche Frage ansprechen. Es ist wohl bekannt, daß bei uns in den letzten Jahren die Produktion von Braunkohle viel mehr forciert worden ist als die der Steinkohle. Diesem Umstande ist es wahrscheinlich auch zuzuschreiben, zumal das Braunkohlenteeröl sich gut zum Verbrennen im Dieselmotor eignet, daß die Frage der Heizung durch Steinkohlenteeröl, das sich wenig oder kaum zum Verbrennen im Dieselmotor eignet, mehr in den Hintergrund getreten ist. Wenn aber die Steinkohlenindustrie und die Teergewinnung wieder hoch kommen sollte, so wäre es vielleicht doch jetzt schon eine dankbare Aufgabe, ungefähr angeben zu können, wieviel Prozent des aus der Steinkohle gewonnenen Teers sich lediglich nur für Heizzwecke eignen würde. Die Marine hat seinerzeit an Bord von Linienschiffen zum Verheizen nur Steinkohlenteeröl verwandt, weil wir diesen Bedarf im Lande selbst decken konnten, zweitens aber auch aus dem Grunde, weil das Steinkohlenteeröl spezifisch schwerer ist als Wasser, so daß, wenn ein Schiff torpediert wird und das Öl herausfließt, es versackt, während bei englischen Schiffen, die nur leichte Öle verwenden, das Öl auf dem Wasser schwimmen blieb und sich infolgedessen an dem Brand des Schiffes beteiligte.

Im großen und ganzen glaube ich, daß die Untersuchungen, die Herr Dr. Aufhäuser angestellt hat, allen Mitgliedern unserer Gesellschaft ein großes Interesse bietet; und es steht wohl zu erwarten, daß diese Untersuchungen weiter fortgeführt werden möchten. (Lebhafter Beifall.)

Herr Direktor Goos, Hamburg:

Meine Herren! Herr Dr. Aufhäuser hat uns in sehr einleuchtender Weise gezeigt, wie man es machen muß, um restlose Verbrennung zu erzielen. Leider sind wir praktisch nicht in der Lage, diesen schönen Ausführungen Folge zu geben; denn sowohl im Dieselmotor wie auch in der Ölfeuerung sind wir von einer so rauchlosen Verbrennung, wie man sie erwarten muß, noch sehr weit entfernt. Wir haben mit der Verbrennung verschiedentlich auf unseren Dieselmotorschiffen Schwierigkeiten gehabt. Sobald das Öl gewechselt wurde, hatten wir keine gute Verbrennung mehr. Besonders bei den ostasiatischen Ölen war eine vollkommene Verbrennung fast ausgeschlossen. Die Verbrennung war in einem Falle so schlecht, daß andere Zerstäuberdüsen für diesen Brennstoff eingeführt werden mußten. Meine Herren, das ist natürlich für ein Seeschiff ein unhaltbarer Zustand. Wir müssen eine Einrichtung haben, die jeden Brennstoff zerstäuben kann. Wir haben seinerzeit bei dem Lieferanten des Brennstoffes Vorstellungen erhoben und erhielten den Rat, bei unseren Dieselmotoren Einrichtungen für die Vorwärmung des Treiböls einzubauen. Bei dem letzten Schiffe haben wir dies getan und so den Verbrennungsvorgang von außerhalb beeinflusst, indem wir den Brennstoff je nach der Art desselben mehr oder weniger hoch vorwärmten. Das hat auch insofern Besserung gebracht, als wir bei dem letzten Schiff ohne die besondere Einrichtung der Zerstäuberdüsen ausgekommen sind. Wir haben auch die schwierigen Brennstoffe restlos verbrennen können.

Was das Feuergewölbe anbelangt, von dem Herr Dr. Aufhäuser gesprochen hat, so haben wir dies auf unseren Schiffen gar nicht. Wir haben es früher gehabt, sind aber dann davon abgekommen, weil das Zündgewölbe in die Feuerungsanlage des Kessels hineingebaut werden mußte. Wir verloren natürlich dabei einen Teil der Heizfläche, den wir sehr ungern entbehrten.

Wir sind dann nach und nach dazu übergegangen, das Mauerwerk restlos, wie ich dies auch früher schon ausgeführt habe, aus dem Kessel zu entfernen. Hierbei haben wir auch, wie es fast immer in der Technik nötig ist, einen Kompromiß schließen müssen zwischen einer vollkommenen und einer weniger guten Verbrennung, aber unter Schonung der Kessel. Es ist natürlich nicht gerade sehr angenehm, daß wir nun in den Ölfeuerungsanlagen Flug- oder Ölkoks, Asphalt usw. liegen haben. Herr Dr. Aufhäuser behauptet zwar, Asphalt verbrenne ebensogut wie Öl, aber ich weiß nicht, ob ich ihm darin so ohne weiteres zustimmen kann. Wir haben jedenfalls, selbst als wir die Feuerung noch ausmauerten, große Schichten von Asphalt in den Feuerungen liegen gehabt, die nicht verbrannt, sondern glashart waren. Also so einfach ist die Verbrennung des Asphalts nicht.

Dem, was Herr Marineoberbaurat Schulz von der Druckzerstäubung gesagt hat, möchte ich vollkommen beipflichten. Wenn mit dem Zerstäuberdruk für das betreffende Öl von etwa 9 kg auf 7 kg heruntergegangen wird, dann haben wir eben keine gute Zerstäubung und auch keine gute Verbrennung mehr. Wir müssen für ein bestimmtes Öl eine ganz bestimmte Vorwärmung und auch einen ganz bestimmten Druck haben, und das stimmt also nicht so recht, was Herr Dr. Aufhäuser aus seinen theoretischen Erwägungen heraus gesagt hat.

Ich glaube, es ist auf diesem Gebiete noch sehr viel Forschungsarbeit zu leisten, bis wir tatsächlich sowohl beim Dieselmotor wie auch bei den Ölfeuerungsanlagen so weit sind, daß wir vollkommene Verbrennung haben und besonders bei ölgefeuerten Kesseln nicht am Ende einer 10-tägigen Reise genötigt sind, Tausende von Mark auszugeben, um die Ölfeuerungsanlage wieder in den Zustand zu versetzen, der für eine gute Wärmetransmission erforderlich ist. (Lebhafter Beifall.)

Herr Direktor Dr. phil. Bauer, Hamburg:

Ich möchte nur eine kurze Anfrage an den Herrn Vortragenden richten, nämlich die, ob es ihm auf Grund seiner Untersuchungen über die Verbrennungsvorgänge möglich ist, Angaben darüber zu machen, welche Zeit notwendig ist, um eine Verbrennung, wie sie für Dieselmotore in Frage kommt, durchzuführen. Wenn man z. B. einen Viertakt Dieselmotor mit 1200 Umdrehungen laufen lassen würde, so würden 600 Verbrennungen in der Minute oder 10 in der Sekunde vorkommen. Kann man derartiges beliebig weit treiben, ohne befürchten zu müssen, daß die Verbrennung mangels Zeit nicht mehr zustande kommen kann?

Herr Dr. phil. Aufhäuser, Hamburg (Schlußwort):

Zu den Ausführungen von Herrn Marineoberbaurat Schulz möchte ich folgendes bemerken:

Beim Schwefelgehalt der Heiz- und Treiböle muß man unterscheiden zwischen dem Verhalten des Schwefels während und nach der Verbrennung. Es ist selbstverständlich, daß ein schwefelsäurehaltiges Gas die Feuerzüge und den Schornstein zerfrißt, sobald sich seine Temperatur so weit erniedrigt, daß Wasser sich kondensiert. Für die Verbrennung selbst ist wesentlich nur, daß der Schwefel tatsächlich vollkommen verbrennt, und das ist der Fall; denn schwefelhaltige Brennstoffe sind in keinem Fall schwerer verbrennlich als andere.

Bei der Zerstäubung sollen meine Ausführungen keine allgemeine Kritik sein, ich habe lediglich vor einer Überschätzung des Wertes der Zerstäubung gewarnt. Zu der Zeit, als der Dieselmotor entstand, dachte man nämlich, daß für eine motorische Verbrennung die möglichst feine Verteilung des Brennstoffes, also Zerstäubung, die wichtigste und sogar einzige Voraussetzung sei. Von diesem Irrtum ist man erst abgekommen, als Rieppel die ersten Versuche mit Steinkohlenteeröl im Dieselmotor ausführte, wobei es sich zeigte, daß die Zerstäubung allein noch lange keine Verbrennung ermöglicht.

Notwendig ist die Zerstäubung für die Ölfeuerung ebenso wie für den Dieselmotor. Aber beim Dieselmotor ist sie tatsächlich überschätzt worden; denn sonst wäre der Übergang zum kompressorlosen Motor niemals möglich gewesen. Es steht unzweifelhaft fest, daß beim kompressorlosen Motor die Zerstäubung niemals so gut sein kann, wie beim Motor mit Kompressor.

Steinkohlenteeröl und Braunkohlenteeröl lassen sich nicht mit einander vergleichen. Das Braunkohlenteeröl steht chemisch dem Erdöl näher und ist deshalb für den Dieselmotor ungleich besser geeignet wie das Steinkohlenteeröl. Es steht dem Petroleumgasöl an Heizwert nur wenig nach und ist ihm als Zündöl sogar überlegen.

Beim Steinkohlenteeröl muß der Unterschied zwischen Heizöl und Treiböl besonders betont und die Bedingungen für das Treiböl müssen verschärft werden. Während nämlich bei den Petroleumprodukten die Schwerverbrennlichkeit erst mit 350° Siedepunkt beginnt, setzt sie bei Steinkohlenteerprodukten bereits bei 300° ein. Infolgedessen ist die Brauchbarkeit des Steinkohlenteeröls für Dieselmotoren weitgehend abhängig von der Siedekurve.

Für Heizöle aus Steinkohlenteer bestehen keine solche Beschränkungen, es lassen sich sogar dünnflüssige Rohteere verwenden. Für Dieselmotore im allgemeinen und an Bord von Schiffen im besonderen müssen jedoch besonders scharfe Anforderungen gestellt werden. Man kann sagen, daß das beste Treiböl für einen Motor an Land für einen Schiffsmotor gerade gut genug ist.

Zu den Ausführungen von Herrn Direktor Goos möchte ich bemerken, daß ich in bezug auf den Asphaltgehalt der Erdölprodukte scheinbar mißverstanden worden bin. Ich habe nicht gesagt, daß der Asphalt besonders leicht verbrennt, wohl aber habe ich in einer früheren Unterhaltung mit Herrn Goos bemerkt, daß der Asphalt nicht die Ursache der Rauchbildung in Ölfeuerungen ist. Der Asphalt ist derjenige Teil des Heizöles, der am schwersten verbrennt. Er läßt sich daher mit der Verbrennung Zeit bis zuletzt, wenn alles andere weggebrannt ist, und dann zersetzt er sich, aber durchaus nicht in Form einer Rauchbildung. Er spaltet leichte Teile ab, die sehr gut verbrennen und hinterläßt einen Ölkoks, gibt also insofern zur Rauchbildung keinen Anlaß.

Ob der Asphalt in der Ölfeuerung vollständig verbrennt, hängt von seiner Menge und von dem Wirkungsgrad der Ölfeuerung ab. Im Grunde genommen ist die Ölfeuerung eine in die Länge gezogene Gasfeuerung, und sie hat, verbrennungstechnisch gesprochen, nur solange Wirksamkeit, als sie eben als Gasfeuerung arbeitet. Wenn der Brennstoff Seitensprünge macht, d. h. aus dem Strahl herauspringt, so verläßt er die Gasfeuerung und kann überhaupt nicht mehr verbrennen. Ebenso kann er nicht mehr verbrennen, wenn er das Ende der Gaszone erreicht hat und doch noch unvollkommen verbrannte Teile enthält. Das kann vorkommen bei hochasphaltigen Ölen, und dann bildet sich Ölkoks. Das gleiche tritt ein, wenn Teile des asphaltigen Öles seitlich herausgeschleudert werden und auf die Wandungen treffen.

Ich glaube Herrn Goos auch dahin verstanden zu haben, daß er die Rauchentwicklung als ein außergewöhnliches Merkmal der Ölfeuerung betrachtet. Das ist aber durchaus nicht der Fall; denn ein Brennstoff, der, wie das Heizöl, spezifisch aus Kohlenwasserstoffen besteht, neigt unbedingt zur Rauchbildung. Diese tritt in einer Ölfeuerung leichter und schneller ein, wie in einer Kohlenfeuerung, kann aber viel schneller auch wieder verschwinden. Gerade die besten Heizöle neigen zur Rauchbildung, weil sie ein ungemein fettes Gas darstellen, so daß die stufenweise Verbrennung von Wasserstoff und Kohlenstoff leicht ausartet in eine stufenweise Zersetzung und damit in Rauchbildung.

Ein wirklicher Luftmangel kommt als Ursache der Rauchbildung nicht in Betracht, denn alle unsere technischen Feuerungen arbeiten mit Luftüberschuß. Es handelt sich vielmehr darum, daß jedem Brennstoffteilchen sein Luftquantum zur rechten Zeit und am rechten Ort zugeführt wird, und das ist eine Aufgabe, die vollkommen überhaupt nicht zu lösen ist. Infolgedessen werden immer bestimmte Teilchen in der Verbrennung benachteiligt. Kommen dazu noch Schwankungen oder Herabsetzung der Temperatur, so muß Rauchbildung oder Rußbildung auftreten.

Herr Direktor Goos hat in diesem Zusammenhang auch, wenn ich recht verstanden habe, die ostasiatischen Heizöle von Borneo erwähnt. Mit diesen Heizölen hat man auf deutschen Schiffen manchmal schlechte Erfahrungen gemacht, aber nur deshalb, weil sie zu gut sind. Die Ölfeuerung ist mit diesen Ölen, bildlich gesprochen, „durchgegangen“.

Das Erdölvorkommen von Borneo ist nämlich eines der besten der ganzen Welt. Das Rohöl ist ausgezeichnet durch einen sehr hohen Benzingeht und sehr günstige Zusammensetzung. Infolgedessen hat sich für das Borneo-Rohöl die Grenze zwischen Heizöl und Treiböl verschoben, das Heizöl ist so gut, daß es den schweren Sorten von Gasöl gleichkommt. Wenn nun ein Schiff, das bisher mit dem allgemein üblichen dicken und schweren Heizöl gefahren ist, plötzlich Borneo-Heizöl bekommt, so geht die Feuerung durch, wenn der Grad der Vorwärmung nicht herabgesetzt wird. Geschieht dies nicht, so verdampft das

Öl beim Austritt aus der Düse impulsiv und gibt Verpuffungen bei der Verbrennung. (Herr Direktor Goos: Ich habe nur von Dieselmotoren gesprochen.)

Zur Rauchentwicklung von Dieselmotoren möchte ich auf meinen Vortrag selbst verweisen, in welchem ich dargelegt habe, daß eine vollkommene Verbrennung im Motor nicht möglich ist, weil eben die Zeit fehlt und die Kontinuität der Temperatur. Infolgedessen bildet sich nicht nur Rauch, sondern auch Flugkoks, der dem Rauch aufs feinste beigemischt ist. Diese unvollkommen verbrannten Teile gehen mit dem Auspuff weg und treten deshalb nicht so unangenehm in die Erscheinung wie jene, die sich als Abscheidungen auf dem Kolbenboden zeigen.

Endlich möchte ich noch auf die Anfrage von Herrn Direktor Dr. Bauer über die wahre Geschwindigkeit der Verbrennung folgendes erwidern:

Die wahre Geschwindigkeit der Verbrennung ist nicht bekannt, da aber die Verbrennung eine reine Gasreaktion ist, so wird sie denselben hohen Grad von Geschwindigkeit aufweisen, der alle gasförmigen Reaktionen auszeichnet.

Die genaue Kenntnis dieser Geschwindigkeit hat praktisch keinen unmittelbaren Wert, weil sie um vielfaches größer ist als die Höchstgeschwindigkeit, die für die Bewegung des Kolbens oder von mechanischen Getrieben ganz allgemein überhaupt erreichbar ist.

Die ganze Frage ist ungefähr die gleiche, wie die schon viel ältere Frage nach der Höchstgeschwindigkeit der Lokomotive. Die letztere ist nämlich noch lange nicht ausgenützt, wenn man die Strömungsgeschwindigkeit des Dampfes zugrunde legt, sie ist aber sehr deutlich begrenzt dadurch, daß der Kolben- und Kurbelmechanismus die Überschreitung einer gewissen Geschwindigkeit nicht mitmachen und nicht vertragen kann.

Dieselbe Überlegung gilt für den Dieselmotor. Auch hier sind die Gasgeschwindigkeiten bzw. Verbrennungsgeschwindigkeiten außerordentlich groß. Ihre Ausnutzung aber ist praktisch begrenzt durch die hin- und hergehende Bewegung des Kolbens, deren Geschwindigkeit zwar sehr groß, dessenungeachtet aber sehr deutlich begrenzt ist.

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

Meine Herren! Herr Dr. Aufhäuser hat uns in seinem Vortrage klargemacht, daß sich die Verbrennung der Heizöle in den offenen Feuerungen viel einfacher und vollkommener vollzieht, als die der Treiböle in den Dieselmotoren. Es ist daher nötig, daß die Technik mehr als bisher mit der Chemie zusammenarbeitet, wenn hierin weitere Fortschritte erzielt werden sollen. Für diese uns übermittelte Kenntnis gestatte ich mir, dem Herrn Vortragenden den wärmsten Dank der Versammlung auszusprechen.

---

## VIII. Die praktische Durchführung der Normung im Werftbetriebe.

Von Dr.-Ing. Immich, Wilhelmshaven.

### I. Einleitung.

Vor mehr als 20 Jahren hat Dr. Neuhaus in einem Aufsatz: „Der Einfluß des technischen Bureaus auf die Fabrikation“, der sich im Jahrgang 1904, S. 1221 ff. der Z. d. V. d. I. findet, die wesentlichen Gedanken über die Normungsarbeit dargelegt, die für diese Arbeit noch heute maßgebend sind. Entsprechend der allgemeinen technischen Einstellung der folgenden Jahre, die in den Verhandlungen wissenschaftlicher Gesellschaften und in den Zeitschriften die technisch-wissenschaftlichen und konstruktiven Probleme gegenüber den Fragen der Fertigung und des Werkstattbetriebes bevorzugte, findet die Normung in den Tagungen unserer Gesellschaft erstmalig Erwähnung im Frühjahr 1919 mit dem Vortrag von Ob.-Ing. Sütterlin über: „Normung, Staffelung und Aussonderung im Schiffbau“. Mit diesem Vortrag wird das neue Arbeitsgebiet den Fachgenossen offiziell vorgestellt. Er enthält demnach eine kurze geschichtliche Zusammenfassung, Schilderung der Vorzüge der Normung und eine eingehende Beschreibung der bis 1919 vom H.N.A. geleisteten Normungsarbeit. Im Herbst 1920 hat Direktor Regenbogen vorgetragen über: „Die wirtschaftliche Bedeutung der Normung im Schiffbau“, wobei er die geldlichen Ersparnisse nachwies, die bei der Verwendung von Normenteilen gemacht werden und diesen Nachweis durch eine große Reihe von Beispielen bekräftigte.

Anknüpfend an diese Vorträge und sie ergänzend, sollen die nachfolgenden Ausführungen darlegen, welche Maßnahmen zu treffen sind, um die Normen in den Werftbetrieb einzuführen, ihre Anwendung zu überwachen und den wirtschaftlichen Erfolg ihrer Verwendung sicherzustellen. Sie gründen sich auf mehrjährige praktische Erfahrung, die bei der Durchführung der Normung auf zwei großen Werften gemacht wurden, auf den Gedankenaustausch mit erfahrenen Fachgenossen und das Studium der einschlägigen Literatur.

Der Verfasser hat nicht den Vorzug gehabt, bisher in einem der Normenausschüsse tätig zu sein, alle Fragen sind daher vom Standpunkt des in der Praxis stehenden Normeningenieurs aus angefaßt und beleuchtet.

Die Erörterungen beschränken sich absichtlich auf den Werftbetrieb, sie gelten aber in den maßgebenden Gedanken ebenso für reine Maschinenfabriken, Eisen- und Brückenbauanstalten usw. Die klarste Darstellung ergab sich aus

der Annahme, daß die Normung auf einer Werft vollkommen neu einzuführen sei. Für Betriebe, die schon mehr oder weniger mit Normen arbeiten, ergeben sich die Anschlußpunkte von selbst.

Die Vereinheitlichung ist eng verknüpft mit Fragen der Organisation. Kein Gebiet ist lebhafter umstritten als dieses, weil es sich nicht um leblose Gebilde, sondern um die Zusammenarbeit von Menschen handelt mit all ihren Verschiedenheiten in Können, Grundsätzen und Erfahrung. Es möge deshalb ausdrücklich betont werden, daß nur das Ziel klar erkannt und unbeirrbar angesteuert werden muß. Von den Wegen, die zu ihm führen, ist einer aufgezeigt, dem praktischer Erfolg nicht versagt blieb. Auf anderem Boden können andere Wege ebenso oder besser gangbar sein.

## II. Ziel und Bedeutung der Einführung der Normung.

Das Ziel der Vereinheitlichung ist die Erhöhung der Wirtschaftlichkeit des Unternehmens; die Wirtschaftlichkeit bestimmt gleichzeitig die Grenze, bis zu der man in der Durchführung gehen kann. Erreicht wird dieses Ziel in erster Linie dadurch, daß Stücke, die bisher einzeln hergestellt wurden, „so in durchdachte Reihen von Teilen gebracht werden, daß ihre fabrikationsmäßige Herstellung möglich wird“ (Neuhaus). Dieser Übergang zu großen wirtschaftlichen Stückzahlen vollzieht sich nicht allein in der einzelnen Werft, sondern auch dadurch, daß mehrere Werften einem Lieferwerk Bestellungen auf jeweils gleichartige Stücke erteilen, wodurch dieses wieder mit großen Herstellungsmengen arbeiten kann. Hieraus folgt eine Verbilligung der Erzeugnisse, Verminderung des Roh- und Fertiglagers, damit Verminderung des festgelegten Kapitals, Abkürzung der Lieferzeiten und Beschleunigung des Umsatzes, schließlich eine Steigerung der Ausführungsgüte. Die Normung steigert die Wirtschaftlichkeit weiter dadurch, daß sie Ordnung schafft, immer wieder auftretende Fragen endgültig regelt, die Arbeitsfreude hebt, die wertvollen Kräfte des Unternehmens von Kleinarbeit entlastet und für nutzbringende Arbeit frei macht.

Der Entschluß zur Vereinheitlichung bedeutet also eine völlige innere Umstellung, es ist nicht damit getan, daß eine Normenstelle als Anhängsel irgend-eines Büros ihr Dasein fristet, daß man ein paar Normenblätter kauft und es dann Büros und Werkstätten überläßt, ob sie danach arbeiten wollen oder nicht. Mit der Normung muß vielmehr ein völlig neuer Geist einziehen, an die Stelle des Nebeneinanderarbeitens muß die Gemeinschaftsarbeit treten. Es ist Vorbedingung für das Gelingen, daß diese Umstellung in ihrer Notwendigkeit von der Leitung erkannt, innerlich mitgemacht und bei jeder Gelegenheit in alle Zweige des Unternehmens hineingetragen wird. Diese Umstellung ist schwer, sie bedeutet für viele die Abkehr von jahrelangen Gepflogenheiten und den Verzicht auf Sonderwünsche. Deshalb muß ihr durch weitgehende geschickte Aufklärung über Zweck und Wert der Normung der Boden bereitet werden. Diese Aufklärung wird dann auch fast immer von Erfolg begleitet sein, in den wenigen Ausnahmefällen hilft allerdings nur energisches Durchgreifen.

In der Durchführung der Normung ist jede Werft angewiesen, auf die verständnisvolle Mitarbeit ihrer Kunden, also der Reedereien in der Hauptsache und anderer Stellen, die Vorschriften über Bau und Ausrüstung erlassen haben, wie Germ. Lloyd, Seeberufsgenossenschaft usw. Sie haben bewiesen, daß sie den wirtschaftlichen Nutzen und die Zweckmäßigkeit der Normung anerkennen durch ihre Mitarbeit in den Normenausschüssen und durch die Äußerungen ihrer Vertreter gelegentlich der früheren Vorträge. Aber auch hier ist die Durchführung schwer. Noch immer finden sich Bauvorschriften mit dem Satz: „Nach H.N.A., aber im Maß  $x$  um 5 mm stärker“, finden sich Baubeaufichtigende, die alte Sonderwünsche berücksichtigt sehen möchten. In dieser Hinsicht können die Reedereien den Werften die Arbeit sehr erleichtern, wenn die Normen tatsächlich als beiderseits verbindliche Bauunterlage allgemein anerkannt werden. Genügt eine bestimmte Norm den Anforderungen nicht, so beantrage man beim H.N.A. ihre Änderung oder die Ausgabe einer Sondernorm. Es widerspricht aber dem Sinn der Normung, wenn man versuchen wollte, solche Wünsche an einer einzelnen Ausführungsstelle durchzusetzen.

Ich beschränke mich auf diesen Hinweis, um zu betonen, welche Bedeutung für die Einführung der Normen die Gemeinschaftsarbeit zwischen Werften, Reedereien und Überwachungsbehörden besitzt.

### III. Die Normenabteilung.

#### 1. Stellung im Werk.

Die erste praktische Maßnahme, die zu treffen ist, um die Normung einzuführen, ist die Schaffung einer Normenstelle, die je nach der Größe des Betriebes das Ausmaß einer besonderen Abteilung oder eines kleineren Büros haben wird. Auf jeden Fall ist es notwendig, die Normenabteilung gleichwertig neben Konstruktion und Fabrikation einzugliedern und sie der Werksleitung unmittelbar zu unterstellen. Hierdurch wird der Wert ihrer Arbeit für das Unternehmen auch äußerlich dargetan, der Normenstelle wird die nötige Unabhängigkeit und Entwicklungsmöglichkeit gesichert und ihren Anordnungen die erforderliche Schlagkraft gegen etwa Widerstrebende verliehen.

Keinesfalls ist es ratsam, mehrere Normenstellen, etwa für Schiffbau und Maschinenbau getrennt, einzurichten. Für große Werftbetriebe, die neben dem eigentlichen Schiffbau, Motorenbau, Lokomotivbau, Landkesselbau usw. betreiben, ist es besonders wichtig und fruchtbringend, durch eine einheitliche Normenabteilung eine Zusammenfassung zu erzwingen und die vielerorts verwendeten gleichartigen Normenteile in großen wirtschaftlichen Stückzahlen selbst herzustellen oder von außerhalb zu beziehen. Ferner wird hierdurch ein wertvoller Erfahrungsaustausch sichergestellt zwischen Abteilungen, die andernfalls selten oder gar nicht miteinander in Berührung kommen. Ob man zur Vereinfachung des Geschäftsganges den einzelnen Abteilungen Verbindungsleute beordnet, die diese mit Rat und Auskunft unterstützen, hängt von der Größe und Organisation des Betriebes ab.

## 2. Die personelle Besetzung.

Es wird im allgemeinen nicht leicht sein, für die Leitung der Normenabteilung einen geeigneten Mann zu finden. In fachlicher Hinsicht muß er konstruktive Erfahrung mit guter Werkstattpraxis, Verständnis für fabrikatorische Fragen und eingehender Materialkenntnis verbinden. An allgemeinen Eigenschaften sind zu fordern: Bestimmtes, aber verbindliches Auftreten, Takt, Ausdauer, Entschlußfähigkeit und Überzeugungsgabe. Es ist einleuchtend, wenn ein Ingenieur dieser Qualität unter die Oberbeamten des Werks eingereiht wird. Es darf dabei nicht vergessen werden, daß, mindestens für die ersten Jahre, der Erfolg der Normung wesentlich von der Person des Leiters der Abteilung abhängt. Meyenberg<sup>1)</sup> schlägt vor, dem Leiter der Normenabteilung gleichzeitig auch das Prüfwesen zu unterstellen. Er kommt so zu der Vierteilung: Konstruktion, Fertigungsvorbereitung- und -verfolgung, Betrieb, Prüfung und Normung.

Wählt man den Normeningenieur aus den Reihen der eigenen langjährigen Beamten, so hat man den Vorteil, dessen genaue Kenntnis von den Werftverhältnissen und von der Einstellung der einzelnen Stellen zur Normung auszunutzen. Zu bedenken ist aber, daß ein solcher Beamter sich schwerer von den überkommenen Anschauungen freimachen wird als ein neu eintretender.

Das Normenbureau besteht zweckmäßig aus einer Reihe älterer erfahrener Konstrukteure verschiedener Fachrichtung, sauberen Zeichnern und einigen aus der Werkstatt hervorgegangenen Hilfskräften, deren Handwerkserfahrung aus der Gießerei, Schmiede und mechanischen Bearbeitung wertvoll ist. Auch hierfür wähle man nur gute Kräfte, nicht Leute, die von anderen Abteilungen nur zu gern „freiwillig“ abgegeben werden.

Jedem Herrn teile man ein bestimmtes Arbeitsgebiet zu.

Es ist sehr empfehlenswert, einzelne Konstrukteure, namentlich solche, die man weiter ausbilden will, vorübergehend dem Normenbureau zur Mitarbeit zu überweisen. Hierdurch wird das Verständnis für das Wesen der Normung schnell und wirkungsvoll verbreitet.

Von allen Angehörigen der Normenabteilung ist Freude an der zu leistenden Kleinarbeit, große Gewissenhaftigkeit und Sorgfalt zu fordern, da sich jeder Fehler durch die Verwendung der Normenteile an den verschiedensten Stellen besonders ungünstig auswirkt.

Im übrigen möchte ich die Worte von Regenbogen wiederholen und unterstreichen, daß man es möglichst vermeiden soll, den mit der Normung beschäftigten Herren die Liebe zu ihrer schwierigen Arbeit zu vermindern.

## IV. Die Aufgaben der Normenabteilung.

Die Aufgaben der Normenabteilung gliedern sich in 2 Gruppen, welche einerseits die Aufstellung, Verbreitung und Instandhaltung des Normenwerks sowie die Überwachung seiner Anwendung, andererseits die Sorge für Herstellung, Beschaffung und Lagerhaltung von Normenteilen umfassen.

<sup>1)</sup> „Die Einordnung des Normenbureaus in die Organisation einer Maschinenfabrik.“ Berlin: Julius Springer 1924.



Für die Durchführung dieser Aufgaben ist ein Arbeitsplan aufzustellen, der die Reihenfolge der Arbeiten und vor allem die Zeitpunkte festlegt, von denen an die Normen in den einzelnen Abteilungen zur Anwendung kommen sollen. Für die Wahl dieser Zeiten werden Auftragsbestand, Lagermenge und das störungsfreie Inganghalten der Fabrikation in erster Linie maßgebend sein. Im allgemeinen kann man für die Durchführung der Normung 1—2 Jahre in Ansatz bringen, je nach Größe des Betriebes, wobei zu beachten bleibt, daß sich der Nutzen schon eher bemerkbar macht und im Laufe der Zeit stetig zunimmt. Die Übergangszeit, in der genormte und nichtgenormte Teile nebeneinander laufen, ist unangenehm und erfordert erhöhte Aufmerksamkeit, um Störungen zu vermeiden.

### 1. Die Aufstellung des Normenwerks.

Um zunächst einen Überblick zu bekommen, welchen Umfang das Normenwerk haben wird, und auf welche Gebiete es sich erstreckt, ist es nützlich, die Frage zu beantworten: „Was ist eine Norm?“ Schlesinger hat dafür folgende Erklärung gegeben: „Normen sind Vorschriften oder Feststellungen dessen, was sich auf Grund umfassender Erfahrungen und sorgfältiger Überlegungen, bei denen konstruktive, fertigungs-technische und wirtschaftliche Fragen gleich starke Bedeutung haben, als brauchbar, gut, ja maßgebend erwiesen hat.“ Nach dieser umfassenden Festlegung erstreckt sich die ordnende Hand der Normung also nicht nur auf die Maßfestsetzung von Schrauben, Muttern, Splinten usw., sondern sie umfaßt auch die Beziehungen der einzelnen Glieder der Werft zueinander, und wir können das Normenwerk einteilen in:

- a) gestaltende Normen,
- b) organisatorische Normen.

#### a) Gestaltende Normen.

Für den Aufbau der gestaltenden Normen findet die Normenabteilung wohl auf jeder Werft gewisse Ansätze vor in Form von Werksnormenblättern oder -büchern. In ihnen liegt manche nützliche Erfahrung verkörpert, und es gilt, diese Erfahrungswerte bei der Neuaufstellung zu erhalten. Die wertvollste und umfangreichste Vorarbeit findet sich aber in den Normenblättern des H.N.A. und N.D.I. Was mit der Aufstellung dieser Normenblätter von den Ausschüssen und einzelnen Bearbeitern geleistet worden ist, verdient die Anerkennung und den Dank aller Fachgenossen. Er sei deshalb auch hier erneut zum Ausdruck gebracht.

Es ist aber von den Normenausschüssen immer wieder zum Ausdruck gebracht worden, daß ihre Normen eben nur Vorarbeiten sind und daß sie die einzelne Werft nicht von eigener Normungsarbeit befreien können und sollen. Es ist wichtig, hierauf hinzuweisen, weil die Neigung besteht, die Arbeit der Normenabteilung in dieser Richtung zu unterschätzen.

Um nun aus den vorhandenen Unterlagen das auf den eigenen Bedarf zugeschnittene Normenwerk aufzubauen, sind im wesentlichen folgende Arbeiten durchzuführen:

- α) Ausgleich zwischen H.N.A.- und D.I.N.-Normen,
- β) Normenaussonderung,
- γ) Festlegung der Normenteilbezeichnung,
- δ) Festlegung des Werkstoffes.

α) **Ausgleich zwischen H.N.A.- und D.I.N.-Normen.** Die Normenwerke des H.N.A. und N.D.I. sind bislang noch nicht völlig gegeneinander abgestimmt, und es ergeben sich daraus für die Praxis leider nicht unerhebliche Schwierigkeiten. Diese Tatsache ist in der Entwicklung begründet. Der H.N.A. hatte im Vergleich zum N.D.I. die Belange eines wesentlich kleineren Kreises zu berücksichtigen. Er konnte deshalb schneller vorgehen und mußte dies, wenn anders seine Normen zum Wiederaufbau der Handelsflotte im wesentlichen fertig und verwendbar sein sollten. Inzwischen hat der N.D.I. seine Arbeiten auf vielen Gebieten, die auch den Schiffbau berühren, zum Abschluß gebracht. Ohne die D.I.N.-Normen kommt heute keine Werft mehr aus, da sie die vollständigeren sind und die meisten Werften außer dem eigentlichen Schiffbau andere Zweige des Maschinenbaues betreiben. Diesen Tatsachen hat der H.N.A. erfreulicherweise dadurch Rechnung getragen, daß er beschlossen hat, die D.I.N.-Normen, soweit wie irgend möglich, zu übernehmen. Hieran sei die dringende Bitte geknüpft, der H.N.A. möge diesen Beschluß sobald wie irgend möglich zur Durchführung bringen, denn der praktisch tätige Normen-Ingenieur muß einen Ausgleich zwischen H.N.A.- und D.I.N.-Normen haben; es würde dem Wesen der Normung widersprechen, wenn z. B. Schrauben gleichen Durchmessers und gleicher Länge einmal in H.N.A.- und einmal in D.I.N.-Ausführung nebeneinander vorhanden wären. Es muß deshalb im Interesse der wertvollen geleisteten Normenarbeit mit Nachdruck darauf hingewiesen werden, daß der H.N.A. Gefahr läuft, die Führung in der Fachnormung aus der Hand zu verlieren, wenn diese Umstellung seiner Normen nicht unverzüglich erfolgt. Die Schwierigkeiten dieser Umstellung werden nicht verkannt, aber die Gefahr, daß jede Werft sich selbst hilft und damit eine gewisse Verwilderung in der Normung einreißt, ist viel schwerwiegender.

Für die Abweichung zwischen H.N.A.- und D.I.N.-Normen seien einige Beispiele angeführt.

1. Die Zeichnungsformate nach H.N.A. Blatt A2 vom 30. 1. 1920 und D.I.N. 823 vom Januar 1923 sind in Abb. 1 gegenübergestellt. Die D.I.N.-Formate haben an allen Stellen bereits so weitgehenden Eingang gefunden, daß die bekannten Unzuträglichkeiten beim Einheften, Ablegen und Registrieren verschieden großer Zeichnungen, Briefe usw. solange auch nach der Normung bestehen bleiben werden, bis das größere H.N.A.-Format abgebaut ist. Besonders lästig sind auch die verschiedenen Formate der Normenblätter.

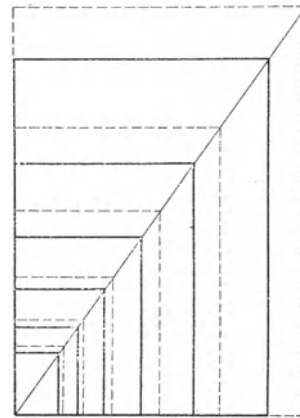


Abb. 1.

2. Gewinde. Der H.N.A. behält das  $\frac{3}{8}$ "-Gewinde an Stelle des metrischen 10-mm-Gewindes bei, gestattet aber für die Lieferungen der übrigen Industrien, namentlich der elektro-technischen, das 10-mm-Gewinde. Der für die Beibehaltung des  $\frac{3}{8}$ "-Gewindes meistens angeführte Grund der Ausbesserungsfähigkeit im Ausland ist also nicht mehr ganz stichhaltig. Auf der anderen Seite ist, wie unten dargelegt werden wird, die Beschränkung auf möglichst wenig Sorten von Normenteilen einer der Wege, um aus der Normung wirtschaftliche Vorteile zu ziehen. Bedeutet schon das Nebeneinanderbestehen von Whitworth- und metrischem Gewinde für manche Werke eine glatte Verdoppelung der Lager- und Werkzeughaltung, so ist jede weitere Vermehrung unerwünscht und deshalb der Ersatz des  $\frac{3}{8}$ "-Gewindes durch das 10-mm-Gewinde aus wirtschaftlichen Gründen zu fordern.

Auch hinsichtlich der Gewindeform besteht zwischen den beiden Normenwerken keine völlige Übereinstimmung. Auf sie wird man aber, so bedauerlich dies für die Praxis ist, so lange verzichten müssen, bis die heute noch in vollem Fluß befindliche Gewindefrage einmal endgültig geklärt sein wird.

3. Bei einer Reihe von Schrauben und Splinten finden sich in einzelnen Maßen Abweichungen zwischen H.N.A.- und D.I.N.-Blättern. Wenn diese Abweichungen auch für den Verbraucher bedeutungslos sind, so zwingen sie den Hersteller entweder zu gesonderter Fertigung oder nicht normengerechter Lieferung. Ersteres ist unwirtschaftlich, letzteres sollte auf jeden Fall im Hinblick auf Austauschbarkeit vermieden werden.

Diese Beispiele, die keinen Anspruch auf Vollständigkeit machen, legen den Vorschlag nahe, der H.N.A. möge seine Sonderstellung in diesen abweichenden Normen aufgeben, eingedenk des Wortes von Regenbogen, daß normen „verzichten“ heißt. Die praktische Durchführung würde sich vielleicht so regeln lassen, daß der H.N.A. seine selbständig ausgearbeiteten Blätter dem N.D.I. zur Prüfung vorlegt, ähnlich wie dies z. B. seitens des Reichsverbandes der Automobilindustrie mit den Kraftfahrbaunormen geschieht. Die Aufstellung der Schiffbaunormen steht als geschichtliche Leistung des H.N.A. so unverrückbar fest, daß er dieses Zugeständnis ruhigen Herzens machen könnte.

β) Normenaussonderung. Die Normenwerke des H.N.A. und N.D.I. sind für den ganzen Bereich der betr. Industrien aufgestellt; für den Großdieselmotor wie für die Triebturbine, für den Fahrgastschnelldampfer ebenso wie für den Hafenschlepper müssen die entsprechenden Größen in ihnen enthalten sein. So sind vom H.N.A. nach dem Stande vom Juni 1925 rd. 850, vom N.D.I. in den Gruppen Grundnormen, Werkstoffe und Maschinenteile nach dem Stande vom April 1925 rd. 450 bezugsfertige Normenblätter ausgegeben. Wollte man alle diese Normenblätter dem einzelnen Konstrukteur als Normenbuch übergeben, so entstehen nicht nur erhebliche Kosten, diese Ausgabe wird auch nutzlos, weil der betreffende Bearbeiter sich nicht durch dieses Normenbuch hindurchfindet. Es ist also Aufgabe der Normenabteilung, je nach den Erfordernissen der Fabrikationsgebiete auf der Werft für deren Normenwerk eine Aussonderung vorzunehmen.

Hierzu gehört in erster Linie, soweit austauschbare Fertigung in Frage kommt, die Festlegung des Passungssystems, ob Einheitswelle oder Einheitsbohrung. Als allgemeines Ergebnis der Erfahrungen der letzten Jahre kann man wohl aussprechen, daß für die Fabrikationszweige der Werften die Einheitsbohrung das geeignete Passungssystem ist. Ferner ist zu entscheiden, ob bzw. innerhalb welcher Durchmesserbereiche metrisches oder Whitworth-Gewinde, bei diesen wieder, ob es mit oder ohne Spitzenspiel zur Anwendung kommen soll usw. Da, wie erwähnt, in der Gewindefrage bis heute eine endgültige Klärung nicht erreicht ist, wird man zweckmäßig schon mit Rücksicht auf die Werkzeughaltung an der jeweils bisher am meisten verwendeten Gewindeform festhalten.

Auf diese Weise werden einzelne Normenblätter oder Reihen von Normenblättern für das eigene Normenwerk ganz ausgeschieden. Auf den übrigen werden die Sorten, die möglichst nicht verwendet werden sollen, eingeklammert. Bei den zu verwendenden Sorten werden die Größen gekennzeichnet, die ständig auf Lager gehalten werden. Hierfür hat sich ein kleines schwarzes Dreieck in der linken oberen Ecke des betreffenden Feldes praktisch gut bewährt (Abb. 2). Auf die Zusammenarbeit der Normenabteilung mit der Lagerverwaltung wird später näher eingegangen.

In der Normenaussonderung ist man für den Anfang ziemlich auf einen glücklichen Griff angewiesen. Einen wertvollen Anhalt gibt der Verbrauch der einzelnen Teile etwa im letzten Jahr und bei Reihenfertigung die Durchsicht der Stücklisten. Es ist zweckmäßig, die Aussonderung zunächst möglichst weit zu treiben, die Abhängigkeit vieler Normenblätter voneinander darf dabei nicht aus dem Auge verloren werden. Später gibt die Normenteilstatistik (siehe unten) wertvolle Fingerzeige. Es wird dann unter Umständen nötig sein, einige Größen freizugeben, andere dagegen fallenzulassen. Zu welchen Erfolgen die Aussonderung führen kann, beweist die der Praxis entnommene Zahlentafel 1. Die Aussonderung ist hier auch auf Gebiete ausgedehnt, die von den Normenausschüssen nicht bearbeitet worden sind und nach Lage der Dinge nicht bearbeitet werden können. Der wirtschaftliche Nutzen ist unverkennbar.

**γ) Normenteilbezeichnung.** Jedes Normenteil muß eine eindeutige, Verwechslungen ausschließende Bezeichnung erhalten. Die Bezeichnung ist gleichlautend die Zeichnungs-, Modell-, Lager-, Ersatzlistennummer usw. des Normenstückes. Der N.D.I. hat für alle Normenblätter die Bezeichnungen festgelegt und Beispiele angegeben. Der H.N.A. hat die Frage der Bezeichnung offengelassen, weil man im Anfang der Normung ihre Bedeutung noch nicht in dem Umfange erkennen konnte, den sie heute hat. Da eine wirtschaftliche Ausnutzung der Normen ohne klare Teilbezeichnung nicht möglich ist, hilft sich jede Werft selbst. Die Folge ist, daß gleiche Normenteile auf verschiedenen Werften verschieden benannt werden. Hierdurch fehlt eine einfache Verständigungsmöglichkeit beim Austausch von Normenteilen und gemeinsamen Bestellungen.

Die Frage der Bezeichnungen für die H.N.A.-Normen ist verhältnismäßig einfach zu lösen. Für die Normenstücke, die mit den D.I.N.-Normen übereinstimmen, gibt der H.N.A. schon heute, allerdings nur für auswärtige Bestellungen,

die D.I.N.-Bezeichnung an. Es ist folgerichtig und dem Wesen der Normung entsprechend, wenn diese Teile auch im inneren Verkehr mit den D.I.N.-Bezeichnungen benannt werden, schon damit Einkauf, Lager, Warenannahme nicht mit doppelten Bezeichnungen zu arbeiten haben. Damit ist für einen Teil der H.N.A.-Normen die Bezeichnung gegeben. Für einen großen weiteren Teil (Ventile, Hähne, Flanschen, Rohrverschraubungen, Lüfter, Fenster usw.) besteht die naheliegende Beziehung auf den lichten Durchmesser, und es läßt sich aus diesem als Leitzahl, der Normenblattnummer und der Teilnummer der Stückliste, leicht eine eindeutige Bezeichnung bilden. Z. B. wird der Durchgangsschlammkasten von 40 l. nach Sk. 1, Bild 1 [Abb. 3] mit 40 Sk. 1—1 bezeichnet, der zugehörige Deckel auf Sk. 5, Bild 1, Teil 5 wird mit 40 Sk. 5—5, die Stiftschrauben auf Sk. 6, Bild 3, Teil 11 [Abb. 5] dagegen mit  $\frac{5}{8} \times 100$  D.I.N. 414 bezeichnet. (Die Stiftschraube, Teil 11, entspricht übrigens nicht den D.I.N.-Normen.) Abb. 4 zeigt das Normenblatt Sk. 1, umgearbeitet zur Aufnahme der Bezeichnung. In ähnlicher Weise lassen sich für fast alle H.N.A.-Blätter Bezeichnungen bilden. Bei Normen, die nach übereinstimmendem Brauch aller Werften von auswärts bezogen werden, kann man auf die Bezeichnungen verzichten.

Da diese Festlegung der Bezeichnungen doch geleistet werden muß, ist es wirtschaftlich, sie übereinstimmend an einer Stelle auszuführen. Der H.N.A. sollte sich deshalb dieser Mühe auch heute noch unterziehen, auch wenn er sein Werk im wesentlichen als abgeschlossen betrachten will. Dann muß es aber möglichst bald geschehen, ehe die verschiedenen Werften ihre eigenen Bezeichnungen eingeführt haben. Des Dankes aller in der Praxis tätigen Normeningenieure könnte der H.N.A. sicher sein.

Sowohl die D.I.N.-Bezeichnungen als auch die hier vorgeschlagenen H.N.A.-Bezeichnungen haben gemeinsam den Nachteil, daß sie aus Zahlen und Buchstaben bestehen. Dies ist besonders störend für Werke, die mit Hollerith-Maschinen arbeiten, also auf reine Zahlenzeichen angewiesen sind. Ein besserer Vorschlag für die Bezeichnungen ist aber kaum zu machen, wir haben hier einen der vielen Kompromisse, die wir in der Technik schließen müssen.

d) **Festlegung des Werkstoffs.** Die Normenausschüsse beschränken sich bewußt auf die Maßnormung, während sie von einer bis ins einzelne gehenden Festlegung des Werkstoffs für jedes Teil absehen, um den Sondererfahrungen der Hersteller und der Entwicklung neuer Fertigungswege freie Hand zu lassen. Die einzelne Werft braucht aber genaue Anweisungen, aus welchen Werkstoffen jedes Normenteil herzustellen ist. Diese Anweisung ergibt sich zwangsläufig mit der allgemeinen Festsetzung der Bezeichnungen und Eigenschaften für die zur Verwendung kommenden Werk-, Bau- und Hilfsstoffe. Hier liegt eine der wichtigsten Aufgaben für die Normung. Die gerade auf diesem Gebiet vielfach herrschende Willkür führt zu Schwierigkeiten bei Einkauf und Lagerhaltung und Fehlschlägen in der Fabrikation. Das ganze Gebiet der Werkstoffe, Baustoffe und Hilfsstoffe ist hinsichtlich der physikalischen, chemischen und sonstigen Eigenschaften genau festzulegen, Liefer- und Abnahmebedingungen sind aufzustellen,

ungangbare Abmessungen abzustoßen, die Zahl der lagerhaltigen Stoffe ist durch Zusammenfassung ähnlicher Abmessung aufs knappste zu beschränken. Bei allen Bestellungen sind

Werkstoffgüte (Beispiel: Handelsgüte, SM 2, St 50. 11),

Werkstoffform (Beispiel: Rundstahl, Flachstahl, Grobblech),

Anlieferungszustand (Beispiel: gut durchgeschmiedet, blank gezogen, vergütet),

Verwendungszweck (Beispiel: für Feuerschweißung, für Kurbelwelle)

genau anzugeben. Unklare Bezeichnungen, wie Flußeisenblech, Schmiedestücke, Wellenmaterial sind zu vermeiden. Neue Werkstoffe sollten nur in Zusammenarbeit mit der Normenabteilung erprobt und eingeführt werden.

Die neuen D.I.N.-Normen für Stahl und Eisen bringen in dem Bereich dieses für uns wichtigsten Werkstoffes segensreiche Ordnung. Vor allem gestatten sie im Gegensatz zu der bisher üblichen SM.-Stahlbezeichnung geschmiedeten und gewalzten Stahl, Stahl für Einsatzhärtung und Vergütung usw. eindeutig zu unterscheiden. Die schnelle Einführung der Stahl- und Eisennormen ist daher trotz der unleugbaren Schwierigkeiten anzustreben. Erleichtert wird die Umstellung durch eine Gegenüberstellung der alten und neuen Werkstoffbezeichnungen (Abb. 9).

An den Germanischen Lloyd ergeht in diesem Zusammenhang die Bitte, er möge die neuen D.I.N.-Normen über Stahl und Eisen anerkennen und in den gegebenen Grenzen übernehmen. Diese Anregung erfolgt im vollen Bewußtsein ihrer Schwierigkeiten. Zahlentafel 2 zeigt aber, wieweit sich die Werkstoffe nach beiden Vorschriften in ihren Eigenschaften bereits nähern, so daß ein Ausgleich möglich sein muß. Soweit Sonderstähle für den Schiffbau unbedingt erforderlich bleiben, sollten sie sinngemäß und in gleicher Bezeichnungsweise in die D.I.N.-Normen eingereiht werden, wie das z. B. für Stahlguß mit den Sondergüteklassen des Elektro-Maschinenbaues und der Reichsbahn geschehen ist (D.I.N. 1681). Ferner sei in diesem Zusammenhang auf das Vorgehen der deutschen Reichsbahn und das des Ministeriums für Volkswohlfahrt in Preußen hingewiesen, die die D.I.N.-Normen über Stahl und Eisen angenommen haben und bei Sonderstählen wenigstens die grundsätzlichen Bezeichnungen übernehmen.

Zahlentafel 2 zeigt ferner, wieweit die Übereinstimmung der D.I.N.-Normen mit ausländischen Normen und Vorschriften geht; für Flußstahl z. B. besteht praktisch vollkommene Übereinstimmung mit dem Britischen Lloyd. Jedenfalls darf hervorgehoben werden, daß die Rücksicht auf das Ausland nicht größer sein sollte als die Rücksicht auf die Wirtschaftlichkeit der Werften. Und für diese bedeutet es eine außerordentliche Belastung, wenn Werkstoffe gleicher Abmessungen und annähernd gleicher Festigkeitseigenschaften nebeneinander auf Lager gehalten werden müssen.

Aus Vorstehendem erhellt, daß von der Normenabteilung auch unter Benutzung der vom H.N.A. und N.D.I. geleisteten Vorarbeit noch ein erheblicher Aufwand an Zeit und Arbeit in das Normenwerk hineingesteckt werden muß, ehe dieses zur Ausgabe an die Büros und Betriebe reif ist. Aber diese Arbeit muß durchgeführt werden, und man kann, wenigstens hinsichtlich der gestaltenden

Normen, nur eindringlich davor warnen, mit einem nicht völlig durchgearbeiteten Normenwerk anzufangen. Die Folge ist sonst statt der erstrebten Vereinheitlichung eine ähnliche Vielheit als bisher, und der erwartete wirtschaftliche Erfolg bleibt aus.

#### b) Organisatorische Normen.

Abweichend von dem Bestreben bei den gestaltenden Normen, das dahin gehen muß, vor Beginn der Normenverbreitung ein vollständiges Normenwerk zu schaffen, wird man die Sammlung der organisatorischen Normen sich mehr durch die Entwicklung von selbst vollziehen lassen. Für den Anfang genügt es, wenn die Normen über Einheiten und Formelgrößen, Formate und Zeichnungen eingeführt werden und zur Anwendung kommen. Im übrigen kann sich die Normenabteilung in dieser Hinsicht darauf beschränken, alle Abmachungen und Vorschriften, die die Beziehungen der einzelnen Teile der Werft zueinander regeln, laufend zu sammeln und zu ordnen. Hierher gehören z. B. Bestimmungen über die Handhabung von Bestellungen, Erledigung von Anfragen oder Aufträgen, Anzahl der auszugebenden Werkstattszeichnungen und Stücklisten, Änderung von Modellen usw. Sehr zweckmäßig ist es, die Gründe, die zu dieser oder jener Regelung geführt haben, kurz festzuhalten, da später oft darauf zurückgegriffen wird.

Die Normenabteilung wird sich davor hüten müssen, selbst in irgendeiner Weise organisieren zu wollen. Dies überlasse man den verantwortlichen Leitern der einzelnen Abteilungen. Alle Vorschriften und Anordnungen organisatorischer Art sollen aber der Normenabteilung zur Kenntnis gebracht werden, damit sie den allgemeinen Richtlinien der Normung entsprechen und damit das Aufstellen einander widersprechender Bestimmungen vermieden wird.

In der Sammlung organisatorischer Normen findet der neu eintretende Beamte alles für sein Arbeitsgebiet Wissenswerte übersichtlich zusammengefaßt. Damit verkürzt sich für ihn die unproduktive Einarbeitungszeit.

Mit dieser Arbeit wird die Normenabteilung, worauf Meyenberg zuerst hingewiesen hat, gleichzeitig zur Trägerin der Tradition des Unternehmens.

### 2. Die Verbreitung des Normenwerks.

Das Normenwerk wird in nummerierten Normenmappen den einzelnen Dienststellen zum praktischen Gebrauch an die Hand gegeben. Außer den Büros und Betrieben erhalten solche Mappen auch Einkauf, Lager, Warenannahme usw.

Diese Normenblattordner selbst sollen folgende Bedingungen erfüllen:

1. Vereinigung der Normenblätter zu einem Buch, dessen einzelne Blätter möglichst gegen unbefugtes Herausnehmen geschützt sind.
2. Leichte Auswechselbarkeit der einzelnen Blätter.
3. Bequemes Ablesen durch flaches Aufgeschlagenliegen.
4. Haltbarkeit.

Den Bedingungen zu 1—3 genügt weder das gebundene Buch noch der Ordner mit Lochung, noch die Klemmrückenmappe vollkommen. Ein wirklich praktischer Ordner soll erst noch gefunden werden.

Bei der Zusammenstellung der Normenmappen gilt der Grundsatz weiser Beschränkung, also jedem Bearbeiter nur die Normenblätter auszuhändigen, die er zu seiner täglichen Arbeit laufend braucht. Hierdurch gewinnen diese sog. Teilnormenmappen an Übersichtlichkeit und Handlichkeit. Für das Maschinenbaubüro werden demnach andere Teilnormenmappen zusammengestellt als für das Schiffsbaubüro, wieder andere für den Betrieb usf. Außerdem erhält jede Abteilung und jedes Büro in entsprechender Anzahl Hauptnormenmappen, die alle Normen des Fachgebietes umfassen und als Nachschlagewerk dienen.

Zur Erleichterung des Auffindens der einzelnen Blätter müssen den Mappen Inhaltsverzeichnisse vorgeheftet sein. Für die H.N.A.-Normen, die mit Buchstaben und Zahlen bezeichnet sind, ergibt sich ein alphabetisches Inhaltsverzeichnis von selbst. Für die D.I.N.-Normen muß ein System geschaffen werden. Einen Vorschlag, der sich praktisch gut bewährt hat, geben die Abb. 6—8 wieder. Die Zahlen für die Normenklassen und -gruppen sind hier nach den Grundsätzen des internationalen D.-K.-Systems gebildet. Die so gewonnenen Seitenzahlen werden in die rechte untere Ecke der Normenblätter eingetragen.

Gleichzeitig mit der Ausgabe der Normenmappen ist festzulegen, von welchen Aufträgen und Typen an die Normen in den Konstruktionen angewendet werden sollen. Kommen später Aufträge, die nach nicht durchgenormten Zeichnungen auszuführen sind, so ist nach Umfang und Dringlichkeit des Auftrages zu entscheiden, ob die Zeichnungen umgearbeitet oder ohne Rücksicht auf die Normen ausgegeben werden sollen. Diese Fälle werden im Laufe der Zeit immer seltener werden.

Für die reibungslose Einführung der Normen ist eine gründliche Aufklärung wesentlich. Diese Aufklärung muß sich vor allem auf die technischen Büros erstrecken, weil diese in der Normung Schrittmacher sein müssen. Sind die Büros von der Notwendigkeit der Normen erst überzeugt, so folgen die anderen Abteilungen von selbst nach, vor allem die Werkstätten, die wegen der damit verbundenen Vereinfachung in der Fertigung für die Normung an und für sich empfänglicher sind. Es ist nötig, den Konstrukteuren nicht nur zu zeigen, welche Normen bestehen und wie sie angewendet werden, sondern sie für die Sache so weit zu begeistern, daß möglichst viele Normen verwendet und neue Anregungen gegeben werden. Der Konstrukteur muß die Überzeugung gewinnen, daß die neue Kunst darin besteht, „die Form zu finden, die sich am bequemsten herstellen läßt und der größten Anzahl von Verwendungszwecken gerecht wird“ (Neuhaus 1904).

In den technischen Büros machen sich auch die durch die Normung erzielbaren Ersparnisse zuerst bemerkbar. Eine 500-PS-Fischdampfermaschine, die ohne besondere Rücksicht auf Normung konstruiert war, enthielt nach der Durcharbeitung bereits 26% aller Teile als Normenteile. Es kann gesagt werden,



daß an einer neuzeitlichen Schiffsmaschinenanlage 33—50% aller Teile genormt sind. Wenn man bedenkt, daß für alle diese Stücke Überlegungen und Besprechungen über Werkstoff, Abmessungen, Ausführung usw. entfallen und für den größten Teil nach kurzer Zeit jede Zeichenarbeit sich erübrigt, so wird die Entlastung der Büros deutlich erkennbar.

### 3. Die Instandhaltung des Normenwerks.

Das Bemühen des Normenbüros muß dahin gehen, über die in den Normenausschüssen vorliegenden Arbeiten und weiteren Pläne unterrichtet zu bleiben, um das Werk dem jeweiligen Stand der Normung entsprechend auf dem laufenden zu halten und eigene Normungsarbeiten danach einrichten zu können. Die Zeitschriften, die die Veröffentlichungen der Normenausschüsse enthalten, in erster Linie also „Werft, Reederei und Hafen“ und „Maschinenbau“ sind deshalb der Normenabteilung als erster Stelle zuzuleiten. Ferner werden alle neuen H.N.A.- und D.I.N.-Normenblätter, soweit sie auf die Fabrikationsgebiete der Werft irgend Bezug haben, zunächst in einer Ausführung bezogen.

Sehr nützlich ist die Gemeinschaftsarbeit in den Unterausschüssen oder in den Ortsgruppen der A.D.B. Die hierfür aufgewendete Zeit und Mühe kommt der Verbesserung des eigenen Normenwerks vielfach zugute. Alle Firmen sollten sich bestreben, nicht nur aus der Tätigkeit anderer Nutzen zu ziehen, sondern zur Weiterentwicklung der Normung durch eigene Mitarbeit an ihrem Teile beizutragen.

Stetigkeit und Beständigkeit ist in der Normung besonders wichtig. Je weiter die Normen eingeführt sind, um so störender wirkt jede Änderung. Andererseits soll das Normenwerk nicht erstarren und der lebendigen Entwicklung folgen. Ergänzungen und Änderungen sind unvermeidlich, sei es durch die Arbeiten der Normenausschüsse, sei es durch Wünsche und Anregungen des eigenen Betriebes, Aufnahme neuer Konstruktionen usw. Man wird dann im Einvernehmen mit den beteiligten Dienststellen den Zeitpunkt, an dem die Änderung durchgeführt wird, so zu legen versuchen, daß die Störungen auf das kleinste Maß eingeschränkt werden. Änderungen an Normenteilen, die die Austauschbarkeit in Frage stellen, bedingen in jedem Falle die Herausgabe eines neuen Normenblattes.

Zur Durchführung der Änderungen bedient man sich zweckmäßig mehrerer Karteien; die eine dient zum Auffinden des einzelnen Normenblattes in den Mappen (Abb. 10), eine zweite zur Eintragung der Berichtigung (Abb. 11), eine dritte stellt sozusagen die Lebensgeschichte eines Normenblattes dar; in sie werden Mitteilungen über neue Ausgaben, Sitzungsberichte usw. eingetragen. Die Ergänzungen und Berichtigungen werden in ein der Normenmappe vorgeheftetes Blatt (Abb. 12) eingetragen zur Unterrichtung für den Benutzer der Mappe.

### 4. Die Überwachung der Anwendung des Normenwerks.

Die Praxis hat ergeben, daß trotz weitgehender Aufklärung und auch bei gutem Willen aller Beteiligten die Einführung der Normen nicht durchzudrücken

ist, wenn ihre Anwendung in den Konstruktionen nicht laufend überwacht wird. Zu diesem Zweck ist eine Zeichnungsprüfstelle einzurichten. Ihre Tätigkeit ist weniger als eine Kontrolle denn als eine Arbeitsteilung und Ausnutzung der Sondererfahrungen des Normenbüros aufzufassen.

Die Prüfung erstreckt sich auf alle durch die Normung erfaßten Punkte; insbesondere

1. auf richtige Verwendung der in den Normenmappen verzeichneten und möglichst ausschließliche Benutzung der auf Lager befindlichen Teile,
2. auf zeichnerisch richtige Ausfertigung und richtige Bezeichnung der Normenteile in Zeichnung und Stückliste,
3. auf werkstattstechnische Anforderungen, soweit sie Bemaßung, Bearbeitungsangaben, Passungen usw. betreffen.

Bei Einzelfertigung richtet der Zeichnungsprüfer sein Augenmerk auch auf Verwendung vorhandener Werkzeuge, Vorrichtungen, Modelle, Gesenke, gußgerechte Ausführung, Berücksichtigung der Transportmöglichkeiten usf. Bei Reihenfertigung pflegen diese Fragen vor Beginn der Fertigung zwischen Konstruktionsbüro, Werkstatt (Fabrikationsbüro) und Normenabteilung geklärt zu werden.

Die Zeichnungsprüfung ist sehr wichtig und eine wesentliche Vorbedingung für den wirtschaftlichen Erfolg der Normung.

Sie wird praktisch so gehandhabt, daß alle Originale von Zeichnungen und Stücklisten der Prüfstelle zugeleitet werden. Die Prüfung wird durch Stempelaufdruck auf Original und Lichtpauszettel bescheinigt. Die Lichtpauserei wird angewiesen, Zeichnungen und Stücklisten ohne Prüfbescheinigung nicht zu vervielfältigen. Besonders einfach gestaltet sich die Durchführung, wenn die Lichtpauserei der Normenabteilung angegliedert ist, eine Maßnahme, die sich auch aus anderen Gründen (Einhaltung der Papierformate usw.) empfiehlt.

Die Prüfung der Stücklisten bringt als zweiten Vorteil die Möglichkeit, eine Normenteilstatistik aufzuziehen (Abb. 13). Für jedes Normenteil wird hier die Stückzahl vermerkt, mit der es in den einzelnen Konstruktionen verwendet wurde. Hierdurch gewinnt man einen wertvollen Anhalt für die Lagerhaltung der Normenteile und einen Überblick, welche Konstruktionen jeweils von einer Änderung in dem Normenwerk betroffen werden.

Hiermit ist der erste Aufgabenkreis der Normenabteilung, in dessen Mittelpunkt das Normenwerk selbst steht, umrissen. Als zweite wichtige Aufgabe fällt ihr die Erledigung aller Arbeiten zu, die mit der Herstellung, Beschaffung und Lagerhaltung von Normenteilen verbunden sind.

##### 5. Die Sorge für die Herstellung von Normenteilen.

Die Frage, ob ein Normenteil im eigenen Betrieb hergestellt oder von auswärts gekauft werden soll, ist in jedem Fall nach Maßgabe der Fabrikationseinrichtungen, Beschäftigungslage, Auftragsbestand und Dringlichkeit der Lieferung zu entscheiden. Diese Gesichtspunkte können demnach bei dem gleichen Stück einmal für, ein andermal gegen die Herstellung im eigenen Betrieb

sprechen. Die wirtschaftliche Ausnutzung der Normung fordert, in jedem Betrieb wenige Teile, diese aber in so großen Stückzahlen herzustellen, daß Reihen- oder Massenfertigung möglich wird. In dieser Hinsicht werden die Vorteile der Normung allgemein von den Werften noch viel zuwenig ausgenutzt. Es ist unwirtschaftlich, wenn z. B. Poller, Geländerstützen, Lüfter, Flanschen, Schlammkasten usw. auf jeder Werft nur für den eigenen Bedarf in verhältnismäßig kleinen Mengen erzeugt werden. Für das ganze Gebiet der Ausrüstung, Armaturen, Zubehörteile usw. ist eine Vereinbarung zwischen allen Werften erforderlich dahingehend, daß für jedes Teil einige wenige Firmen den Bedarf des ganzen Schiffbaues decken. Dann kann die Fertigung dieser Teile durch Benutzung von Formmaschinen, Sonderwerkzeugmaschinen, Vorrichtungen, Aufnahme von Zeitstudien usw. bis ins einzelne durchgearbeitet werden mit der Wirkung, daß die Herstellungskosten erheblich kleiner werden. Mit großer Wahrscheinlichkeit wird sogar für manche Fälle zur Fließarbeit übergegangen werden können, denn wir wissen heute, daß die Vorbedingungen für die Fließarbeit weniger sehr große Stückzahlen als Gleichmäßigkeit in der Erzeugung sind. Die Verwirklichung dieses Gedankens erfordert fraglos bedeutende organisatorische und technische Arbeit und Umstellung, aber wir müssen uns immer wieder vor Augen halten, daß wir die Ungunst der wirtschaftlichen Lage nur durch entschlossenes Beschreiten neuer Wege meistern können.

Die Normenblätter des H.N.A. und N.D.I. sind als direkte, in der Werkstatt verwendbare Unterlagen für die Herstellung von Normenteilen nicht gedacht und auch nicht geeignet. Es ist also notwendig, hierfür Werkstattnormenzeichnungen anzufertigen. Der Gedanke, die Anfertigung dieser Werkstattnormenzeichnungen gleichfalls in die Hand der Normenausschüsse zu legen, liegt nahe und ist u. a. in dem Arbeitsausschuß „Einführung der Normen in die Praxis“ im Frühjahr dieses Jahres eingehend erörtert worden. Die verschiedene Handhabung des Zeichnungs- und Stücklistenwesens bei den einzelnen Firmen hat man schließlich als so schwerwiegend angesehen, daß von der gemeinsamen Ausarbeitung von Werkstattnormenzeichnungen Abstand genommen wurde. Dies bleibt also jeder Werft selbst überlassen. Es ist selbstverständlich, daß für jedes Normenteil eine Einzelzeichnung gemacht wird, um den Anforderungen wirtschaftlicher Fertigung in der Werkstatt zu genügen. Hier sei eine allgemeine Bemerkung über die Frage: Gruppenzeichnung oder Einzelzeichnung? eingeschaltet.

Vom Standpunkt der Fertigung ist die Einzelzeichnung unbedingt zu fordern. Bei Reihen- und Massenfertigung ist sie deshalb heute wohl ausnahmslos üblich. Bei Einzelfertigung wird gegen sie die erhebliche Arbeitsvermehrung in den Büros und der Mehrverbrauch an Papier ins Feld geführt. Dieser Einwand ist richtig, wenn man ohne Änderung der Arbeitsweise von der Gruppen- zur Einzelzeichnung übergehen wollte. Wenn aber durch weitgehende Normung und Typisierung die Möglichkeit geschaffen ist, bestimmte Teile und Teilgruppen, die einmal gezeichnet sind, immer wieder zu verwenden, dann schmilzt auch bei Einzelfertigung die Zahl der jeweils neu zu entwerfenden Teile so stark zusammen, daß die Einzelzeichnung keine wesentliche Arbeitsvermehrung mehr bedeutet.

Soweit das dann noch der Fall ist, ist zu prüfen, ob sie nicht durch entsprechende Arbeitersparnis in der Werkstatt aufgehoben wird. Diese Ersparnis in der Werkstatt pflegt im allgemeinen unterschätzt zu werden.

Die Normenteilzeichnungen enthalten die für eine sachgemäße Herstellung erforderlichen Schnitte, Ansichten, Maße, Bearbeitungs-, Werkstoff- und Gewichtsangaben. Sie sollen in ihrer Ausführung vorbildlich sein.

Zeichnungen von Normenteilen werden ausschließlich im Normenbüro angefertigt. Die übrigen Büros geben ihre dahingehenden Anforderungen dorthin. Die Zeichnungsnummer ist durch die auf den Normenblättern angegebene Bezeichnung festgelegt. Diese Zeichnungsnummer wird gleichlautend von allen Büros benutzt zur Kennzeichnung der Normenteile in allen Zeichnungen und Stücklisten (Abb. 14 u. 15). Bei Normenteilen, die aus mehreren Stücken bestehen (Ventile, Schlammkästen usw.), genügt die Angabe der Gruppenzeichnungsnummer (Abb. 16).

Werkstattzeichnungen von Normenteilen werden zweckmäßig durch Aufziehen auf Blech, Holz oder Pappe und Überstreichen mit Lack vor schnellem Verschleiß geschützt und der Werkstatt zu dauerndem Gebrauch überlassen. Wichtig ist eine genaue Übersicht über Anzahl und Verbrauch der ausgegebenen Pausen.

Die Aufgabe der Normenteile an die Werkstatt geschieht getrennt von den Zeichnungen durch besondere Stücklisten, deren Originale so aufgestellt sind, daß sie für jeden neuen Auftrag unverändert benutzt werden können (Abb. 15).

Die Normenabteilung soll aber nicht allein die Herstellung der Normenteile durch Ausgabe der Zeichnungen und Stücklisten veranlassen, sondern sie soll auch über die Fertigung selbst und deren Kosten sich laufend unterrichtet halten. Hierzu gehört die Eintragung der Vorrichtungen, Sonderwerkzeuge usw. in die Zeichnungen und die Führung einer Kartei, die über die Herstellungskosten im einzelnen Aufschluß gibt. Mit diesen Hilfsmitteln ist es möglich, den Einfluß von Änderungen auf die Fertigung zu überblicken und bei Schwankungen der Löhne und Werkstoffpreise von Fall zu Fall entscheiden, ob Ankauf oder Selbstherstellung wirtschaftlicher ist.

Besonders segensreich wirkt sich die Arbeit der Normenabteilung auf dem Gebiet der Rohrleitungsarmaturen aus. Hier ergibt sich z. B. die Möglichkeit, bei Ventilen nicht vollständige Stücke, sondern Gehäuse, Deckel, Spindeln, Kegel usw. getrennt auf Lager zu halten. Hieraus werden nach Bedarf Durchgangs- oder Eckventile, Ventile für Wasser oder Öl, mit festem, Rückschlag- oder Flutkegel usw. zusammengestellt. Damit erreicht man eine Verminderung der Lagerhaltung unter gleichzeitiger Stärkung ihrer Schlagfertigkeit. Bei Selbstherstellung kann man ferner die Armaturen eines Schiffes, ohne daß fertige Rohrpläne vorzuliegen brauchen, auf Grund von Erfahrungswerten in abgerundeten Stückzahlen zur Fertigung aufgeben und für diese selbst einen Zeitpunkt wählen, der im Hinblick auf die Beschäftigungslage der Werkstätten günstig ist. Zur vollen Ausnutzung dieses Vorteils sind einzelne Werften dazu übergegangen, der Normenabteilung die Bearbeitung sämtlicher Armaturen, auch der nichtgenormten, zu übertragen.

### 6. Die Sorge für Beschaffung von Normenteilen.

Der Bezug der Normenteile von außerhalb soll zweckmäßig nur von der Normenabteilung veranlaßt werden. Die einzelnen Stellen geben ihre Anforderungen dorthin, so daß einerseits ein Ausgleich des Bedarfs, andererseits eine Zusammenfassung zu größeren Stückzahlen möglich ist. Mit der Einkaufsabteilung ist engste Verbindung zu halten. Eine Bestellkartei enthält die erforderlichen Angaben über Lieferfirmen, Preise, Arbeitsausführung, Pünktlichkeit der Lieferungen usw. Die D.I.N.-Bestellkartei gibt hierfür einen nutzbaren Grundstock.

### 7. Lagerhaltung von Normenteilen.

Mit der Lagerverwaltung ist gleichfalls enge Zusammenarbeit anzustreben. Ein verständnisvoller Lagerverwalter erleichtert die praktische Einführung der Normen ungemein.

Es empfiehlt sich, ein besonderes Normenteillager einzurichten. Die Normenabteilung sorgt dafür, daß die Bezeichnung der Normenteile in den Lagerkarten, Fächern usw. den Bezeichnungsbeispielen der Normenblätter entspricht. Mit diesen Bezeichnungen wird ausschließlich gearbeitet. Andere Lagernummern kommen, wenn überhaupt, nur für den inneren Verkehr der Lagerverwaltung in Betracht.

Für die auf den Normenblättern als lagerhaltig bezeichneten Größen sind Höchst- und Mindestbestände festzulegen. Bei Erreichung des Mindestbestandes sorgt das Lager selbsttätig für rechtzeitige Auffüllung. Die Höhe dieser Bestände richtet sich nach Fabrikation und Auftragsbestand und ist deshalb von Zeit zu Zeit zu überprüfen.

Es hat sich als zweckmäßig erwiesen, ein Doppel der Lagerbestandskartei im Normenbüro zu führen, so daß auch dort jederzeit ein Überblick über die Bestände möglich ist.

Die Lagerhaltung ist der zweite Punkt, an dem sich der Einfluß der Normung zuerst durch Verminderung der Bestände und Einschränkung der Verwaltungsarbeit wirtschaftlich bemerkbar macht.

## V. Schlußbemerkung.

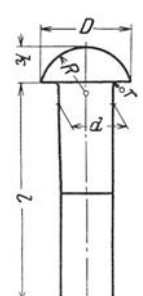
Hiermit sind die Maßnahmen, die zur praktischen Durchführung der Normung zu treffen sind, im wesentlichen geschildert. Mancher Punkt wird dem einen oder anderen als zu weitgehend oder zur Zeit unerfüllbar erscheinen. Dieser Standpunkt ist insofern zu verstehen, als alle in der Normung Tätigen sich darüber klar sind, daß zwar mit der Aufstellung der D.I.N.- und H.N.A.-Normen eine ganz gewaltige Arbeit geleistet ist, daß aber die schwierigste und zeitraubendste Arbeit, eben die Einführung der Normen in die allgemeine Praxis, noch vor uns liegt. Ein mächtiger Helfer wird freilich dabei mitwirken, das ist die wirtschaftliche Notwendigkeit, die zur Vereinheitlichung zwingt. Denn die Überzeugung muß uns führen und muß sich immer mehr Bahn brechen — dazu möge auch diese Arbeit an ihrem Teil beitragen —, daß die Normung zwar nicht das alleinige, aber ein sehr wichtiges und wertvolles Hilfsmittel ist zum Wiederaufbau der Wirtschaft und damit auch zum Wiederaufbau unserer Schiffbauindustrie.

Zahlentafel 1. Wirtschaftliche Erfolge der Normung.

Lfd. Nr.	Gegenstand	Zahl der in Verwendung bzw. auf Lager befindlichen Sorten		Ersparnis in % von Spalte 3
		vor der Aussonderung	nach der Aussonderung	
1	2	3	4	5
A. genormte Teile				
1	Gewinde . . . . .	252	48	81
2	Schrauben . . . . .	1800	300	83
3	Rohrdurchmesser . . . . .	28	20	28
4	Rohrsorten . . . . .	187	51	73
5	Durchmesser zwischen 1 u. 100 mm . . . . .	58	47	19
6	Heizungsventile . . . . .	50	7	86
7	Schottdurchführungen . . . . .	9	3	66
8	Flußstahl gewalzt Rundstahl . . . . .	63	41	35
9	Flußstahl gewalzt Vierkantstahl . . . . .	43	27	37
10	Flußstahl gewalzt Flachstahl . . . . .	106	57	46
11	H.D.-u.-N.D. Ventile 20—300 mm lichter Durchmesser	107	82	23
12	H.D.-u.-N.D. Ventile 6—25 mm lichter Durchmesser	168	46	72
13	H.D.-u.-N.D. Hähne Rotguß 20—100 mm lichter Durchmesser	155	65	58
14	H.D.-u.-N.D. Hähne 4—25 mm lichter Durchmesser .	122	17	86
B. nichtgenormte Teile				
15	Schmieröl . . . . .	14	8	43
16	Farben und Lacke . . . . .	131	71	46
17	Gummi . . . . .	73	25	66

Zahlentafel 2. Vergleich der Werkstoffe nach Germ. Lloyd, D.I.N. und Ausland.

Lfd. Nr.	Werkstoff	§ des Germ. Lloyd	nach Germ. Lloyd				nach D.I.N.			
			Festigkeit	Dehnung bei Abmessung mm			Festigkeit	Dehnung bei Abmessung mm		
				≥ 10	5—10	< 5		30—8	8—7	7—5
—	—	kg/mm <sup>2</sup>	%	%	%	kg/mm <sup>2</sup>	%	%	%	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	Flußeisen für Schiffbau und Maschinenbau . . . . .	1 C 1	41—50	20	16	14	42—50	24	22	18
2	wie 1.) nach Britisch. Lloyd {	—	41—50	≥ 9,5	< 9,5	—	}	wie zu 1		
3	Stab-, Form-, Universaleisen nach englischen Normen	—	41—50	20	16	—				
4	wie 3.) nach amerik. Normen	—	41—50	20	16	—				
5	Niete . . . . .	1 C 4	34—47	27,2—23,1			34—42	25	22	18
6	Schmiedestücke: Kielstücke, Steven- und Ruderteile .	1 C 6 a	35—49	20			42—50	20		
7	Schmiedestücke: Kurbel-, Druck-, Zwischen-, Schraubenwellen . . . . .	1 C 6 b	40—50	20			42—50	20		
8	wie 7 . . . . .	1 C 6 b	56—70	18—16			60—70	14		
9	wie 7 . . . . .	1 C 6 b	71—85	15—13			70—85	10		
10	Stahlformguß . . . . .	D 1	40—55	15			>45	16		

<b>D I N</b> <small>Ges. gesch.</small>	<h3 style="margin: 0;">Halbrundniete</h3> <h4 style="margin: 0;">für den Eisenbau</h4> <p style="margin: 0;">von 10 bis 43 mm Durchmesser</p>	<b>DINORM</b> <b>124 Bl. 1</b>										
<p><b>Größtzulässige Schaftausrundung</b>  <math>r = 0,05 d</math></p>		<p>Beispiel für die Benennung eines Halbrundnietes von 16 mm Rohnietdurchmesser und 30 mm Länge in Stücklisten und Bestellungen:  <b>Halbrundniet 16 × 30 DIN 124</b></p>										
<p>Maße in mm</p>												
<b>Rohnietdurchmesser d</b> <small>Neandurchm. für Hersteller und Besteller</small>	<b>10</b>	<b>13</b>	<b>16</b>	<b>19</b>	<b>22</b>	<b>25</b>	<b>28</b>	<b>31</b>	<b>34</b>	<b>37</b>	<b>40</b>	<b>43</b>
<b>Kopfdurchmesser</b> D	16	21	26	30	35	40	45	50	55	60	64	69
<b>Kopfhöhe</b> k	6,5	8,5	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28
<b>Kopfrundung</b> $\sim R$	8	11	13,5	15,5	18	20,5	23	25,5	28	30,5	32,5	35,5
<b>Geschlagener Niet</b> <small>(Lochdurchm.) Maßgebend f. Berechnung</small>	11	14	17	20	23	26	29	32	35	38	41	44
 <p style="text-align: center;">Länge l</p>	(10)				(26)			42			62	
	(12)				(28)			45			65	
	14	(14)			(30)			48	48		68	
	16	(16)			(32)	(32)		50	50		70	
	18	(18)	18		(34)	(34)		52	52		72	72
	20	20	(20)		(36)	(36)	(36)	55	55	55	75	75
	22	22	(22)	(22)	(38)	(38)	(38)	58	58	58	(78)	(78)
	24	24	(24)	(24)	(40)	(40)	(40)	60	60	60	80	80
	26	26	(26)	(26)	(42)	(42)	(42)	62	62	62	(82)	(82)
	28	28	28	(28)	(45)	(45)	(45)	65	65	65	85	85
	30	30	30	(30)	48	(48)	(48)	68	68	68	(88)	(88)
	32	32	32	(32)	50	(50)	(50)	70	70	70	90	90
	34	34	34	34	(52)	(52)	(52)	72	72	72	(92)	(92)
	36	36	36	36	55	(55)	(55)	75	75	75	95	95
	38	38	38	38	(58)	(58)	(58)	(78)	(78)	(78)	(98)	(98)
	40	40	40	40	60	(60)	(60)	80	80	80	100	100
	42	42	42	42	(62)	(62)	(62)	82	82	82	(102)	(102)
	(45)	45	45	45	65	(65)	(65)	85	85	85	105	105
	(48)	48	(48)	(48)	68	(68)	(68)	(88)	(88)	(88)	110	110
	(50)	50	50	50	70	(70)	(70)	90	90	90	115	115
	(52)	52	(52)	(52)	(72)	(72)	(72)	92	(92)	(92)	120	120
	(55)	(55)	55	55	75	(75)	(75)	95	95	95	125	125
		(58)	(58)	(58)	(78)	(78)	(78)	(98)	(98)	(98)	130	130
		(60)	60	60	80	(80)	(80)	100	100	100	135	135
		(62)	(62)	(62)	(82)	(82)	(82)	(102)	(102)	(102)	140	140
	(65)	65	65	85	(85)	(85)	105	105	105	145	145	
	(68)	(68)	68	(88)	(88)	(88)	110	110	110	150	150	
	(70)	(70)	70	90	(90)	(90)	115	115	115	155	155	
	(72)	(72)	72	(92)	(92)	(92)	120	120	120	160	160	
	(75)	(75)	75	95	(95)	(95)	125	125	125	165	165	
		(78)	(78)	(98)	(98)	(98)	130	130	130	170	170	
		(80)	80	100	(100)	(100)	135	135	135	175	175	
		(82)	(82)	(102)	(102)	(102)	140	140	140	180	180	
		(85)	85	(105)	105	105	145	145	145	185	185	
		(88)	(88)	(110)	110	110	150	150	150	190	190	
		(90)	90	(115)	115	115	155	155	155	195	195	
		(92)	(120)	120	(120)	(120)	160	160	160	200	200	
		95	(125)	125	125	125	165	165	165	205	205	
		(98)	(130)	(130)	130	130	170	170	170			
		100	(135)	(135)	135	135	175	175	175			
		(102)		(140)	140	140	180	180				
		105		(145)	145	145	185					
		110		(150)	(150)	(150)	190					
		115			(155)	(155)	195					
					(160)	(160)						

Die eingeklammerten Längen sind möglichst zu vermeiden.  
 Die Berechnung der Niete und die Angabe des Durchmessers im Zeichnungsbild erfolgen nach dem geschlagenen Niet (Lochdurchmesser), dagegen sind in der Stückliste und für den Bezug die Rohnietdurchmesser anzugeben.  
 Das Maß d soll etwa 5 mm unterhalb des Kopfes vorhanden sein. Der Schaft darf auf etwa 50 mm Länge kegelig auf den Durchmesser des für die Herstellung verwendeten Rundeisens abfallen.  
 Für die Herstellung der Niete wird Rundeisen verwendet, das bis 13 mm Nietdurchmesser um 1/4 mm, bei 16 mm um 1/2 mm und von 19 mm Nietdurchmesser ab um 1 mm dünner ist als d.  
 Als Abmaße für die Rohnietdurchmesser sind zulässig: bis d = 22 mm Durchmesser nach oben 0,3 mm, nach unten 0,1 mm; von 25 mm Durchmesser ab nach oben 0,5 mm, nach unten 0,1 mm.  
**Werkstoff:** Flußeisen nach Normalbedingungen.   auf Lager.  
 15. September 1921. Klemmlängen siehe Blatt 2 usw.

Abb. 2.

H N A		Schlammkasten		Sk 1			
angenommen am 15. 9. 1921		Zusammenstellung und Stückliste					
<p>Hierzu gehören Sk 2 bis Sk 6.  <b>Verwendung:</b> Für Lenz- und Kühlwasser-Leistungen.</p>							
<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;"> <p>Bild 1 Durchgangs-Schlammkasten</p> </div> <div style="text-align: center;"> <p>Bild 2 Eck-Schlammkasten</p> </div> <div style="text-align: center;"> <p>Bild 3 Eck-Schlammkasten</p> </div> </div> <p style="text-align: center;">nach Bedarf 2 oder 4 Befestigungs-schrauben</p> <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;"> <p>Befestigungsbeispiel</p> <p>Flacheisen etwa 80x10 bis 120x10</p> </div> <div style="text-align: center;"> <p>Bild 4 U-Schlammkasten</p> </div> </div>							
Bild				Benennung	Werkstoff	Teil	Handnorm
1	2	3	4				
Stückzahl für einen Kasten							
1	—	—	—	Durchgangs-Gehäuse	G. E.	1	Sk 2
—	1	—	—	Eck-Gehäuse	G. E.	2	Sk 3
—	—	1	—	Eck-Gehäuse	G. E.	3	
—	—	—	1	U-Gehäuse	G. E.	4	Sk 4
1	1	1	1	Deckel	G. E.	5	Sk 5
1	1	1	1	Sieb	G. E.	6	
1	1	1	1	Sieb	Fl. E. verzinkt	7	Sk 6
1	1	1	1	Bügel	Fl. I	8	
1	1	1	1	Ösenschraube	Fl. I	9	Sk 6
1	1	1	1	Kopfschraube	Fl. I	10	
1	1	1	1	Stiftschraube	Fl. I	11	
1	1	1	1	Korbmutter	Fl. II	12	
1	1	1	1	Sicherungsscheibe	Fl. E.	13	Sk 5
1	1	1	1	Dichtungsscheibe	Gummi oder Leder	14	

Abb. 3.



# Schlammkästen.

**Sk 1**

Verwendung: Für Lenz- und Kühlwasserleitungen.  
 Werkstoff: Gehäuse und Deckel aus G. E., Sieb und Bügel aus Fl. E.  
 Probedruck: 2 kg/cm<sup>2</sup>.

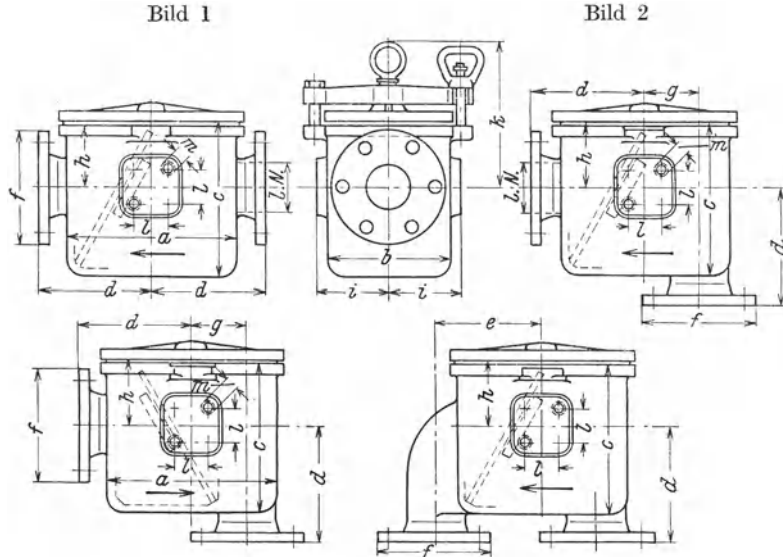


Bild 3

Bild 4 (möglichst nicht verwenden)

l. N.	Gehäuse			Anschluß-Stutzen			Abstände				Bef.-Schraub.	
	Länge a	Breite b	Höhe c	Abstand		Fl.-Ø f	g	h	i	k	Abstand l	Ø m
				d	e							
40	214	149	199	160	132	140	70	88	90	204	45	5/8''
50	214	149	199	160	132	165	70	88	90	204	45	5/8''
60	296	216	276	205	188	175	95	110	128	250	65	5/8''
70	296	216	276	205	188	185	95	110	128	250	65	5/8''
80	296	216	276	205	188	200	95	110	128	250	65	5/8''
(90)	330	250	315	220	220	210	95	125	142	302	65	3/4''
100	330	250	315	220	220	220	95	125	142	302	65	3/4''
(110)	330	250	315	220	220	240	95	125	142	312	65	3/4''
125	362	282	332	245	256	250	90	148	162	335	85	3/4''
(140)	362	282	332	245	256	270	90	148	162	335	85	3/4''
150	362	282	332	245	256	285	90	148	162	335	85	3/4''

l. N.	Durchg.-Schlammkasten			Eck-Schlammkasten						U-Schlammkasten		
	Bild 1			Bild 2			Bild 3			Bild 4		
	Nr. der Zeichnung u. Stückl.	Gew. in kg	Bem.	Nr. der Zeichnung u. Stückl.	Gew. in kg	Bem.	Nr. der Zeichnung u. Stückl.	Gew. in kg	Bem.	Nr. der Zeichnung u. Stückl.	Gew. in kg.	Bem.
40	40 Sk 1-1	28,4	✓	40 Sk 1-2	29,3		40 Sk 1-3	29,3		40 Sk 1-4	30,2	
50	50 Sk 1-1	30,2	✓	50 Sk 1-2	29,6		50 Sk 1-3	29,6		50 Sk 1-4	30,7	
60	60 Sk 1-1	59,5	✓	60 Sk 1-2	61,7	✓	60 Sk 1-3	61,7		60 Sk 1-4	65,6	
70	70 Sk 1-1	59,7	✓	70 Sk 1-2	62,1	✓	70 Sk 1-3	62,1		70 Sk 1-4	64,3	
80	80 Sk 1-1	61,0	✓	80 Sk 1-2	63,8	✓	80 Sk 1-3	63,8		80 Sk 1-4	66,3	
(90)	90 Sk 1-1	83,3	✓	90 Sk 1-2	87,4	✓	90 Sk 1-3	87,4		90 Sk 1-4	89,7	
100	100 Sk 1-1	85,0	✓	100 Sk 1-2	88,9	✓	100 Sk 1-3	88,9		100 Sk 1-4	92,6	
(110)	110 Sk 1-1	87,2	✓	110 Sk 1-2	91,4	✓	110 Sk 1-3	91,4		110 Sk 1-4	95,5	
125	125 Sk 1-1	110,4	✓	125 Sk 1-2	116,7	✓	125 Sk 1-3	116,7	✓	125 Sk 1-4	128,7	
(140)	140 Sk 1-1	106,1	✓	140 Sk 1-2	118,0	✓	140 Sk 1-3	118,0		140 Sk 1-4	136,2	
150	150 Sk 1-1	113,3	✓	150 Sk 1-2	120,4	✓	150 Sk 1-3	120,4		150 Sk 1-4	133,5	

☑ = Modelle vorhanden. ( ) = möglichst nicht verwenden.

H N A angenommen am 20. 5. 1920		Schlammkasten Einzelteile							Sk 6						
<p>Stückliste siehe Sk 1, Gehäuse siehe Sk 2 bis Sk 4, Deckel und Siebe siehe Sk 5. Werkstoff: Siehe Stückliste Sk 1. Bearbeitung: Siehe zugehörige Werkstatt-Normenzeichnung. Gewinde: Nach G 1 a.</p>															
		B ü g e l Teil 8													
		Lichte Nennweite	Abstand	Dicke	Höhe		Durchmesser		Halbmesser	Ausparung	Gewicht in kg				
		i. N.	i	b	c	f	e	d	g	h	k				
		40 50	90	15	30	25	18	40	35	8,5	9,5	0,86			
		60 70 80	128	20	35	30	22	50	40	10	11	1,54			
		90 100 110	142	20	40	35	25	55	45	11,5	12,5	2,40			
		125 140 150	162	25	45	40	25	60	50	13	14	3,47			
				Kopfschraube Teil 10					Stiftschraube Teil 11						
Lichte Nennweite	Länge			Höhe Gewinde in Zoll	Durchm. Schaft	Schlüsselweite	Gewicht in kg	Länge	Durchm. Gewinde in Zoll	Schaft	Gewicht in kg				
i. N.	w			x	y	z	a <sub>1</sub>	b <sub>1</sub>	c <sub>1</sub>	d <sub>1</sub>	e <sub>1</sub>	f <sub>1</sub>	g <sub>1</sub>		
40 50	73			20	11	5/8	16	27	0,175	105	36	20	5/8	16	0,15
60 70 80	92			25	13	3/4	19	32	0,28	128	39	25	3/4	19	0,27
90 100 110	106			28	16	7/8	22,5	36	0,45	145	42	28	7/8	22,5	0,59
125 140 150	120			32	18	1	25,5	41	0,65	160	45	32	1	25,5	0,59
				Ösenschraube Teil 9			Korbmutter Teil 12		Scheibe Teil 13						
		Lichte Nennweite	Gewinde in Zoll	Länge	Gewicht in kg	Gewinde in Zoll	Gewicht in kg	Durchm.	Gewicht in kg						
		i. N.	q	k	l		d		p						
		40 50	5/8	52	20	0,21	5/8		0,21	20	0,009				
		60 70 80	3/4	62	25	0,40	3/4		0,31	24	0,011				
		90 100 110	7/8	70	28	0,82	7/8		0,41	26	0,013				
		125 140 150	7/8	75	28	0,97	1		0,53	30	0,019				

<b>Normen-Klassen</b>						<b>1 00 00</b>			
<p> <b>10.</b> Allgemeines  <b>11.</b> Abstrakte Normen  <b>12.</b> Werkstoffe  <b>13.</b> Halbzeug  <b>14.</b> Befestigungsteile  <b>15.</b> Teile zu drehender Kraftübertragung  <b>16.</b> Bedienungs- und Verschußteile  <b>17.</b> Rohre und Rohrverbindungen  <b>18.</b> Armaturen  <b>19.</b> Sonstige Maschinenteile  <b>20.</b> Präzisions-Bearbeitungswerkzeuge für Metalle  <b>21.</b> Meßwerkzeuge  <b>22.</b> Handwerkzeuge für Metall- und Holzbearbeitung  <b>23.</b> Spanabhebende Werkzeugmaschinen  <b>24.</b> Holzbearbeitungsmaschinen  <b>25.</b> Feinmechanische Maschinen und Apparate  <b>26.</b> Textilmaschinen  <b>27.</b> Landw. Feldmaschinen, Feldgeräte  <b>28.</b> Landw. Verarbeitungsmaschinen, Hilfsmaschinen, Geräte  <b>29.</b> Schiffbau  <b>30.</b> Schiffsmaschinenbau  <b>31.</b> Elektrotechnik für Schiffbau    <b>50.</b> Hochbauteile </p>									
Normenmappe Nr. ....	Ausgegeben	Febr. 1913				<table border="1" style="width: 100%;"> <tr> <td style="text-align: center;">Ersatz für</td> <td rowspan="2" style="text-align: center; vertical-align: middle;"><b>1 0000</b></td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">Ersetzt durch</td> </tr> </table>	Ersatz für	<b>1 0000</b>	Ersetzt durch
Ersatz für	<b>1 0000</b>								
Ersetzt durch									

<b>Normengruppen</b> Klassen 10 bis 19				<b>10001</b>
<b>10 Allgemeines</b>				
Gruppe				
100	Verzeichnisse			
101	Methodik, Systematik			
102	Maßeinheiten, technische Angaben, Bezeichnungen			
103	Formate			
104	Zeichnungen			
105				
106				
107				
<b>11 Abstrakte Normen</b>				
Gruppe				
110				
111	Zahlenreihen, Durchmesser, Kegel, Umlaufzahlen, Schlüsselweiten			
112	Gewinde			
113	Passungen			
114				
115				
<b>12 Werkstoffe</b>				
Gruppe				
120	Allgemeines			
121	Eisen und Stahl			
122	Kupfer, Aluminium, Zink, Zinn			
123	Hölzer, Gummi, Leder			
124	Gespinnste			
125	Schmiermittel			
126	Steine, Glas, Porzellan			
127	Brennstoffe			
128				
<b>13 Halbzeuge</b>				
Gruppe				
130	Grundnormen			
131	Rund-, Quadrat-, Sechskantstahl			
132	Rund-, Quadrat-, Sechskant-Stangen und Draht aus Nichteisenmetallen			
133	Bleche			
134	Walzprofile			
135	Ziehprofile			
136				
137				
138				
<b>14 Befestigungsteile</b>				
Gruppe				
140	Grundnormen			
141	Blanke Schrauben aus Stahl (Eisen)			
142	Blanke Schrauben aus Nichteisenmetallen			
143	Rohe und halbblanke (gerollte) Schrauben			
144	Muttern			
145	Unterlegscheiben, Schraubensicherungen, Splinte			
146	Haken, Ösen, Klammern, Spannschlösser, Ankerplatten			
147	Paßstifte, Niete, Drahtstifte			
148				
<b>15 Teile zu drehender Kraftübertragung</b>				
Gruppe				
150	Grundnormen			
151	Keile, Federn, Stellringe, Kupplungen			
152	Riemen, Seile, Ketten, Riemen- und Seilscheiben, Seilrollen, Zahn- u. Kettenräder			
153	Gleitlager			
154	Kugel- und Rollenlager			
155	Rollen, Räder, Zapfen			
156	Gelenke, Scharniere			
157				
158				
<b>16 Bedienungs- und Verschlusssteile</b>				
Gruppe				
160	Grundnormen			
161	Griffe			
162	Handräder			
163	Schraubenschlüssel			
164				
165				
166				
<b>17 Rohre und Rohrverbindungen</b>				
Gruppe				
170	Grundnormen			
171				
172				
173	Rohrverschraubungen			
174				
175				
176				
<b>18 Armaturen</b>				
Gruppe				
180	Grundnormen			
181	Wasserarmaturen			
182				
183				
184				
185	Ventile			
186				
187				
<b>19 Sonstige Maschinenteile</b>				
Gruppe				
190				
191	Federnde Teile			
192				
193				
194				
195				
196				
197				
Normenmappe	Ausgegeben	März 1923		Ersatz für Ersetzt durch
Nr.....				<b>10001</b>



<b>Stahl und Eisen</b>						<b>N 1501</b>					
<b>Übersicht, Markenbezeichnung nach DI-Normen</b>						Werkstoffe					
Bisher verwendet						Ab .....1925 nach DIN zu verwenden					
nach Werksnorm Ba 101			nach Werksnorm 1201			Benennung	Marken- bezeich- nung (Abkür- zung)	Festig- keit kg/mm <sup>2</sup>	Deh- nung mind. %	Nä- here An- gaben siehe DIN	Bemerkungen
Benennung	Ab- kür- zung	Festig- keit Deh- nung	Benen- nung	Abkür- zung	Festig- keit Deh- nung						
Temperguß	Tm. G.	30-38 4-5	Tem- perguß	Tm.G.	—						
Stahlguß	Stg.	40-50 20-10	Stahl- guß	Stg.	40-50 20-10	Stahlguß				1621	
Schweiß- eisen	Schw. E.	32-35 18-15	—	—	—						
Flußeisen	Fl.E.	Han- dels- ware	—	—	—	Geschmiedeter Stahl	St 00. 11	Handelsgüte		1611	
						Flußstahl gewalzt	St 00. 12		1612		
						Geschmiedeter Stahl	St 37. 11	37-45	20	1611	Normalgüte
						Flußstahl gewalzt	St 37. 12	37-45	20-15	1612	
Weiches Flußeisen	W.Fl.	34-41 mind.25	Weiches Fluß- eisen	W.Fl.	34-41 25	Geschmiedeter Stahl	St 34. 11	34-42	25	1611	<sup>1)</sup> Einsetzbar. Feuerschweißbar
						Flußstahl gewalzt	St 34. 12	34-42	25-18	1612	Gut feuerschweißbar
Siemens- Martin- Stahl I	S.M. I	38-41 29-23	—	—	—	Geschmiedeter Stahl	St 34. 11	34-42	25	1611	<sup>1)</sup> Einsetzbar. Feuerschweißbar
Siemens- Martin- Stahl II	S.M. II	40-47 mind.20	Fluß- eisen I	Fl. I	40-47 20	Geschmiedeter Stahl	St 42. 11	42-50	20	1611	G. L. 41-50, 20% <sup>2)</sup> Ausglühen freigestellt
						Flußstahl gewalzt	St 42. 11	42-50	20-15	1612	
Siemens- Martin- Stahl III	S.M. III	47-53 22-17	Fluß- eisen II	Fl. II	45-52 20	Flußstahl gewalzt	St 44. 12	44-50	20-15	1612	
Siemens- Martin- Stahl IV	S.M. IV	53-60 19-14	Sonder- stahl	So.St.	52-60 18	Geschmiedeter Stahl	St 60. 11	60-70	14	1611	Härtbar Vergütbar
Keilstahl (blank gezogen)	K.St.	50-60	—	—	—						St 60. 11 (geschmiedet) auch verwendbar
		10-6									
Federstahl	Fed. St.	75-90	—	—	—						
		12-10									
Schrauben- eisen (blank gezogen)	Schr. E.	40-45	—	—	—						
		12-10									
Schraubeneisen (rund) (blaublank gewalzt)			Schr.E. blaubl. gew.	45-52 20-26							
<p>Normenblätter über blank gezogene Werkstoffe sind beim NDI in Vorbereitung.</p> <p><sup>1)</sup> Wenn dies in der Bestellung verlangt wird und hohe Ansprüche an Einsetzbarkeit und Vergütbarkeit nicht gestellt werden.</p> <p>Hochwertiger Einsatz- oder Vergütungsstahl siehe nächste Seite.</p> <p><sup>2)</sup> Materialvorschriften wie z. B. des G. L. (Germ. Lloyd), A. p. B. (Allgem. polizeiliche Bestimmungen über die Anlegung von Landdampfesseln) bleiben bestehen, bis sie mit vorliegenden Normen in Übereinstimmung gebracht worden sind.</p> <p>Werkstoffe, für die kein Ersatz angegeben ist, behalten ihre bisherige Bezeichnung.</p>											
Ausgegeben		Aug. 25				Ersatz für Ba 101		Ersetzt durch		<b>12 120</b>	

Abb. 9.

Blanke Scheibe								14510			
ist enthalten in Mappe Nr.								DIN		125	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36
37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48
49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60
61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72
73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84
85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96

A 7 DIN 476.

Abb. 10.

Änderung.

Vierkant-U-Scheiben								14513/14			
ist enthalten in Mappe Nr.								DIN		434/435	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36
37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48
49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60
61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72
73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84
85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96

A 7 DIN 476

Abb. 11 (Vorderseite).

97	98	99	100	101	102	103	104	105	106	107	108	109	110
111	112	113	114	115	116	117	118	119	120	121	122	123	124
125	126	127	128	129	130	131	132	133	134	135	136	137	138
139	140	141	142	143	144	145	146	147	148	149	150	151	152

Art der Änderung;  
Das Lagerzeichen  ist einzutragen für:

22 DIN 434  
32 „ „  
35 „ „  
42 „ „

Abb. 11 (Rückseite).

.....-Normenheft Nr. .... vervollständigt am: ..... 19.....

folgende Normenblätter sind	Kennzeichen	Seite	Kennzeichen	Seite	Kennzeichen	Seite	Kennzeichen	Seite
herausgenommen								
neu hinzugekommen								
geändert								

A 6 DIN 476.

Abb. 12.

Normen-Statistik				3/4" x 40DIN411
Gegenstand: Stiftschraube .....				
Zeit 25	Stückliste	Werknummer	Stück	Bemerkungen
7. 4.	Mk-15573	177/79MVA3	72	
21. 4.	MI-20260	DU 4	2	
27. 4.	Mk-16090	199-MVA 4	6	
6. 5.	Mk-14701	180 L 4	12	
23. 5.	Mr-10322	33532	16	
27. 5.	Mr-10323	33532	22	
10. 6.	Mr-10365	33529	16	

A 6 DIN 476.

Abb. 13.



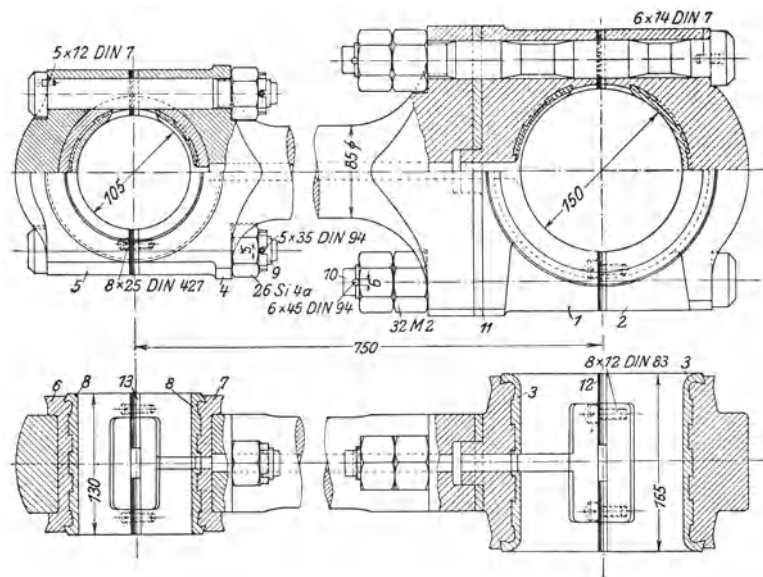


Abb. 14.



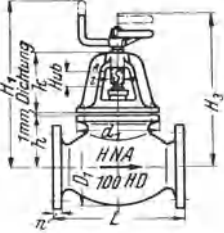
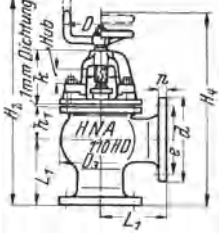
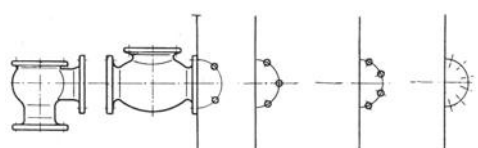
<b>HD-Rotgußventile von 20-200 l. N.</b> Betriebsdruck bis 16 kg/cm <sup>2</sup>													<b>HNA</b> V 13 (ergänzt)					
Bild 1						Bild 2												
																		
Lichte Nennweite des Ventils	Hauptabmessungen																	
	Baulänge		Bauhöhe		Rohrflansch			Gehäuse			Deckel	Gesamtbauhöhe (Ventil geöffnet)				Ventil-Hub	Spindel-Ø	
	Durchgangsventil	Eckventil	Durchgangsventil	Eckventil	äußerer Durchmesser	Lochkreis-Durchmesser	Dicke	Flansch		Durchgangsventil	Bauhöhe	Kurbel- oder Handrad-Ø	Kurbel-		Handrad-			
								äußerer Durchm.	Durchm.				Durchgangs-	Eck-	Durchgangs-	Eck-		
	l. N.	L	L <sub>1</sub>	h	h <sub>1</sub>	d	e	n	d <sub>1</sub>	D <sub>1</sub>	D <sub>3</sub>	k	D	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>	H <sub>4</sub>	—
20	150	75	57	46	110	80	14	84	73	73	94	80	229	293	200	264	10	14
25	160	80	62	50	115	85	14	92	78	84	97	100	244	312	210	278	12	16
32	180	90	68	52	135	95	16	92	91	91	97	100	256	330	222	296	15	16
40	200	100	73	52	150	110	16	100	108	106	102	120	280	359	239	318	18	18
50	230	115	91	65	165	125	18	120	130	130	123	140	331	420	289	378	22	20
70	250	125	96	65	180	135	20	170	145	145	128	160	352	446	310	404	25	22
70	290	145	108	72	190	145	20	176	162	152	133	180	377	486	330	439	28	24
80	310	155	116	75	205	160	20	188	180	180	139	180	396	510	349	463	32	24
(90)																		
100	350	175	142	89	225	180	22	218	212	212	165	200	463	585	417	539	40	28
(110)																		
125	400	200	150	85	270	220	24	265	252	252	150	250	477	612	430	565	46	32
(140)																		
150	480	225	180	100	300	250	26	295	300	300	177	320	560	705	511	656	56	40
(160)																		
180	550	255	210	115	330	280	28	325	358	350	204	400	651	811	599	759	68	44
200	600	275	235	130	360	310	28	350	398	382	216	450	697	867	645	815	76	46
Anordnung und Größe der Rohrflanschen-Schraubenlöcher																		
																		
Lichte Nennweite	20	25	32	40	50	60	70	80	(90)	100	(110)	125	(140)	150	(160)	180	200	
Schrauben- Anzahl	4	4	4	6	6	6	6	6		8		8		8		12	12	
Gewinde	1/2"	1/2"	5/8"	5/8"	5/8"	3/4"	3/4"	3/4"		3/4"		7/8"		7/8"		7/8"	7/8"	
Loch-Ø	-14	-14	-18	-18	-18	-21	-21	-21		-21		-25		-25		-25	-25	
Bezeichnungs-Beispiel, Zeichnungs-Nr. und Gewichte													siehe Rückseite					
Ausgegeben													Ersatz für			<b>18523</b>		
.....													Ersetzt durch					

Abb. 16 (Vorderseite).

Zeichnungs-Nr. und Gewichte												
lichte Nenn- weite des Ven- tils	HD-Ventile für Dampf- und Wasserleitungen								Dazu gehört			
	HD.-Absperr-				HD-Rückschlag-				1 Handrad oder 1 Handkurbel			
	Durchgangsventil		Eckventil		Durchgangsventil		Eckventil		(G. E.)		(Fl. E.)	
	Zeichnungs- Nr.	Gew. in kg	Zeichnungs- Nr.	Gew. in kg	Zeichnungs- Nr.	Gew. in kg	Zeichnungs- Nr.	Gew. in kg	Zeichnungs- Nr.	Gew. in kg	Zeichnungs- Nr.	Gew. in kg
20	20 V 18—41	5,6	20 V 18—42	5,3	20 V 18—43	5,6	20 V 18—44	5,3	80 DIN 390	0,18	80—8 Hd 1	0,12
25	25 V 18—41	6,7	25 V 18—42	6,3	25 V 18—43	6,7	25 V 18—44	6,3	100 DIN 390	0,28	100—9 Hd 1	0,13
32	32 V 18—41	8,5	32 V 18—42	7,8	32 V 18—43	8,5	32 V 18—44	7,8	100 DIN 390	0,28	100—9 Hd 1	0,13
40	40 V 18—41	10,8	40 V 18—42	9,8	40 V 18—43	10,8	40 V 18—44	9,8	120 Hd 7	0,68	120 Hd 1	0,15
50	50 V 18—41	16,9	50 V 18—42	15,6	50 V 18—43	16,8	50 V 18—44	15,5	140 Hd 7	0,90	140 Hd 1	0,22
60	60 V 18—41	22,3	60 V 18—42	20,5	60 V 18—43	22,1	60 V 18—44	20,3	160 Hd 7	1,16	160 Hd 1	0,30
70	70 V 18—41	27,8	70 V 18—42	25,0	70 V 18—43	27,7	70 V 18—44	24,9	180 Hd 7	1,57	180 Hd 1	0,33
80	80 V 18—41	32,2	80 V 18—42	27,2	80 V 18—43	32,1	80 V 18—44	27,1	180 Hd 7	1,57	180 Hd 1	0,33
(90)												
100	100 V 18—41	47,5	100 V 18—42	42,0	100 V 18—43	47,2	100 V 18—44	41,8	200 Hd 7	2,02	200 Hd 1	0,48
(110)												
125	125 V 18—41	71,9	125 V 18—42	60,2	125 V 18—43	71,7	125 V 18—44	60,0	250 Hd 7	3,70	250 Hd 1	0,88
(140)												
150	150 V 18—41	102,4	150 V 18—42	84,5	150 V 18—43	102,8	150 V 18—44	84,9	220 Hd 7	5,94	320 Hd 1	1,65
(160)												
180	180 V 18—41	140,2	180 V 18—42	112,1					400 Hd 7	9,84	400 Hd 1	2,44
200	200 V 18—41	177,0	200 V 18—42	138,0					450 Hd 7	12,8	450 Hd 1	2,64

Die Ventile sind in den Stücklisten nach untenstehendem Muster einzutragen.  
Die zugehörigen Handräder oder Handkurbeln sind besonders aufzuführen (siehe unten).  
Bestellung hat durch Mitteilung an das Normenbüro zu erfolgen.  
( ) möglichst nicht verwenden.

80 DIN 390	Handrad	G. E.
20 V 18—41	HD.-Absperr-Durchgangsventil 20 l.N.	Rg.
Zeichnungs-Nr.	Gegenstand	Baustoff

**18 523**

Abb. 16 (Rückseite).

## Erörterung.

Herr Direktor Dr.-Ing. Hellmich, Berlin:

Meine sehr geehrten Herren! Als Vertreter des Normenausschusses der deutschen Industrie möchte ich zunächst der Schiffbautechnischen Gesellschaft verbindlichst dafür danken, daß sie auch in die Tagesordnung ihrer diesjährigen Tagung die Frage der Normung wieder aufgenommen hat. Besonders erfreulich ist hierbei, daß Herr Baurat Dr. Immich in den Mittelpunkt seines Vortrages die Einführung der Normen in die Praxis gestellt und auf die Bedeutung dieser Frage mit besonderem Nachdruck hingewiesen hat. Das ist heute in der Tat das Brennendste. Die Aufstellung einer Norm an sich ist zwar nicht einfach, aber doch lange nicht so schwierig, als diese Norm in die Werkstatt und in den Betrieb einzuführen; denn hier stoßen sich ja die Gedanken erst im Raum.

Ich möchte aus diesem Vortrag besonders unterstreichen, daß die Frage der Einführung der Normen in den Betrieb in erster Linie von der Leitung des Betriebes abhängt. Die Leitung muß sich unbedingt hinter die Normung stellen. Es genügt nicht, ein Normenbureau, auch wenn es so ausgezeichnet ausgestattet ist, wie die Richtlinien des Herrn Dr. Immich zeigen, einzurichten, wenn nicht im ganzen Werk bekannt ist, daß es entschlossener Wille der Leitung ist, die Normung auch wirklich durchzuführen. Nun muß ich zu meinem Bedauern sagen, daß dieser Wille bei den Führern, von deren Geist stets der Fortschritt abhängt, nicht in dem Maße vorhanden ist, wie es sein sollte. Wenn man heute noch Firmenkarten bekommt, auf denen als Empfehlung steht: „Leistungsfähigkeit 40 000 verschiedene Teile“ — eine solche Karte kann ich Ihnen gern zur Verfügung stellen —, so zeigt das eben, wie weit wir noch vom Ziel entfernt sind; es

zeugt von einer Auffassung, die volkswirtschaftlich unter Kuratel gehört. So etwas dürfen wir uns heute beim besten Willen nicht mehr gestatten.

Es ist ja eigenartig: der Prophet gilt im Vaterlande nie etwas! — man reist nach Amerika und erzählt dort von den Wundern der neuen Welt, und uns sagen die amerikanischen Fachgenossen: wenn wir doch erst mit der Maßnormung so weit wären, wie Sie! Ich glaube, es kann so kommen, daß die anderen Länder die Früchte unserer Arbeit pflücken, indem sie nämlich einfach unsere Maßnormen eher als wir entschlossen einführen, und das wäre ein Zustand, der uns sicherlich außer dem Schaden noch Ärger bereiten würde.

Der von Herrn Dr. Immich gewünschte Ausgleich zwischen dem H.N.A. und dem N.D.I. ist in vollem Gange, und ich freue mich, Gelegenheit zu haben, der Leitung des Handelsschiffnormenausschusses, insbesondere den Herren Professor Dickhoff und Obergeringieur Sütterlin, herzlichst dafür zu danken, daß sie bemüht sind, diesem Ausgleich soweit als möglich die Wege zu ebneten. Wir dürfen aber eins nicht vergessen: die Handelsschiffnormung muß natürlich auf die Sonderbedürfnisse des Handelsschiffbaues Rücksicht nehmen und dabei hat das Streben nach völliger Übereinstimmung sehr häufig einfach technische Grenzen. Aber soweit die Übereinstimmung unter Berücksichtigung der Sonderbedürfnisse des Schiffbaues nötig ist, soweit ist nicht nur Bereitwilligkeit vorhanden, sondern dafür sind auch die notwendigen Maßnahmen in die Wege geleitet. Der H.N.A. hat mit seiner Arbeit als Pionier in der vordersten Reihe der Normung gestanden, und das ist das, was ich an dieser Stelle noch einmal besonders festhalten möchte. Für diese Pionierarbeit schuldet der Normenausschuß der deutschen Industrie und die deutsche Normung dem Handelsschiffnormenausschuß den allerwärmsten Dank. (Lebhafter Beifall.)

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

Meine Herren! Ich bin sehr erfreut darüber, daß Herr Dr. Hellmich vor mir gesprochen hat, kann ich es mir doch nun ersparen, auf einige Punkte einzugehen, die vielleicht eine gewisse Schärfe in die Diskussion hineingebracht hätten.

Herr Dr. Hellmich hat betont, daß die Schwierigkeit, die Normen in die Praxis einzuführen, groß wäre; das ist richtig. Wir haben diese Schwierigkeit auch empfunden, aber nicht in dem Maße, wie es hier von Herrn Dr. Immich hervorgehoben worden ist. Im H.N.A. hat von vornherein zwischen Behörden, Herstellern und Verbrauchern Einmütigkeit geherrscht, und im H.N.A. haben gerade die Verbraucher im Gegensatz zu England, wo die Reedereien in den Normenausschüssen fast gar nicht vertreten sind, führend mitgearbeitet. Die Verbraucher sind in erster Linie auch dafür eingetreten, daß die Normen nun auch wirklich eingeführt werden, und wenn die eine oder andere Reederei oder Werft heute den Normen, besonders den H.N.A.-Normen noch etwas ablehnend gegenüberstehen sollte, so ist das zum Teil auf vorgefaßte Meinung zurückzuführen.

Die drei Beispiele von Unstimmigkeiten zwischen N.D.I. und H.N.A., die Herr Dr. Immich in seinem Vortrag gegeben hat, sind ganz natürlich und in den Verhältnissen begründet, die Herr Dr. Immich nicht kennt. Er hat selber gesagt, er habe in keinem Normenausschuß mitgearbeitet, und ich muß eigentlich sagen: ich bedaure das. Wir hätten in Herrn Dr. Immich sicherlich einen sehr wertvollen Mitarbeiter gehabt. Wenn er aber mitgearbeitet hätte, so würde er diese Beispiele sicher fortgelassen oder andere gewählt haben.

Herr Dr. Hellmich hat schon hervorgehoben, daß Bereitwilligkeit zur Zusammenarbeit mit dem N.D.I. besteht und immer bestanden hat. Wir haben in der Vergangenheit mehr Ursache zu haben geglaubt, geringeres Entgegenkommen seitens des N.D.I. zu beklagen als umgekehrt. (Zustimmung.) Ich glaube, wir können auch wohl sagen, daß sich die vom H.N.A. geschaffenen Normen im großen und ganzen durchaus bewährt haben, und wenn hier schließlich die eine oder andere Abänderung gewünscht wird, so trafen meist die Bemängelungen nicht die Normenarbeit als solche, sondern Abweichungen in der Ausführung, die mit der Frage der Normung nichts zu tun hatten. Es waren das Klagen, die leicht hätten aufgeklärt werden können, wenn sie nur rechtzeitig zur Kenntnis der Geschäftsführung des H.N.A. gebracht worden wären.

In dieser Beziehung möchte ich an dieser Stelle auch einen Wunsch aussprechen: Wenn tatsächlich Unstimmigkeiten oder Unzuträglichkeiten bei der Verwendung der Normen sich herausstellen sollten, so muß das der Geschäftsführung des H.N.A. mitgeteilt werden, und es darf nicht so gehen, daß alles in den Mappen, Heften und Notizbüchern der einzelnen Herren oder Reedereien liegen bleibt.

Was die Bestellungen für die Normen betrifft, so hat die Hamburg-Amerika-Linie bei Bestellung nach den Normenblättern in der Bezeichnung der gewünschten Teile keine nennenswerten Schwierigkeiten gehabt, trotzdem in unserer Einkaufsabteilung Kaufleute und keine Techniker sitzen. Ich möchte sagen, daß gerade Reedereien wie die Hamburg-Amerika-Linie und ähnliche am ersten den durch die Normung geschaffenen segensreichen Wandel erkennen können, und die Tatsache, daß ein und derselbe Gegenstand in zwanzigfacher Ausführung auf Lager gehalten werden mußte, wird hoffentlich bald ganz der Vergangenheit angehören. (Lebhaftes Bravo.)

Herr Obergeringieur Sütterlin:

Meine Herren! Es war eigentlich nicht meine Absicht, heute das Wort zu nehmen. Denn der Vortrag hat mich derart betrübt, daß ich mir sagen konnte: wenn jemand so vollkommen fremd der Normenarbeit gegenübersteht, wie der Redner, dann lohnt es sich eigentlich nicht, in öffentlicher Versammlung darüber zu sprechen. Ich wollte Herrn Dr. Immich vielmehr bitten, zu uns auf die Werft zu kommen und unser Normenlager anzusehen. Er würde feststellen, daß wir ungefähr 25 Schiffe, darunter Schiffe wie „Ballin“ und „Deutschland“, bereits mit Normen ausgerüstet haben, also gewiß sehr viel getan haben, um die Normen in die Praxis einzuführen. Herr Dr. Hellmich hatte kürzlich Gelegenheit, unser Magazin zu besichtigen, und war erstaunt, wie musterhaft, übersichtlich und umfangreich die Anordnung aller Normengegenstände war.

Wie Herr Dr. Immich erwähnen kann, daß wir die Werkstoffe nicht vorschreiben, oder daß wir die Normteile nicht genau bezeichnet haben, ist mir einfach unverständlich. Wie sollen wir in den vielen Ab-

teilungen des Werkes miteinander arbeiten und mit anderen Werften über gewisse Abmessungen der Normen korrespondieren, wenn wir nicht jeden Teil genau bezeichnen können? Hier muß es sich um ein Mißverständnis handeln. Nur in der Lagerbezeichnung haben sich die Werften noch nicht einigen können.

Nach jeder Normensitzung, in der Normenblätter bearbeitet wurden, sind immer die Leiter der Normenbureaus abends bis in die Nacht hinein tätig, um festzustellen: wie machst du es auf deiner Werft und du auf deiner? Die Anpassung innerhalb der einzelnen Werften wird aufs äußerste betrieben. Wir wissen genau, wie die Germania-Werft und die Weser-Werft die Normenteile macht, und teilen unsererseits den anderen Werften ganz offen die Maßnahmen mit, die wir getroffen haben, um die Normen einzuführen.

Was die mangelnde Zusammenarbeit des N.D.I. mit dem H.N.A. betrifft, so hat sie ihren Grund in der historischen Entwicklung. Zunächst wollte der N.D.I., was durchaus richtig war und verständlich ist, die ganze deutsche Industrie mit einem einheitlichen Normenwerk umfassen. Er hat inzwischen aber erkannt, daß man für die einzelnen Sondergebiete doch bestimmte Sondernormen einführen muß, weil zum Beispiel Automobile und Lokomotiven so verschiedenen Bedingungen unterworfen sind, daß man in beiden Fällen nicht dieselbe Norm anwenden kann. Aber der N.D.I. hat das Verdienst, daß er danach strebt, daß die verschiedenen Normen nach denselben Gesetzen entworfen werden. Ich möchte an dieser Stelle gerade hervorheben: der N.D.I. hat auch auf uns in dieser Hinsicht erzieherisch gewirkt. Das ist ein Verdienst, das wir heute nicht genug würdigen können, dessen Würdigung noch der Zukunft vorbehalten bleibt.

Zu den Einzelheiten des Vortrages ist folgendes vielleicht erwähnenswert. Die Festlegung eines Passungssystems ist nicht gelungen. Wir arbeiten nach dem System der normalen Bohrung, andere Werften haben noch das System der normalen Welle. Das läßt sich natürlich nicht vereinigen, weil bei manchen Werften der Landmaschinenbau überwiegt, während andere sich ausschließlich auf den Schiffsmaschinenbau konzentriert haben.

Dagegen ist die Festlegung des Werkstoffes bei uns völlig abgeschlossen. Wir haben selbstverständlich für alle Zwecke die Werkstoffe vorgeschrieben, z. B. Stahlgußventile für Heißdampf und Öl, Rotgußventile für Seewasser und Gußeisenventile für Naßdampf usw. Sie können bei unseren Normen für einen bestimmten Zweck eindeutig aus den Stücklisten direkt das betreffende Ventil mit allen Einzelteilen ganz genau entnehmen und aufgeben.

Unsere Normenblätter sind in sämtlichen Bureaus und in den Magazinabteilungen vorhanden, und wir arbeiten ausschließlich damit. Wir haben keine Werkstattzeichnungen in dem Sinne des Redners, sondern die Normenblätter werden zu 80 bis 100 Stück bestellt, regelmäßig im Werk verbreitet und unmittelbar benutzt. Nur eine Werkstattzeichnung, die Blaupause für die erste Ausführung, ist auf der Werft gemacht worden, und selbst diese Blaupause wird den anderen Werften auf Wunsch übergeben. Also selbst die Werkstattzeichnung ist heute bei einigen Werften schon identisch.

Das Thema „Einführung der Normen in die Praxis“ hätte sehr fruchtbar werden können, wenn der Redner sich die Mühe gegeben hätte, bei den Werften und beim N.D.I. sich vorher nach den Erfahrungen zu erkundigen. Wir wären jedenfalls gern bereit gewesen, ihm unser ganzes Material zur Verfügung zu stellen. Denn tatsächlich ist diese Frage außerordentlich brennend; sie gehört zu dem Wichtigsten, was wir gegenwärtig auf unserer Werft haben. Ich hoffe, daß, wenn wieder ein Redner sich meldet — und ich möchte das unserem wissenschaftlichen Ausschuß nahelegen — und sein Thema mitteilt, doch der betreffende Redner darauf aufmerksam gemacht wird, sich zunächst bei den einzelnen Werften das Material zu sammeln.

Zum Schlusse möchte ich den Ausspruch des Herrn Dr. Bauer von heute morgen wiederholen: Wir haben es auch mit der Normung so gehalten: Prüfet alles und behaltet das Beste! (Beifall.)

Herr Dr.-Ing. Im mich (Schlußwort):

Meine Herren! Ich danke Ihnen zunächst allen für den freundlichen Beifall, den Sie meinen Ausführungen gezollt haben. Herrn Dr. Hellmich danke ich für die anerkennenden Worte. Er hat das bestätigt, was ich Ihnen vorgetragen habe.

Von den beiden andern Herren Rednern ist mir mehr oder weniger der Vorwurf gemacht worden, ich hätte hier über etwas vorgetragen, worüber ich nicht ganz im Bilde gewesen wäre. Das trifft nicht zu. Ich habe mich gefreut, hier bestätigt zu hören, daß vieles von dem, was ich in meinem Vortrag als wünschenswert bezeichnet habe, inzwischen Tatsache geworden ist.

Dann haben wir uns vielleicht insofern nicht ganz verstanden — was ja bei der Kürze der für die Durchsicht des gedruckten Vortrages zur Verfügung stehenden Zeit beinahe selbstverständlich ist —, als meine Absicht hauptsächlich dahin ging, die Maßnahmen darzustellen, die im einzelnen Werk zu treffen sind, um die Normung durchzuführen. Es wurde u. a. das Beispiel angeführt, daß das Passungssystem der Einheitswelle oder Einheitsbohrung bei der einen Werft so und bei der andern anders benutzt wird. Das wird auch immer so bleiben; darüber bin ich mir vollkommen klar. Es ist nur notwendig, daß innerhalb einer Werft entweder nur nach Einheitswelle oder nur nach Einheitsbohrung gearbeitet wird. Darauf wollte ich hinweisen.

Im übrigen haben die Ausführungen der Herren Diskussionsredner das bestätigt, was im wesentlichen die grundlegende Absicht meines Vortrages war, daß die Einführung der Normen in die Praxis augenblicklich die dringendste und wichtigste Aufgabe ist, die wir vor uns haben, und ich bin überzeugt, daß es der Zusammenarbeit und dem tatkräftigen Zugreifen aller Beteiligten in kurzer Zeit gelingen wird, aus dieser Arbeit einen großen Nutzen für unsere Schiffsbauindustrie zu entwickeln. (Beifall.)

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

Meine Herren! Bisher ist auch in unserer Gesellschaft immer nur über die Normung der einzelnen Schiffs- oder Maschinenteile gesprochen worden, ohne darauf Rücksicht zu nehmen, wie sich die genannten Teile am zweckmäßigsten in den Werkstätten einführen lassen. Dieser höchst wichtigen Frage ist der Vortrag des Herrn Dr. Im mich gewidmet. Er gibt den Normungsingenieuren so viele beherzigenswerte Fingerzeige, daß ich dem Herrn Vortragenden hierfür unseren besten Dank aussprechen muß.

## IX. Neuere vereinigte dynamisch-statische Wuchtmaschinen.

Von Dr. H. Hort, Essen.

Übersicht: Neuere Grundsätze für das Wuchten von Umlaufkörpern werden angegeben, und nach diesen Grundsätzen arbeitende dynamisch-statische Wuchtmaschinen werden beschrieben.

### I.

Mißerfolge mit rein dynamischen Wuchtmaschinen veranlaßten die Firma Krupp, Wuchtmaschinen durchzubilden, welche außer der dynamischen Kontrolle auch die restlos genaue statische Kontrolle des Prüfkörpers bei Stillstand gewährleisten. Diese genaue, statische Kontrolle ist aber die Grundlage jedes einwandfreien und wirtschaftlichen Wuchtens. Die Firma Krupp hat dieses Ergebnis immer wieder bestätigt gefunden. Es mehren sich die Stimmen im In- und Auslande, welche das gleiche sagen. Z. B. schreibt Dr. J. Bojko, Königshütte, in ETZ, Heft 52 vom 25. XII. 1924: „Durch genaues, rein statisches Auswuchten einer größeren Zahl Rotoren (darunter Elektroanker von 5 Tonnen und 3000 Umdr./Min., Verf.) hatte ich Gelegenheit, festzustellen, daß die erreichte Genauigkeit im allgemeinen ausreicht, um einen einwandfreien Gang zu ermöglichen.“ Ebenso bringen „Mech. Engg.“ vom März 1924, S. 157, und „Mar. Eng. and Motorship Builder“ vom Oktober 1924, S. 361, Ansichten wie die folgenden:

1. Bei rein dynamisch gewuchteten Körpern besteht als größte Gefahr noch die nicht aufgedeckte statische Unbalance. (Eine Begründung für erstere, auch vom Verfasser wiederholt beobachtete Tatsache ist noch zu geben.)

2. Dem dynamischen Auswuchten muß das statische voraufgehen, da sonst das erstere sehr umständlich wird.

Verfasser hat in verschiedenen Veröffentlichungen gezeigt, daß der statische Fehler grundsätzlich andere Erschütterungen bedingt als der dynamische Fehler, und daß ferner die ersteren Erschütterungen allgemein von größerer praktischer Bedeutung sind, da sie bei den in der Technik häufiger vorkommenden niederen Umlaufzahlen auftreten und somit häufig in den Bereich der Betriebsumlaufzahl fallen, während die zweitgenannten Erschütterungen oft oberhalb der Betriebsumlaufzahl liegen und sich dann praktisch überhaupt nicht bemerkbar machen können.

Die Firma Krupp<sup>1)</sup> hat eine Reihe von statischen und statisch-dynamischen Wuchtmaschinen herausgebracht, welche den obengenannten Gesichtspunkten gerecht werden. Veröffentlichungen über die Bauarten A und BT sind bereits früher erschienen. Vgl. Kruppsche Monatshefte vom April 1922 und ETZ, Heft 29 vom Juli 1925, ferner Maschinenbau 1923, Heft 25/26, Betriebshütte, Abschnitt 27.

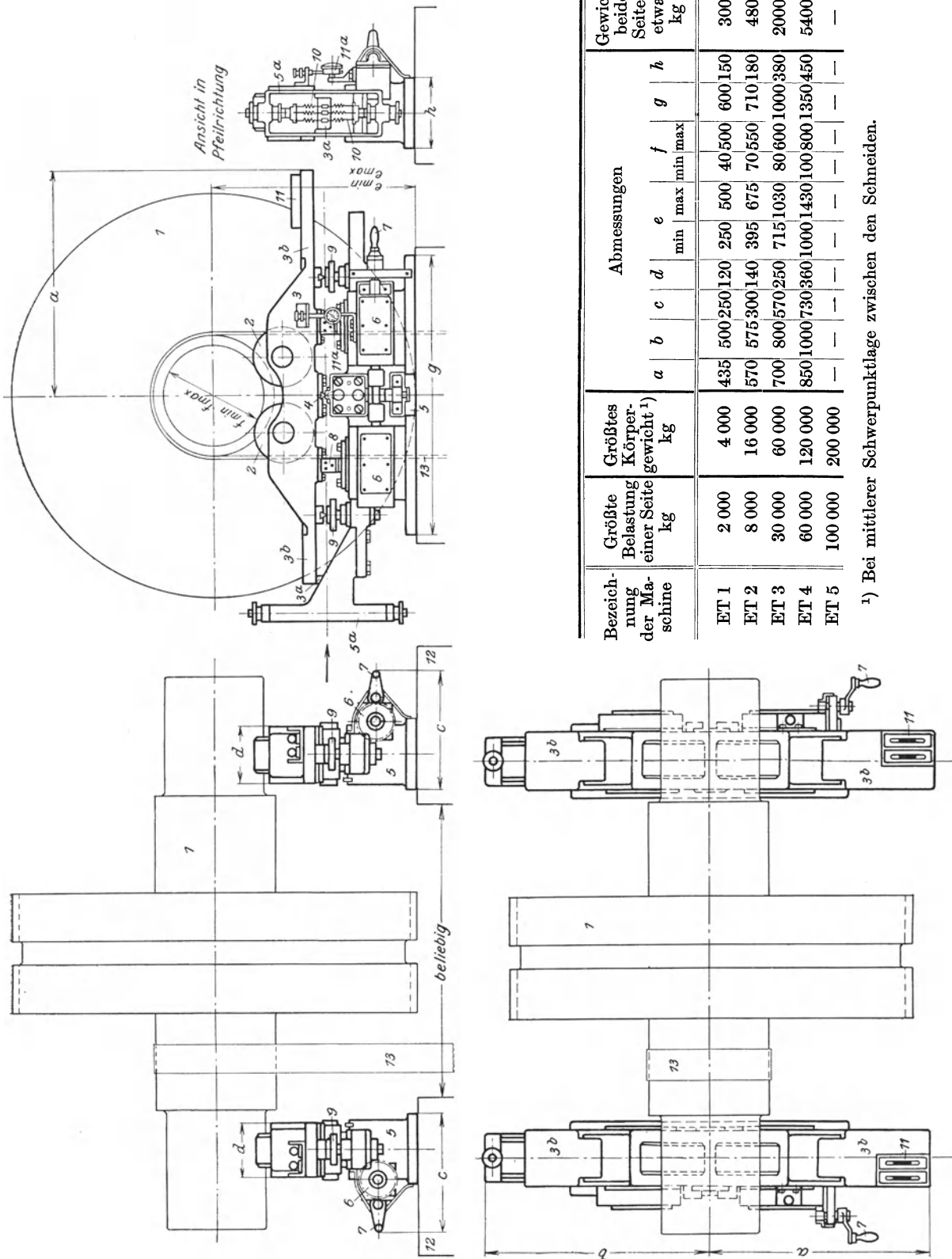
Im nachstehenden sei zunächst die Bauart ET beschrieben, welche eine besonders große Vielseitigkeit in der Verwendung aufweist und für Prüfkörper in den Gewichtsgrenzen von 50 kg bis 120 000 kg Gewicht bestimmt ist.

Die Kruppsche vereinigte dynamisch-statische Wuchtmaschine, Bauart ET, welche auf Wunsch auch als rein statische Wuchtmaschine, Bauart E, geliefert wird, eignet sich für Körper von beliebigen Abmessungen, welche mit Welle ausgewogen werden sollen. Man kann damit kurze und lange Körper von beliebig großen Außendurchmessern des Körpers und Abständen der Lagerstellen auswiegen. Das Aufbringen auf die Wuchtmaschine und das Herabnehmen erfolgt in der einfachsten und billigsten Weise, da der Prüfkörper nur auf die Rollenlager der Maschine gelegt wird.

In der Zeichnung Abb. 1 ist die Wage Bauart ET in ihren Hauptteilen abgebildet, während Abb. 2 eine Zusammenstellung einer ganzen Wuchtanlage zeigt. Abb. 3 gibt Einzelheiten der Wuchtmaschine wieder. Die Zahlentafel auf Abb. 1 gibt die Hauptabmessungen der verschiedenen Größen der Bauart ET bzw. E. In Abb. 1 bis 3 ist 1 der Prüfkörper, 2 sind zwei Paar Rollenlager, je eins an den beiden getrennten Wuchtmaschinenhälften, auf denen der Prüfkörper aufliegt. Die Rollenlager 2 sind in den Schneidenträgern 3 gelagert, die auf den Hauptschneiden 4 abgestützt sind. 4 ruht in seinen Pfannen auf den festen Grundplatten 5. In 5 sind Schraubengänge und Schneckentriebe 6 gelagert, welche mit den Kurbeln 7 betätigt werden und zum Heben und Senken der Stützen 8 dienen, vermittels deren die von ihren Hauptschneiden abgehobenen Schneidenträger 3 auf die Schneiden 4 abgesetzt und ferner auf diesen bequem arretiert werden können. 9 sind Tellerfedern, welche unter die Träger 3 hochgeschraubt werden können, gegen die sie sich dann vermittels kleiner Hilfsschneiden gegenlegen. Diese Federn 9 werden für den dynamischen Wuchtvorgang benötigt und sind während des statischen Wuchtens heruntergeschraubt. Der Träger 3 ist nun mit dem einen Ende 3a in dem Rahmen 5a der Fundamentplatte 5 vermittels der vorgespannten statischen Gegenfedern 10 im Gleichgewicht gehalten. Die Gleichgewichtslage wird an den hochempfindlichen Libellen 11 abgelesen. Die Flächen 3b dienen zum Aufsetzen von Ausgleichgewichten auf den Träger 3 zum Zwecke, die Libellen 11 zum Einspielen auf 0 zu bringen. Zum Darstellen der dynamischen Schwingungen dienen die zwei Meßuhren 11a, die am Sockel 5 gelagert sind und von einem an 3 befestigten, einstellbaren Anschlag betätigt werden. 13 ist der Antriebsriemen, der von unten kommend auf eine geeignete Stelle des Prüfkörpers aufgelegt wird. Der Riemen kann

<sup>1)</sup> Lizenznehmer der Kruppschen Wuchtmaschinenpatente ist das Losenhausenwerk, Düsseldorf-Grafenberg.





Bezeichnung der Maschine	Größte Belastung einer Seite kg	Größtes Körpergewicht <sup>1)</sup> kg	Abmessungen						Gewicht beide Seiten etwa kg				
			a	b	c	d	e	f		g	h		
ET 1	2 000	4 000	435	500	250	120	250	500	40	500	600	150	300
ET 2	8 000	16 000	570	575	300	140	395	675	70	550	710	180	480
ET 3	30 000	60 000	700	800	570	250	715	1030	80	600	1000	380	2000
ET 4	60 000	120 000	850	1000	730	360	1000	1430	100	800	1350	450	5400
ET 5	100 000	200 000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

<sup>1)</sup> Bei mittlerer Schwerpunktlage zwischen den Schneiden.

Abb. 1. Vereinigte dynamisch-statische Wuchtmaschine, Bauart ET.

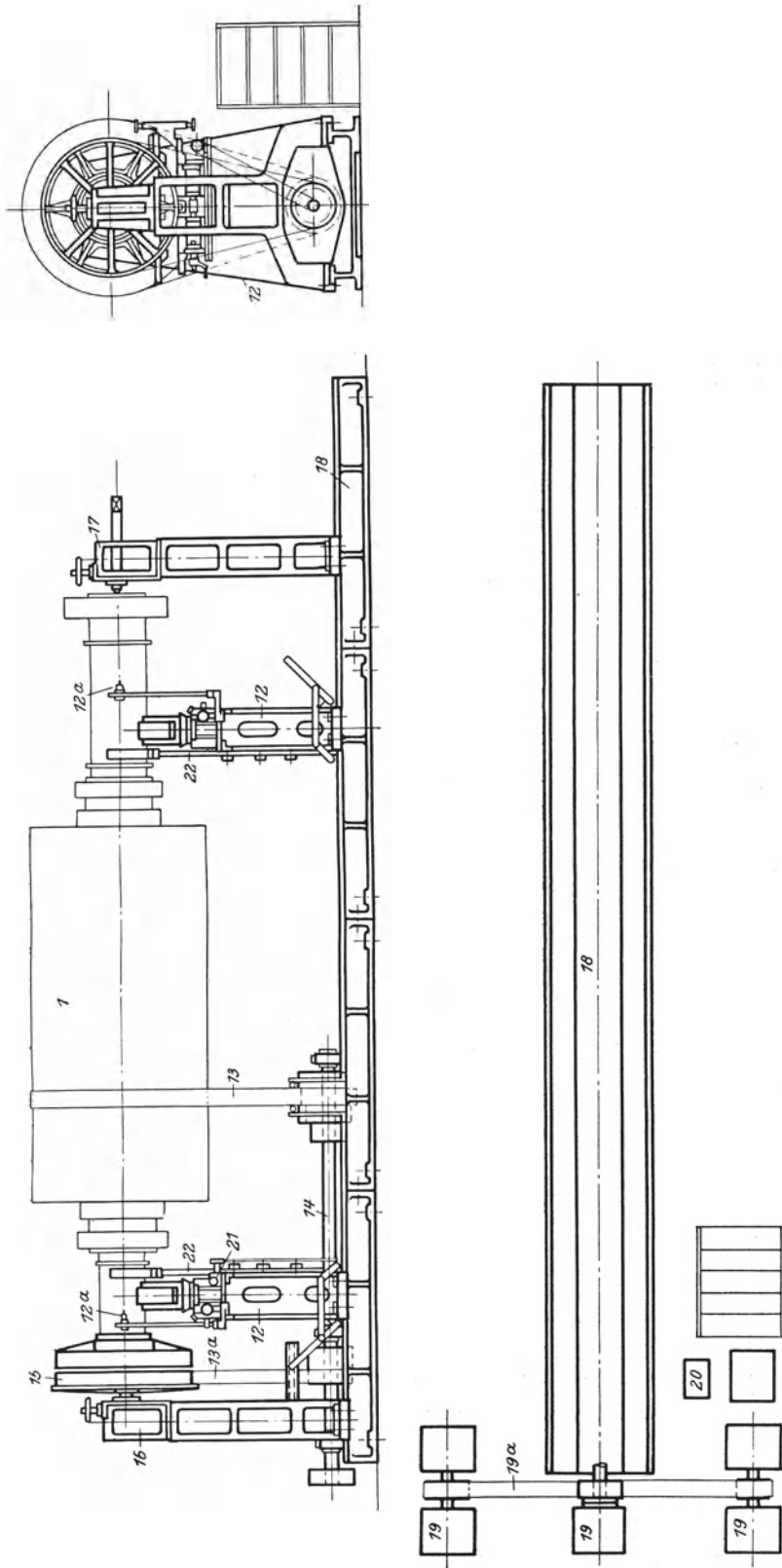


Abb. 2. Wuchtmaschine Bauart ET.  
Gesamtanlage.

zwischen und außerhalb der Hauptschnitten, in letzterem Falle u. U. auf eine auf die Prüfkörperwelle gekeilte Riemenscheibe gelegt werden. Der Riemen stört den Wuchtvorgang in keiner Weise. In Abb. 2 sind die Hauptstützböcke 12 auf der gemeinsamen Sockelplatte 18 verschiebbar gelagert. Bei den größeren Wagen sind einstellbare Rollen unter den Böcken 12 angebracht, so daß letztere leicht verschoben werden können. 14 ist das unterhalb des Prüfkörpers liegende Vorgelege, das von dem Motor 19 entweder unmittelbar oder vermittelt Riemen 19a oder Zahnrädern angetrieben wird. Sollen viele Prüfkörper gleicher Art gewuchtet werden, dann ist zwecks schnellen Auf- und Abbringens des Riemen noch der Hilfsriemenantrieb 13a mit Fest- und Losscheibe 15 vorgesehen. Die Losscheibe 15 ist in dem Bock 16 gelagert, die Festscheibe auf das eine Prüfkörperwellenende aufgekeilt. In der Achse der Losscheibe sitzt ein verlorener Dorn, desgleichen am anderen Wellenende in gleicher Höhe ein solcher in dem Bock 17. Zwischen diesen verlorenen Dornen ist die Prüfkörperwelle in axialer Richtung festgelegt, ohne daß ihre seitlichen Bewegungen behindert werden.

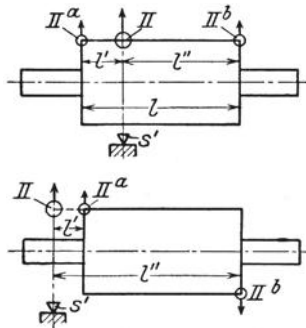


Abb. 3. Axiales Verschieben des statischen Ausgleichgewichtes am Prüfkörper.

Die Motorumlaufzahl wird an dem fest angebauten Umlaufzähler 21 abgelesen. 12a sind Schreibvorrichtungen zum Anzeichnen des höchsten Punktes an der Prüfkörperwelle in der kritischen Umlaufzahl. 22 sind Sicherheitstützen, welche die kritischen Schwingungen der Rotoren bei ganz groben Bedienungsfehlern begrenzen. Bei regelrechter Bedienung werden diese Stützen nicht gebraucht. Durch Einsetzen verschiedener Zwischenstücke 12 kann die Wuchtmaschine auch für die Aufnahme von Prüfkörpern mit größten Durchmessern eingerichtet werden. Die Sockelplatte 18 kann auch weggelassen werden, wenn eine Richtplatte mit Längsnuten vorhanden ist, in denen die Böcke 12, 16, 17 sich führen können. Es besteht dann der wesentliche Vorteil, daß die Wuchtmaschine bei Nichtbenutzung auf einen kleinen Raum zusammengeschoben, gegebenenfalls auch nach verschiedenen Punkten eines Betriebes transportiert werden kann. (In den Kruppschen Betrieben wurde beispielsweise eine 16-Tonnen-Wuchtmaschine, deren einzelne Teile zusammen etwa 1,5 Tonnen wiegen, in einem eiligen Falle mit Lastauto nach einer auswärtigen Kraftzentrale gebracht und dort mit vollem Erfolg zum Wuchten eines reparierten Rotors benutzt.) Namentlich bei Raummangel ist der Vorteil, ohne besondere Sockelplatte 18 auszukommen, in die Augen springend.

Die Kruppschen vereinigten dynamisch-statischen Wuchtmaschinen gestatten die doppelte Kontrolle des Prüfkörpers auf statischem und dynamischem Wege und gewähren hierdurch die größtmögliche Sicherheit gegen Falsch- oder Scheinwuchtungen. Es kann mit den Maschinen entweder statisch vor- und dynamisch nach- oder dynamisch vor- und statisch nachgewuchtet werden. Näheres hier-

über vgl. in ETZ, 1925, Heft 29, S. 1073 bis 1078. Natürlich kann man auch nur statisch wuchten und auf den dynamischen Wuchtvorgang verzichten, wenn die besonderen Verhältnisse dies zweckmäßig erscheinen lassen.

Der Übergang vom statischen zum dynamischen Wuchten oder umgekehrt erfolgt bei den ET-Maschinen auf die einfachste Weise durch Einsetzen bzw. Wegnehmen der dynamischen Tellerfedern 9 bzw. der statischen Schraubensfedern 10, ferner durch Auf- bzw. Ablegen des Riemens 13, durch Ein- bzw. Ausschalten der Meßbuhren 11a und endlich durch An- bzw. Absetzen der verlorenen Dorne an den beiden Enden der Prüfkörperachse. Im übrigen erfolgt das dynamische Wuchten gemäß den weiter unten gebrachten Ausführungen, desgleichen das statische Wuchten gemäß den erwähnten früheren Veröffentlichungen. Dabei ist bei den ET-Wagen nur zu beachten, daß jeder der beiden Schneidenträger 3 Libellen 11 trägt, die beide abzulesen sind. Jeweils ist daher das Mittel aus den beiden Ablesungen zu nehmen, falls sie kleine Abweichungen aufweisen.

Bei dem statischen Wuchten schwingt der Prüfkörper um die Schneiden 4 parallel zu sich selbst langsam hin und her, wobei die Schwingungsdauer einer Doppelschwingung etwa 1 bis 3 Sekunden beträgt.

Beim dynamischen Wuchten sind zwei Möglichkeiten der kritischen Schwingungen der Wuchtmaschinen zu unterscheiden, je nachdem ob statisch vor- und dynamisch nach- oder dynamisch vor- und statisch nachgewuchtet wird. Im ersteren Falle sind die beiden Schneidenträger 3 frei und schwingen, sobald die kritische Drehzahl erreicht wird, entgegengesetzt zueinander, so daß die Welle keine Parallelbewegungen zu sich ausführt, sondern Drehbewegungen um einen zwischen den beiden Wuchtmaschinenhälften gelegenen Punkt ihrer Achse. Die beiden Wuchtmaschinenhälften 3 führen dabei um 180° gegeneinander versetzte Schwingungen aus. Nimmt man bei diesen Schwingungen die Markierung an beiden Wellenenden vor, dann ergibt sich, daß die beiden „höchsten Punkte“ entsprechend dem allein vorhandenen, reinen dynamischen Wuchtfehler um 180° gegeneinander versetzt liegen. Im allgemeinen liegt unterhalb dieser kritischen Umlaufzahl — bei trommelförmigen Körpern etwa 30% darunter — eine erste kritische Umlaufzahl, welche allerdings bei genau statisch vorgewuchteten Rotoren nicht bemerkbar wird, sofort aber in die Erscheinung tritt, wenn die statische Wuchtung etwas gestört wird. Die hierbei auftretenden kritischen Schwingungen werden also durch den statischen Fehler bedingt und charakterisieren sich dadurch, daß die Prüfkörperachse bei den Schwingungen ständig parallel bleibt. Die beiden Wuchtmaschinenhälften schwingen hier also parallel zueinander, d. h. um 0° gegeneinander versetzt. Eine Markierung des „höchsten Punktes“ an beiden Wellenenden ergibt dann, daß beide Markierungen auf derselben Mantellinie liegen.

Wird dynamisch vorgewuchtet, dann wird die eine Wuchtmaschinenhälfte durch Heben der Senkvorrichtung am Schwingen gehindert, so daß nur die andere Wuchtmaschinenhälfte schwingen kann. Es erfolgt dann ein einfaches Schwingen in einer zugehörigen kritischen Umlaufzahl, das durch Ansetzen

von Gegengewichten an der zugehörigen Stirnseite des Prüfkörpers beseitigt wird. Über das hierbei verwendete Wuchtverfahren vgl. unter III. Die Bestimmung des Wuchtfehlers an der anderen Stirnseite erfolgt dann bei Rotorstillstand nach Umbau der Maschine zum statischen Wuchten. Das hierbei ermittelte Korrekturgewicht müßte dann also in der senkrecht zur Drehachse gelegenen Prüfkörperebene angebracht werden, in welcher während des vorher-

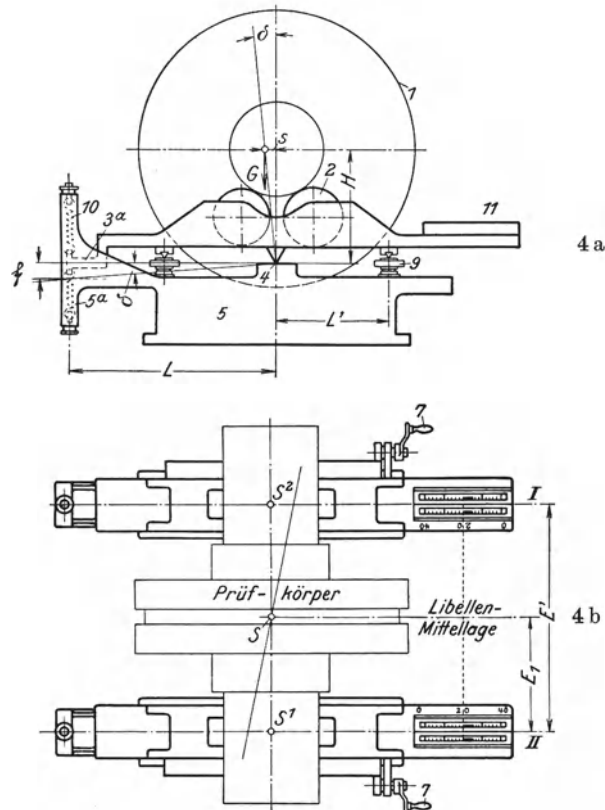


Abb. 4 a und 4 b. Wuchtmaschine, Bauart ET,  
Wirkung der statischen und dynamischen Federn.

gegangenen dynamischen Wuchtens die Mitte der festgestellten Wuchtmaschinenhälfte lag. Da es naturgemäß nicht möglich ist, das Gewicht in dieser Ebene zu verwirklichen, so ist es nach dem bekannten „Hebelarmgesetz“ in derselben Radialrichtung auf zwei benachbarte, zur Anbringung geeignete Radialebenen, etwa auf die beiden Stirnseiten des Prüfkörpers, gemäß den in den Abb. 3 a und 3 b gegebenen Beispielen zu verteilen. Im nachstehenden sind einige Rechnungsgrundlagen der Wuchtmaschine, Bauart ET, gegeben, durch welche ihre Wirkungsweise weiter veranschaulicht wird. Es handelt sich um die Bestimmung der Stärke der statischen Federn 10 und der dynamischen Federn 9.

Die Stärke der statischen Schraubenfedern 10 berechnet sich folgendermaßen (vgl. Abb. 4).

Es seien vier entsprechend vorgespannte Schraubenfedergruppen 10, bei jeder Wagenhälfte zwei Gruppen, vorgesehen. Das Gewicht der Schneidenträger

sei vernachlässigt gegen das Gewicht des Prüfkörpers. Der Schwerpunkt des Prüfkörpers liege in der Drehachse in der Höhe  $H$  über den Schneiden. Die statischen Federn mögen sich im seitlichen Abstand  $L$  von den Schneiden befinden. Das ganze pendelnde System mache bei angeklebten Bügeln  $1a$  eine Drehung um den Winkel  $\delta$  um die Schneiden. Dann gilt:

$$\text{Schwerpunktsweg } s = H \cdot \delta, \quad \text{Federzusammendrückung } f = L \cdot \delta.$$

Damit das System stabil schwingt (nicht umkippt), muß gelten:

$$G \cdot s \leq 4 F \cdot L, \quad \text{wobei } F = k \cdot f$$

die Spannungsänderung einer jeden der vier Federgruppen,  $k$  also die Federkonstante jeder Gruppe ist. Besteht z. B. eine Gruppe aus drei Federn, dann ist  $k = 3 k_0$ , wenn  $k_0$  die Konstante jeder einzelnen Feder ist. Somit erhalten wir folgende Stabilitätsforderung:

$$\begin{aligned} G \cdot H \cdot \delta &\leq L \cdot \delta \cdot 4 \cdot k \cdot L; \\ G \cdot H &\leq 4 \cdot k \cdot L^2; \\ \text{(I)} \quad k &\leq \frac{G \cdot H}{4 \cdot L^2}. \end{aligned}$$

Neben dieser Gleichung (I) der „Stabilitätsforderung“ gilt nun noch eine Gleichung (II) der „Empfindlichkeitsforderung“, die erfüllt sein muß, um mit der Wage genügend genau arbeiten zu können. Im nachstehenden sei die Empfindlichkeitsforderung abgeleitet: Es sei je eine Libelle  $11$  von  $10''$  Empfindlichkeit an den beiden Schneidenträgern  $3$  angebracht. Eine Verlagerung des Schwerpunktes seitlich aus der Drehachse heraus um  $\frac{5}{1000}$  mm soll noch einen gut erkennbaren Libellenausschlag von beispielsweise  $\frac{1}{2}$  Teilstrich, d. h.  $\delta_1 = 5''$  hervorrufen. Bei diesem Ausschlag soll also gerade mindestens Gleichgewicht bzw. noch geringe Unterlegenheit der einseitig zusammengedrückten Federgruppen gegen den einseitig zur Drehachse und zu den Schneiden liegenden Körperschwerpunkt bestehen. Es gilt nun, wenn alle Längemaße in Millimetern gemessen werden:

$$\begin{aligned} f_1 &= L \cdot \delta_1 = 2 \cdot L \cdot \pi \cdot \frac{5}{360 \cdot 60 \cdot 60} = \frac{2,42}{100\,000} L; \\ s_1 &= 0,005 + H \cdot \delta_1 = 0,005 + \frac{2,42}{100\,000} \cdot H. \end{aligned}$$

Der oben angenommene Gleichgewichtszustand bedingt nun die nachstehende Beziehung:

$$G \cdot s_1 \geq f_1 \cdot 4 k \cdot L.$$

Hier ist also  $k = \frac{P}{f}$  in kg/mm gemessen:

$$\begin{aligned} G \cdot \left( 0,005 + \frac{2,42}{100\,000} \cdot H \right) &\geq \frac{4 \cdot 2,42}{100\,000} \cdot k \cdot L^2, \\ k &= \frac{1}{4} \frac{G}{L^2} \cdot \frac{100\,000}{2,42} \cdot \left( 0,005 + \frac{2,42}{100\,000} \cdot H \right) = \frac{G}{4 L^2} \cdot \left( \frac{500}{2,42} + H \right). \end{aligned}$$

Somit wird

$$\text{(II)} \quad k \leq \frac{1}{4} \cdot \frac{G}{L} \frac{206,5 + H}{L}.$$

Diese Gleichung (II), welche also der Empfindlichkeitsforderung genügt, ist natürlich auch in Übereinstimmung mit der obenstehenden Hauptgleichung I für die Stabilitätsforderung, wie man sogleich sieht.

$$\frac{1}{4} \frac{G}{L} \left( \frac{206,5 + H}{L} \right) \geq k \geq \frac{G \cdot H}{4 \cdot L^2}.$$

Die Höhe  $H$  des Schwerpunktes des Prüfkörpers über Schneidenkante beträgt bei kleinen ET-Wagen etwa 300 mm, so daß also  $H$  etwa der Größe nach noch gleich dem Zusatzglied 206,5 ist. Man erkennt also bei Vergleich der Gleichungen (I) und (II), daß die Federkonstante  $k$  auch für eine hochempfindliche Wage nahezu doppelt so groß sein kann, als es der Stabilitätsgrenze entspricht, d. h. das schwingende System ist beträchtlich stabil und gleichwohl noch hochempfindlich. Erreicht ist dieser günstige Zustand durch die Verwendung der hochempfindlichen Libellen von 10'' Empfindlichkeit. (Wollte man derartige Schwerpunktwagen mit Zeigern bzw. unempfindlichen Libellen ausrüsten, dann müßte sehr viel näher an die Labilitätsgrenze herangegangen werden, was natürlich für das Wuchten sehr unbequem wäre.) Die Schwingungsdauer eines derartigen Systems berechnet sich überschläglich folgendermaßen: Bei einem Ausschlag  $\delta$  ist die resultierende Rückstellkraft

$$\begin{aligned} \text{am Hebelarm } L: k' &= 4 \cdot k, \\ \text{am Hebelarm } H: k'' &= 4k \cdot \frac{L}{H}. \end{aligned}$$

Die Masse am Hebelarm  $H$  ist die des Prüfkörpers  $= M = \frac{G}{g}$ . Somit wird

$$\begin{aligned} \alpha &= \sqrt{\frac{k''}{M}} = \sqrt{\frac{k'' \cdot g}{G}} \text{ kg/m/sek (Hütte, 22. Aufl., S. 221); } k = \frac{G}{4L} \cdot \left( \frac{206,5 + H}{L} \right); \\ k'' &= \frac{G}{L} \cdot \frac{L}{H} \cdot \left( \frac{206,5 + H}{L} \right) = \frac{G}{L_{(m)}} \left( \frac{1 + 206,5}{H_{(mm)}} \right); \alpha = \sqrt{\frac{9,81}{L_{(m)}} \cdot \left( \frac{1 + 206,5}{H_{(mm)}} \right)}. \end{aligned}$$

Es sei etwa  $H \approx 300$  mm,  $L \approx 0,5$  m, dann wird

$$\alpha \approx \sqrt{\frac{9,81}{0,5}} \cdot 1,7 = 5,8;$$

somit ergibt sich die Schwingungsdauer einer ganzen Schwingung

$$T = \frac{2\pi}{\alpha} = 1,08 \text{ sek.}$$

Diese Dauer entspricht also einem Wagenausschlag von  $\delta_1 = 5''$  bei einer Schwerpunktverlagerung von 5/1000 mm.

Für den Grenzfall zwischen Stabilität und Instabilität wird:

$$\begin{aligned} k &= \frac{G \cdot H}{4L^2}; \quad k'' = \frac{G}{L}; \\ \alpha' &= \sqrt{\frac{9}{L}} \approx \sqrt{\frac{9,81}{0,5}} = 4,5. \end{aligned}$$

Somit berechnet sich die Schwingungsdauer an der Grenze der Labilität zu:

$$T' = \frac{2\pi}{4G} = 1,4 \text{ sek.}$$

Will man  $T$  noch vergrößern, was aber praktisch nicht erforderlich ist, dann müßte  $\alpha$  entsprechend kleiner ausfallen. Das erreicht man durch Vergrößern von  $L$ , z. B.  $L = 1$  m.

$$\alpha' = \sqrt{\frac{9,81}{1}} = 3,1$$

$$T' = \frac{2\pi}{3,1} = 2 \text{ sek.}$$

Bei den größten E-Maschinen nähert sich  $L$  dem Wert 1 m.

Zur Berechnung der Stärke der dynamischen Tellerfedern  $9$  wird von der angestrebten kritischen Umlaufzahl ( $n \sim 200 \div 300$  mm) ausgegangen. Der Prüfkörper sei statisch vorgewuchtet und werde nun dynamisch nachgewuchtet. Dann bewirkt der dynamische Fehler eine reine Drehschwingung des Prüfkörpers um eine senkrechte Schwingachse durch den Punkt  $S$  der Drehachse (s. Abb. 4). Die Masse des Prüfkörpers  $M$  sei nun ersetzt gedacht durch zwei Massen  $M_1$  und  $M_2$  in den Punkten  $S_1$  und  $S_2$  der Körperdrehachse, die das gleiche Trägheitsmoment um die Schwingachse durch den Punkt  $S$  wie die Masse  $M$  besitzen mögen.

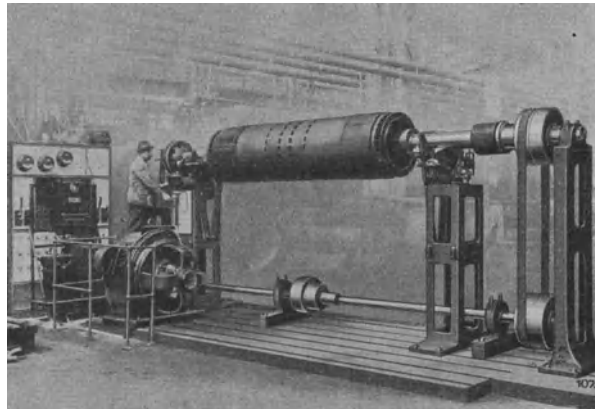


Abb. 5. Wuchtmaschine. Bauart ET 2.

Die Massen  $M_1$  und  $M_2$  werden dann durch die Federwirkungen der beiden Federn  $9$  — die schwachen statischen Federn  $3a$  mögen vernachlässigt werden — jeder Wuchtmaschinenhälfte in Schwingungen um die Schneiden  $4$  versetzt. Die Federkonstanten  $k_a = \frac{P}{f}$  der zwei Tellerfedergruppen  $9$  jeder Wagenhälfte am Hebelarm  $L'$  reduziert sich auf die Mitten der Massen  $M_1$  bzw.  $M_2$  zu  $k'_a = 2 k_a \cdot \frac{L'}{H}$ . Es wird dann:

$$\alpha_a = \sqrt{\frac{k \cdot d'}{M_1}} = \sqrt{\frac{k d}{M_1} \cdot \frac{2 L'}{H}};$$

$$k_a = \alpha_a^2 \cdot M_1 \cdot \frac{H}{2 L'}.$$

Wenn  $n$  die angestrebte kritische Umlaufzahl (etwa 200 bis 300/min) ist, dann gilt:

$$\alpha_a = \frac{2\pi n}{60} \approx \frac{n}{10}.$$

Somit ermittelt sich:

$$k_a = \frac{n^2 M_1}{200} \cdot \frac{H}{L'}.$$



Soll dynamisch vor- und statisch nachgewuchtet werden, dann wird die Berechnung von  $k_a$  zweckmäßig etwas anders gestaltet. In Abb. 4 b möge  $S_1$  der

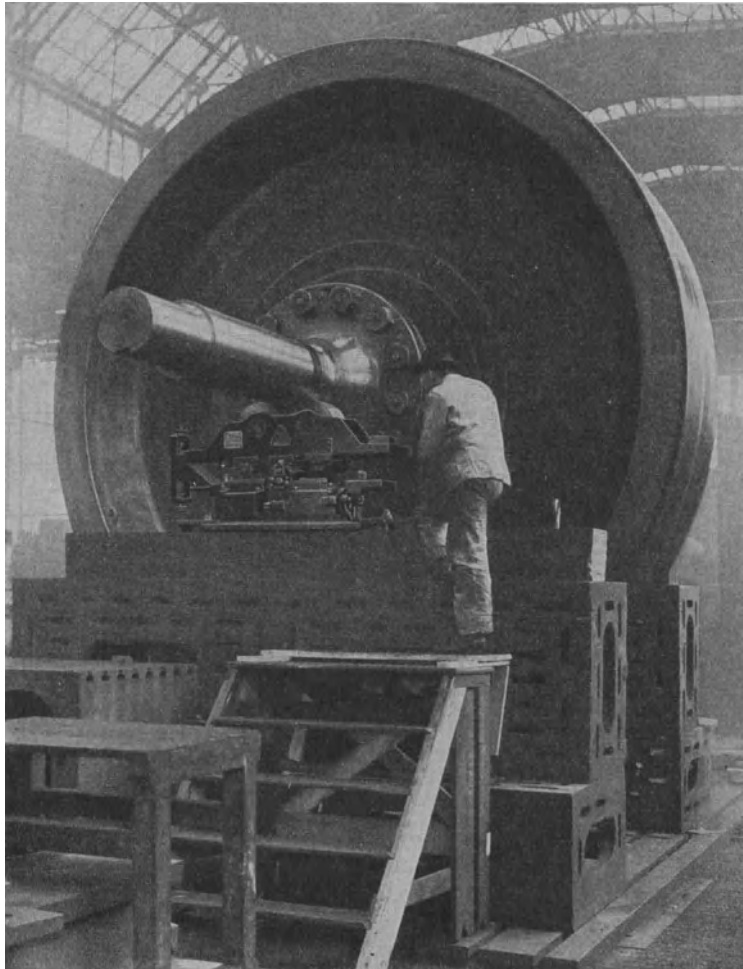


Abb. 6. Wuchtmaschine, Bauart ET 3, belastet mit 70 t-Schwungrad.

festgestellte, nicht schwingende Punkt der Welle sein. Dann wird  $k'_a$  reduziert von Punkt  $S_2$  nach Punkt  $S$ , indem gesetzt wird:

$$k_{a''} = k_a' \cdot \frac{E'}{E_1}.$$

Es wird also

$$\alpha_a = \sqrt{\frac{k_a}{M} \cdot 2 \frac{L'}{H} \cdot \frac{E'}{E_1}}$$

und

$$k_a = \frac{n^2 M}{200} \cdot \frac{H}{L'} \cdot \frac{E_1}{E'}.$$

Bei schweren Prüfkörpern mit sehr großen Lagerstellendurchmessern kann es vorkommen, daß zur Erzielung eines stabilen Schwingens für das statische

Auswuchten auch die schwächeren dynamischen Federn herangezogen werden müssen.

In Abb. 5 und 6 sind eine ET 2- und ET 3-Maschine mit einer Tragkraft von 500 bis 16 000 bzw. 1000 bis 60 000 kg abgebildet. Abb. 5 bringt die Gesamtanordnung der Wuchtanlage auf einer geschlitzten Richtplatte. Der Riemen ist hier auf dem rechts liegenden Hilfsantrieb angeordnet; er könnte ebensogut unmittelbar über den Prüfkörper gelegt werden. Abb. 6 bringt die eigentlichen Wuchtmaschinenköpfe.

## II.

Die andere Bauart der vereinigten dynamisch-statischen Wuchtmaschinen, welche für kleine und mittlere Prüfkörper geeignet ist und sowohl das Wuchten

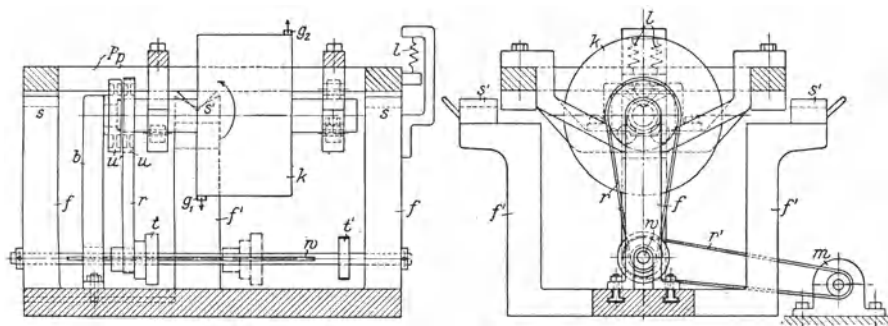


Abb. 7. Vereinigte dynamisch-statische Wuchtmaschine, Bauart BT. Schematische Darstellung.

bei horizontaler wie vertikaler Lage des Prüfkörpers gestattet, ist die als Bauart BT bezeichnete Rahmenmaschine, über welche im nachstehenden einiges mitgeteilt sei (vgl. auch ETZ a. a. O.). Abb. 7 bringt die schematische Zusammenstellung der Maschine, die zunächst aus der bekannten statischen Rahmenschwerpunktwaage besteht und durch Hinzufügen einer geeigneten Schwingachse nebst Federelementen für das dynamische Nachwuchten ergänzt ist.  $k$  ist der Prüfkörper, der auf Rollenlagern des Rahmens  $p$  ruht,  $s$  sind die statischen Schneiden des Rahmens  $p$ , die in bekannter Weise in der senkrechten Ebene durch die Prüfkörperachse sitzen. Die zugehörigen statischen Pfannen ruhen auf den festen Stützen  $f$ . Die Neigung des Pendelrahmens infolge einseitig liegenden Gesamtschwerpunktes wird durch eine empfindliche Libelle angezeigt. Die beschriebene Einrichtung stellt im wesentlichen die reine Schwerpunktwaage dar. Für das dynamische Nachwuchten sind die dynamischen Schneiden  $s'$  quer zur Prüfkörperdrehachse am Pendelrahmen  $p$ , nach Bedarf einseitig zu seiner Längsmittlinie vorgesehen. Die zugehörigen Pfannen sind auf den Stützen  $f'$  ein- und ausschierbar angeordnet.

Soll nach beendeter statischer Wuchtung dynamisch nachgewuchtet werden, dann sind die Pfannen  $s'$ , nach Anheben des Rahmens  $p$ , welches in bequemer Weise erfolgt, unter ihre Schneiden zu schieben, wonach die Pfannen und Schneiden  $s$  etwa 6 mm Spiel gegeneinander besitzen. Es werden dann die Federn  $l$  eingehängt, welche den Rahmen nebst Prüfkörper in Schwebelage um die dynamischen Schneiden halten. Dieses System vermag jetzt, entsprechend an-

gestoßen, harmonische Schwingungen, um die Schneiden  $s'$  auszuführen. Die minutliche Zahl der harmonischen Schwingungen bzw. die Eigenschwingzahl des Systems läßt sich nun je nach Wahl der dem Prüfkörpergewicht anzupassenden, rechnerisch leicht zu bestimmenden Stärke der Federn  $l$  verändern; sie soll wieder, wie oben, etwa bei 200 bis 500 in der Minute liegen. Die Größe der Rahmenschwingungen wird durch einen besonderen Zeiger in vergrößertem Maßstabe angegeben, der gleichzeitig den Ausschlag auf eine nach Bedarf verschiebbare Schaukarte aufschreibt.

Der Antrieb des Prüfkörpers für das dynamische Nachwuchten erfolgt durch den Antriebmotor  $m$  nebst Vorgelegewelle  $w$ , auf welcher letzterer die Stufenscheiben  $t$  verschiebbar angeordnet sind. Der Antriebsriemen führt von  $t$  entweder auf eine geeignete Stelle des Prüfkörpers selbst, und zwar dann in der Ebene der dynamischen Schneiden, oder er wird auf eine besondere Festscheibe  $u$  geleitet, welche auf der Prüfkörperwelle aufgekeilt ist. Diese Scheibe kann freiliegend, wie gezeichnet, angeordnet sein. Neben ihr ist eine Leerscheibe  $u'$  an einem Bock  $b$  so gelagert, daß der Riemen  $r$  darauf übergeleitet werden kann, wenn der Prüfkörper etwa zur Kontrolle vollständig frei laufen soll.

Über das Wuchten mit der Maschine sei folgendes gesagt: Der Schwerpunkt des Prüfkörpers sei bereits bei Stillstand auf der Schwerpunktwage genau in die Drehachse verlegt. Dann werde die Wage für das dynamische Nachwuchten umgebaut. Die Eigenschwingzahl des Systems Wuchtrahmen-Prüfkörper möge etwa bei 320/min liegen. Nun möge der infolge des statischen Vorwuchtens statisch wuchtfehlerfreie Prüfkörper noch die beiden gleichgroßen Fehlergewichte  $g_1$  und  $g_2$  (Abb. 7) (= dynamischer Wuchtfehler) an seinen beiden Stirnflächen besitzen. Setzen wir den Prüfkörper mittels des Motors  $m$  auf den Rollenlagern in Umlauf, dann entsteht an den Gewichten  $g_1$  und  $g_2$  ein mit dem Prüfkörper umlaufendes Fliehkräftepaar, dessen Vertikalkomponente, sinusförmig mit dem Umdrehungswinkel wechselnd, den Prüfkörper um die dynamischen Schneiden abwechselnd gegen oder mit dem Uhrzeigersinn zu drehen versucht. Diese Vertikalkomponente des Fliehkräftepaares, des sog. „Kräftepaarfehlers“, versetzt nun das schwingfähige System Prüfkörper-Pendelrahmen in Drehschwingungen um die dynamischen Schneiden  $s'$ . Die Schwingungen werden immer größer, je mehr die Umlaufzahl sich der kritischen Umlaufzahl, d. h. der Eigenschwingzahl des Systems, in diesem Falle also 320/min, nähert. Durch das „Auswuchten“ des Prüfkörpers, d. h. in diesem Falle durch Ansetzen eines Gegengewichtspaares, werden die Schwingungen nun zum Verschwinden gebracht (vgl. unter III).

Der Wuchtvorgang des statisch Vor- und dynamisch Nachwuchtens kann nun auch bei den vereinigten dynamisch-statischen Wuchtmaschinen, Bauart BT, besonders zweckmäßig durch den Prozeß: „dynamisch Vor- und statisch Nachwuchten“ ersetzt werden. Wir denken uns zu diesem Zwecke den mit statischem und dynamischem Wuchtfehler behafteten Prüfkörper auf der Wuchtmaschine BT in Umdrehung versetzt und durch ein möglichst weit von der senkrechten Ebene durch die dynamischen Schneiden entfernt liegendes einzelnes

Ausgleichgewicht so dynamisch vorgewuchtet, daß der Pendelrahmen keine kritischen Schwingungen mehr ausführt. Dann wirkt außerhalb der Vertikalebene durch die dynamischen Schneiden keine freie Fliehkraft mehr auf den Prüfkörper. Es kann also dann höchstens nur noch eine in der Vertikalebene durch die dynamischen Schneiden angreifende, freie Fliehkraft auf den Prüfkörper wirken. Der dieser freien Fliehkraft entsprechende Wuchtfehler ist aber auf der zur Schwerpunktwage umgebauten Wuchtmaschine im Erdschwerefeld, d. h. bei Körperstillstand, als Schwerpunktexzentrizität nach Ort und Größe genau zu bestimmen, wobei also nur zu beachten ist, daß dieses, außer dem oben dynamisch ermittelten und angebrachten, ersten, noch anzubringende zweite Zusatzgewicht genau in der Ebene des Prüfkörpers liegen muß, welche bei der dyna-

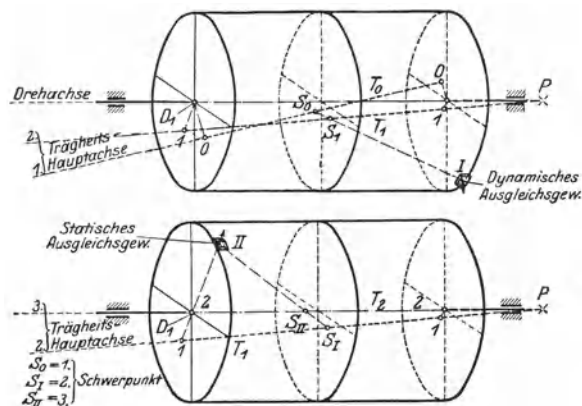


Abb. 8 a und 8 b. Angenähertes Wandern der Trägheitshauptachse beim dynamischen und statischen Wuchten.

mischen Vorwuchtung mit der Vertikalebene durch die Schneiden zusammenfiel. Hier wird die fehlerfreie Wuchtung also grundsätzlich nur durch zwei Ausgleichgewichte, ein dynamisch und ein statisch ermitteltes, herbeigeführt.

Über den allgemeinen mathematischen Beweis für die Richtigkeit der hier benutzten Zerlegung bzw. Beseitigung des Wuchtfehlers nach Lawaczek (unter Benutzung der Trägheitsellipsoide der zu wuchtenden Körper) vgl. ETZ a. a. O.

Über die verschiedenen Lagen, welche das Zentralträgheitsellipsoid des Prüfkörpers bei dem Wuchtvorgang des dynamischen Vor- und statischen Nachwuchtens nacheinander zur Drehachse einnimmt, ist in den Aufsätzen Kruppsche Monatshefte April 1922 und Maschinenbau 1923, Heft 25/26, Näheres mitgeteilt. Dort gelangt zunächst der Gesamtschwerpunkt durch das statische Wuchten in die Drehachse, wobei Trägheitshaupt- und Drehachse sich schneiden, nachdem sie sich vorher gekreuzt hatten. Dann wird die Trägheitshauptachse durch das dynamische Wuchten in die Drehachse herungeschwenkt.

Bei dem Wuchtvorgang des „Dynamisch Vor- und statisch Nachwuchtens“ erfolgt die Verlegung des Zentralträgheitsellipsoides in die Drehachse dagegen ungefähr in folgender Weise (Abb. 8 a und 8 b), wobei die allerdings nur angenähert zutreffende Voraussetzung gemacht sei, daß das Zentralträgheits-

ellipsoid des Prüfkörpers ein Rotationsellipsoid ist und bleibt. Durch das dynamische Vorwuchten (die dynamische Schneidenebene für das Vorwuchten sei etwa durch Punkt  $D_1$  [Abb. 8a] gelegt, Gewicht I) wird erreicht, daß die Trägheitsachse  $T_1$  des nunmehr maßgebenden (zweiten) Zentralträgheitsellipsoides des Prüfkörpers ( $T_0 =$  Trägheitsachse,  $S_0 =$  Schwerpunkt des ersten Ellipsoides) die Drehachse in einem Punkte, etwa bei  $P$ , schneidet, wobei natürlich der Schwerpunkt  $S_1$  allgemein noch außerhalb der Drehachse liegen wird (Abb. 8a

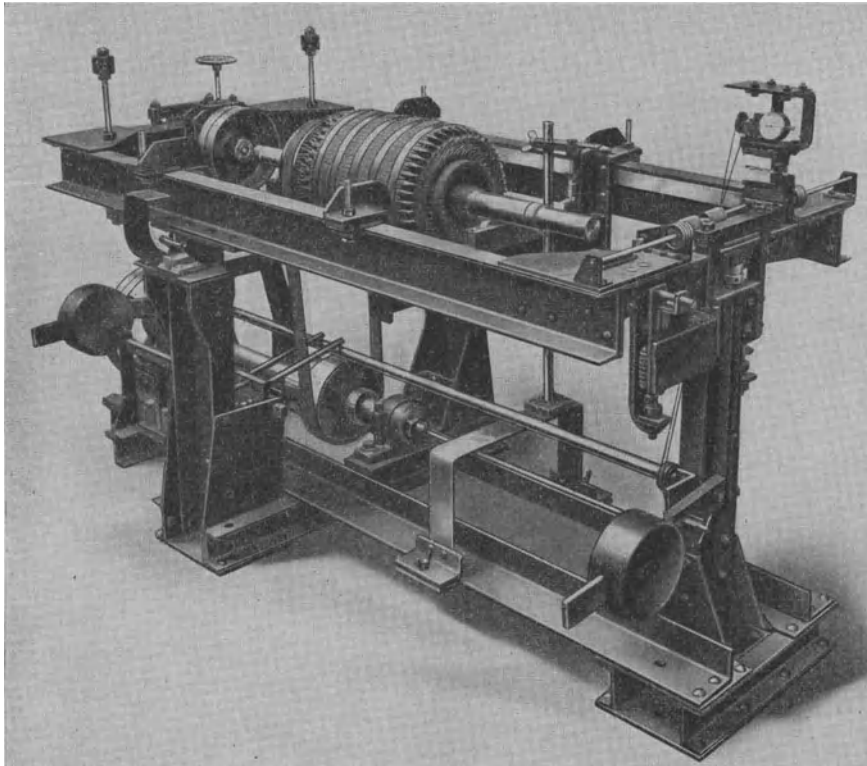


Abb. 9. Wuchtmaschine, Bauart BT 5.

und 8b). Durch das statische Nachwuchten in der Schneidenebene für das dynamische Vorwuchten, d. h. in der senkrecht auf der Drehachse stehenden Ebene durch Punkt  $D_1$  (statisches Ausgleichgewicht II, Bild 8b) wird dann das nun gültige (dritte) Zentralträgheitsellipsoid (Achse  $T_2$ ) vollständig in die Drehachse ( $2-2$ ) gelegt. Die zugehörige Hauptachse  $T_1$  ist also in der Ebene Hauptachse  $T_1$ —Drehachse ( $D_1, II; P; T$ ) des Bildes 8b durch das Anbringen des Gewichtes  $II$  angenähert um Punkt  $P$  in die Drehachse herumgeschwenkt worden.

Eine Wuchtmaschine BT 5 für Prüfkörper von etwa 20 bis 350 kg Gewicht ist in Abb. 9 wiedergegeben, während Abb. 10 eine entsprechende Zusammenstellungszeichnung bringt. In dieser liegen bei 1 die dynamischen, bei 2 die statischen Schneiden. 3 ist die Riemenscheibe, 4 die Vorgelegewelle zum Antriebe des Prüfkörpers, 5 ist die Festscheibe, über die der Antriebsriemen läuft,

6 die Leerscheibe, auf die der Riemen übergeleitet werden kann. 7 ist die Schreibvorrichtung, 8 sind die Rollenlager, auf denen der Prüfkörper ruht. 9 ist ein ständig angeschlossenes Tachometer, 10 der Zeiger zum Anzeichnen der Ausschläge. 11 sind die Stützfedern für das dynamische Wuchten, 12 auf 4 verschiebbare Antriebscheiben, 13 verstellbare Tariergewichte, und 14 ist der Riemenaustrücker. Der Wuchter reguliert die Umlaufzahl möglichst dicht an die kritische Umlaufzahl heran. Er beobachtet dabei den Ausschlagzeiger, der die Größe des Ausschlages auf eine verschiebbare Schaukarte aufzeichnet, und liest die Umlaufzahl des Prüfkörpers an dem angeschlossenen Tachometer ab. Mit Hilfe der nachstehend beschriebenen Vorrichtung werden dann die kritischen

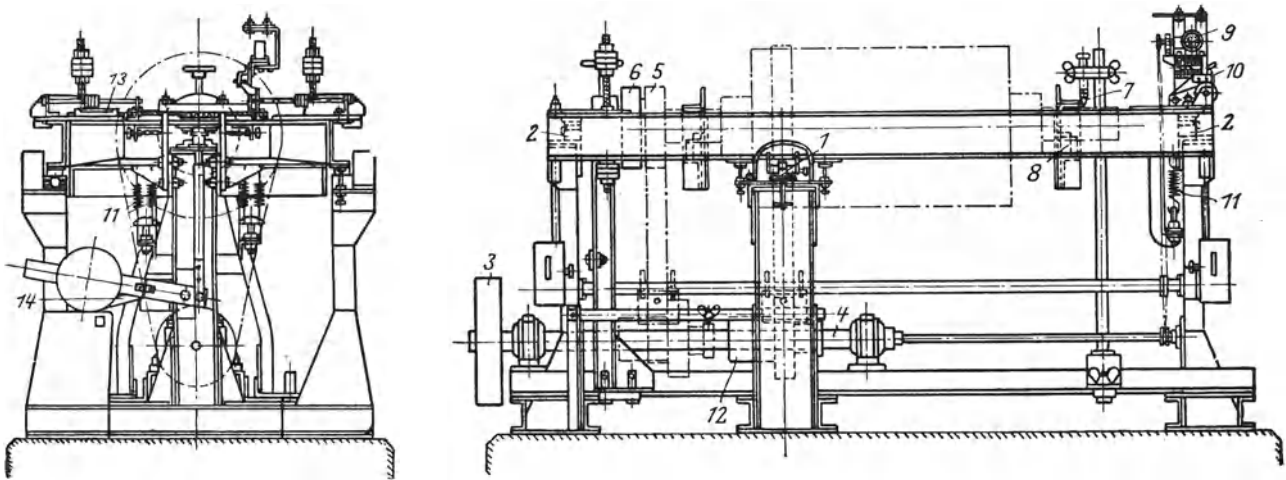


Abb. 10. Wuchtmaschine, Bauart BT-Zusammenstellung.

Schwingungen der Maschine während des Umlaufs zum Verschwinden gebracht (s. unten).

Der Riemen für den Prüfkörperantrieb liegt hier auf Fest- bzw. Leerscheibe auf (Hilfsantrieb), kann also vollständig von dem umlaufenden Prüfkörper ab- und zurückgeleitet werden. Allgemein wird er jedoch unmittelbar auf den Prüfkörper in der dynamischen Schneidenebene aufgelegt werden, da er den Auswuchtvorgang in keiner Weise stört. Daher wird dieser Antrieb auch als Hauptantrieb bezeichnet. Der Antriebmotor der BT5-Maschine leistet etwa 5 PS.

### III.

Im nachstehenden sei die von der Firma Krupp neuerdings herausgebrachte Vorrichtung zum dynamischen Wuchten, der sog. „Wuchtkopf“, beschrieben. Dieser Wuchtkopf sitzt auf dem schwingenden Teil der Wuchtmaschine und läuft gleichtourig und zweckmäßig parallelachsig mit der Prüfkörperwelle um. Während des Umlaufs werden nun Wuchtfehlerveränderungen nach Größe und Ort von außen an den umlaufenden Massen des Wuchtkopfes eingestellt, welche die kritischen Schwingungen der Maschine zum Verschwinden bringen. Dieser Wuchtvorgang erfolgt also während eines einzigen Prüfkörperumlaufs in oder in der Nähe der kritischen Umlaufzahl, ohne daß der Rotor zwischendurch

stillgesetzt wird. Wird dann schließlich der Rotor nach Verschwinden aller Schwingungen stillgesetzt, dann ist der am Wuchtkopf eingestellte Wuchtfehler unter Zuhilfenahme von Tabellen usw. auf den Prüfkörper selbst zu übertragen.

Derartige „Wuchtköpfe“ sind bereits bekannt. So verwendet man z. B. in Amerika eine unter dem Namen „Eichhornrad“ bekanntgewordene Anordnung zu dem gleichen Zwecke, während ein von Prof. Punga, Darmstadt, angegebener Wuchtkopf in Deutschland eingeführt ist. Die nachbeschriebene Anordnung

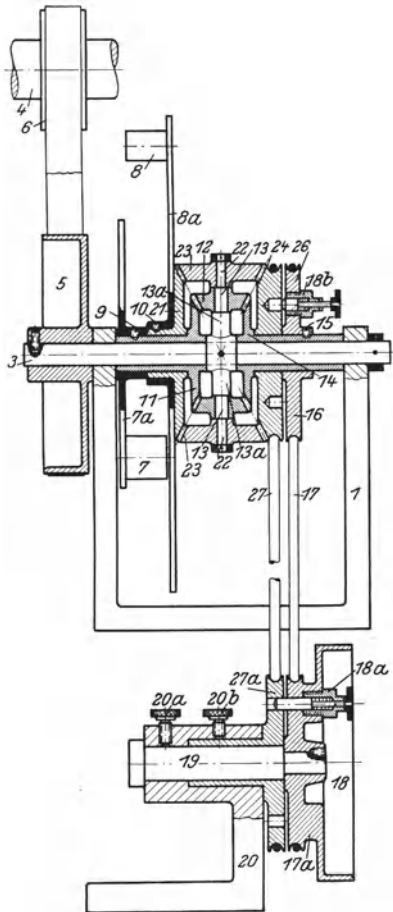


Abb. 11. Wuchtkopf zum dynamischen Wuchten.

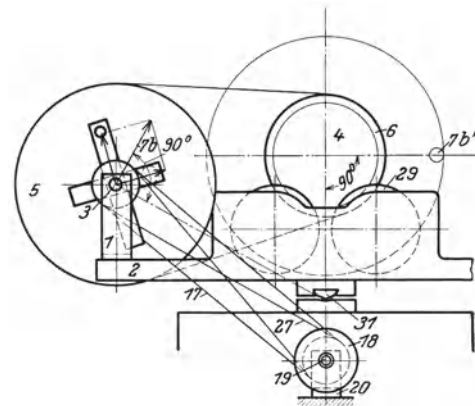


Abb. 12. Wuchtkopf an Wuchtmaschine Bauart ET.

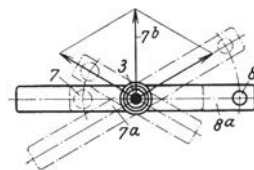


Abb. 13. Beispiel einer Gewichtseinstellung.

des Wuchtkopfes ist besonders einfach und gestattet eine besonders genaue und leichte Einstellung des Wuchtfehlers. Bei der Vorrichtung wird eine „freie“ Zusatzmasse von allen möglichen Größen durch Gegeneinanderverdrehen zweier, im wesentlichen in einer Umlaufebene liegenden, exzentrischen Gewichte von gleichem Zentrifugalmoment um ihre Drehachsen erzeugt. Diese Zusatzmasse, die gleich schnell wie der Prüfkörper umläuft, wird dann in alle möglichen Winkelstellungen in bezug zur Drehachse des Prüfkörpers gedreht. Die Einstellung der Größe und des Winkels der Zusatzmasse am Wuchtkopf erfolgt mit Hilfe zweier Kardanantriebe, von denen der eine zur Einstellung der Größe

der Zusatzmasse (Größe des Wuchtfehlers), der andere zur Einstellung des Winkels zum Prüfkörper (Ort des Wuchtfehlers) dient.

In Abb. 11 und 12 ist die Vorrichtung dargestellt, und zwar enthält die Abb. 11 die Vorrichtung selbst im Schnitt, während die Abb. 12 den Anbau der Vorrichtung an eine Wuchtmaschine der Bauart ET darstellt. Abb. 11 stellt eine wesentliche Einzelheit dar.

Die Vorrichtung kann natürlich auch an jeder beliebigen anderen Wuchtmaschine angebaut werden, beispielsweise auch an der normalen Lagerung eines unruhig laufenden Rotors selbst.

In dem Lagerbock 1, der auf dem mitschwingenden Querhaupt 2 der Wuchtmaschine befestigt ist, ist die Welle 3 zweifach gelagert. Die Welle 3 liegt parallel zur Welle 4 des Prüfkörpers. Beide Wellen 3 und 4 sind durch die Riemen Scheiben 5 und 6 so miteinander gekuppelt, daß die Welle 3 die halbe Umlaufzahl der Welle 4 besitzt.

Auf der Welle 3 sitzen auf Büchsen 9 bzw. 10 die Gewichte 7 und 8 an den Armen 7a bzw. 8a. Die Gewichte 7 und 8 besitzen gleiches Zentrifugalmoment und sind so angeordnet, daß sie bei Drehung um die Welle 3 aneinander vorbeigedreht werden können. Bei Versetzung der Gewichte um  $180^\circ$  liegt ihr Gesamtschwerpunkt in der Drehachse. Auf der Büchse 9 sitzt ein Kegelrad 11, das in Eingriff ist mit den beiden axial sich gegenüberliegenden Kegelrädern 12, die sich um Zapfen 13 zu drehen vermögen, welche vermittels der Arme 13a auf Welle 3 fest aufgekeilt sind. In die beiden Kegelräder 12 greift das Kegelrad 14 ein, das auf der lose um Welle 3 drehbaren Büchse 15 sitzt, die ihrerseits noch das Antriebsrad 16 trägt. Das Rad 16 kann vermittels des Riemenantriebs 17, 17a von dem Handrad 18 aus betätigt werden. Das Handrad 18 sitzt auf der Hilfswelle 19, die in dem Bock 20 ruht. 20 selbst ist auf dem nichtschwingenden Teil der Wuchtmaschine angeordnet. 17a und 18 sind ständig starr miteinander verbunden. Der Riemen 17 hat eine solche Richtung zur Wuchtmaschine, daß er die Schwingungen der Wuchtmaschine nicht stört. Auf der Welle 3 sitzt außer dem oben beschriebenen Kardanantrieb ein zweiter. Dessen Kegelrad 21 sitzt fest auf der Büchse 10 und greift in die axial sich gegenüberliegenden Kegelräder 23 ein. Die Kegelräder 23 sind drehbar um Zapfen 22, welche in der Verlängerung der Zapfen 13 sitzen. Mit den beiden Kegelrädern 23 in Eingriff ist das Kegelrad 24, welches um Welle 3 drehbar ist. An 24 sitzt das Antriebsrad 26, welches vermittels des Riemenantriebs 27, 27a betätigt werden kann. Das Rad 27a sitzt drehbar auf der Achse 19. Der Riemen 27 sei geschränkt und Riemen 17 offen. Zwischen den Rädern 16 und 26 ist ein ausrückbarer Kupplungsbolzen 18b angeordnet, desgleichen zwischen 17a und 27a der Kupplungsbolzen 18a. In Bild 13 sind die Gewichte 7 und 8 in Stirnansicht dargestellt. Sobald sie sich axial gegenüberliegen, ist ihr resultierender Wuchtfehler 0. Nun ist es möglich, bei stillstehender Prüfkörperwelle 4 und gleichfalls stillstehender Welle 3 durch Drehen des Handrads 18, das mit Rad 27a vermittels des Kupplungsbolzen 18a gekuppelt sei, die beiden Gewichte 7 und 8 gegeneinander zu verdrehen, so daß ihr Winkel kleiner als  $180^\circ$  wird, wodurch sich ein resul-



tierender Wuchtfehler *7b* aus beiden Gewichten *7* und *8* ergibt, wie in Bild 13 angedeutet ist. Löst man die Kupplung *18a* des Rades *27a* und kuppelt die Räder *16* und *26* durch die Kupplung *18b* und dreht das Rad *18*, dann wird das resultierende Gewicht *7b*, d. h. also die beiden Gewichte *7* und *8*, gemeinsam in gleicher Richtung um die Welle *3* gedreht, dergestalt, daß *7b* auch relativ zur Prüfkörperwelle *4* verdreht wird.

Wird der Prüfkörper (Welle *4*) in Umdrehung versetzt und damit auch das Gewichtssystem *7, 8* in dieselbe Umdrehung, dann überlagert sich diese Umdrehung den eben geschilderten, durch Handrad *18* einzuleitenden Drehbewegungen. Es ist somit möglich, durch Verstellen des Handrades *18* bei ein- bzw. ausgekuppelten Kupplungen *18a, 18b* beliebig große Wuchtfehler unter beliebigem Winkel zum Prüfkörper von außen her zu erzeugen und so auf das schwingende System wirken zu lassen.

Bringt ein Prüfkörper auf einer Wuchtmaschine beträchtliche kritische Schwingungen hervor, dann ist es möglich, durch die Betätigung des Handrades *18* die Schwingungen zum Verschwinden zu bringen. Setzt man den Prüfkörper still, dann gibt die relative Lage der Gewichte *7* und *8* zur Drehachse *3* bzw. *4* den in dem Prüfkörper befindlichen Wuchtfehler nach Größe und Ort genau an.

In Bild 12 erfolgen die kritischen Schwingungen auf der Wuchtmaschine Bauart ET um die Schneide *31*. Nimmt das resultierende Wuchtgewicht *7b* die in Bild 12 gezeichnete Stellung ein, dann entspricht dem das Ausgleichgewicht *7b'* am Prüfkörper, wie man leicht sieht.

Bisher war die praktische Anwendung der „Wuchtköpfe“ im wesentlichen auf Amerika beschränkt geblieben. Will man eine schnelle Wuchtung, wie sie die Serienfabrikation erfordert, erreichen, dann bleibt auch in Deutschland nichts anderes übrig, als die Wuchtköpfe allgemein einzuführen, denn das mehrmalige Anlaufenlassen, Anschreiben des höchsten Punktes, Stillsetzen, probeweises Anbringen von Gegengewichten, Wiederanlaufenlassen, Wiederstillsetzen usw., wie es bisher üblich war, ist und bleibt eine große, Zeitverluste bedingende Unvollkommenheit.

Die Vorteile der vereinigten dynamisch-statischen Wuchtmaschinen beruhen in folgenden Punkten:

1. Die Prüfkörper werden mit ihren in weiten Grenzen (s. Tabelle Abb. 1) im Durchmesser beliebig veränderlichen Lagerstellen auf die Laufrollen *2* der Wuchtmaschine aufgelegt. Das bei anderen Wuchtmaschinen notwendige umständliche und sehr kostspielige genaue Einpassen des Prüfkörpers in die geschlossenen Lagerstellen vermittels besonderer Paßbüchsen fällt fort. Schnellstes und billigstes Aufbringen auf die Wuchtmaschine ist also gewährleistet. Dabei können die beiden Lagerstellen auch untereinander ganz verschiedene Durchmesser aufweisen, da diese Verschiedenheiten durch einfaches Unterlegen von Zwischenstücken an den Böcken *12* leicht ausgeglichen werden können. (Beispielsweise läßt man Turbinenläufer von Turbodynamos mit nur drei Lagerstellen, bei dem also der Turbinenläufer nur eine Lagerstelle besitzt, unmittelbar mit dem Kupplungsflansche auf der einen Wuchtmaschinenseite aufliegen.)

2. Körper von beliebig großen Außendurchmessern und Lagerabständen können gewuchtet werden. Durch Untersetzen von genügend hohen Böcken 12 und Auseinanderrücken derselben können alle diese Verhältnisse berücksichtigt werden.

3. Die Zahl der dynamischen Wuchtvorgänge wird auf die Hälfte der bisher erforderlichen Prozesse herabgesetzt.

4. Der Prüfkörper wird von unten in die kritische Umlaufzahl hineinreguliert. Jede unnötig hohe Steigerung der Umlaufzahl wird also vermieden.

5. Die federnden Teile (Schrauben und Tellerfedern) für das statische bzw. dynamische Wuchten liegen seitlich neben den Hauptstützschneiden und sind daher bequem zugänglich und mühelos auswechselbar, zumal sie selbst sehr leicht und handlich sind.

6. Der Riemen für das dynamische Wuchten wird in einfachster Weise auf den Prüfkörper aufgelegt. Er stört den Wuchtvorgang in keiner Weise. Für Serienwuchten kann ein Hilfsantrieb mit Fest- und Leerscheibe angeordnet werden, der gestattet, den Riemen schnell zu und von dem Prüfkörper zu leiten.

7. Die Einführung des Wuchtkopfes kürzt den dynamischen Wuchtvorgang ganz wesentlich ab.

#### IV.

Bei den neuerdings immer höher steigenden Umlaufzahlen erfordert die Frage, ob das dynamische Wuchten eines Rotors auf einer Wuchtmaschine bei Betriebumlaufzahl oder bei den niedrigen Umlaufzahlen der vorbeschriebenen Wuchtmaschinen erfolgen soll, eine besondere Beachtung. Eng hiermit zusammen hängt die Frage des „Schleuderns“, d. h. der Prüfung des Rotors auf seine Festigkeit hinsichtlich der Fliehkraftbeanspruchungen bei Betriebumlaufzahl.

Man könnte als erstrebenswert ansehen, daß die Schleuderprobe bei bzw. über Betriebumlaufzahl mit dem dynamischen Wuchten bei Betriebumlaufzahl vereinigt wird, d. h. daß die Schleudervorrichtung so ausgebildet wird, daß sie gleichzeitig als dynamische Wuchtmaschine dient bzw. umgekehrt, daß letztere Maschine gleichzeitig zur Schleuderprobe verwendet wird. Hiergegen spricht einmal der Umstand, daß die Schleudervorrichtung wenig zugänglich in der Schleudergrube steht und so stabil wie möglich gebaut sein muß. (Hier ist es dann unwesentlich, ob der Rotor bei der Schleuderprobe mehr oder weniger unruhig läuft.) Infolgedessen empfiehlt es sich also nicht, eine mehr oder weniger empfindliche Wuchtmaschine auch gleichzeitig zum Schleudern zu benutzen. Unglücksfälle an zum Schleudern benutzten Wuchtmaschinen sind bereits vorgekommen und werden naturgemäß auch in Zukunft eintreten. Die hohen Kosten der Wuchtmaschinen und die durch ihre eventuelle Zertrümmerung bedingten Betriebsstörungen sprechen somit gegen ihre Aufstellung in der Schleudergrube. Ferner spricht gegen das dynamische Wuchten auf der Wuchtmaschine bei Betriebumlaufzahl der Umstand, daß das Wuchten bei Betriebumlaufzahl letzten Endes nur dann wirklich Zweck hat, wenn es genau unter den Betriebsverhältnissen der Maschine selbst erfolgt, d. h. in dem betreffenden Gehäuse der Maschine, in der Lagerung der Maschine und

schließlich an Ort und Stelle auf dem Betriebsfundament der Maschine. Denn es ist eine bekannte Erfahrung, daß Rotoren sich in der Werkstatt auf dem Versuchsstande u. U. hinsichtlich ruhigen Laufes ganz anders verhalten als nachher an der Betriebsstelle. Es ist beispielsweise vorgekommen, daß ein Rotor auf dem Versuchsstand schlecht und nachher am Betriebsort gut gelaufen ist und umgekehrt, obwohl zwischendurch an ihm nichts geändert wurde.

Aus vorstehenden Überlegungen heraus dürfte die Frage des Wuchtens bei Betriebumlaufzahl sowie des „Schleuderns“ der Rotoren zweckmäßig in folgender Weise im Zusammenhang mit den obenbeschriebenen Wuchtvorrichtungen zu behandeln sein: Die Rotoren werden während der einzelnen Stadien ihrer Fertigung bzw. im Fertigungszustand statisch bzw. — auf den Wuchtmaschinen mit niedrigen Umlaufzahlen — dynamisch gewuchtet. Danach werden sie erforderlichenfalls zum Zwecke der Prüfung der Fliehkraftbeanspruchung geschleudert, worauf sie, wenn nötig, nochmals auf den erwähnten Wuchtmaschinen gewuchtet werden. Hierauf werden sie in ihre Gehäuse eingebaut und — u. U. zunächst auf dem Prüfstand — in Betrieb genommen. Sollten sich hier bzw. später am Betriebsort noch Erschütterungen einstellen, welche eine weitere Wuchtung der Rotoren erfordern, dann muß eine letzte Wuchtung bei Betriebumlaufzahl im Gehäuse selbst an Ort und Stelle vorgenommen werden.

Die Aufgabe der Technik ist es nun, für dieses Wuchten bei Betriebumlaufzahl, im Gehäuse und am Betriebsort, ein einfaches und schnell zum Ziel führendes Wuchtverfahren auszuarbeiten. Wesentliche Schritte in dieser Richtung sind, soviel dem Verfasser bekannt geworden ist, von Prof. Dr.-Ing. Blaess in Darmstadt unternommen worden. Die Firma Krupp hat sich ebenfalls gemeinsam mit ihrer Lizenznehmerin, dem Loschenhausenwerk in Düsseldorf-Grafenberg, der Lösung dieser Aufgabe zugewandt.

Die Aufgabe ist verhältnismäßig einfach zu lösen, sobald der obenbeschriebene Wuchtkopf an geeigneten Stellen der Prüfkörperwelle angebaut werden kann. Denn dann kann das Wuchten mit Hilfe dieses Kopfes leicht ausgeführt werden. Besitzt jedoch die Welle keine derartigen geeigneten Stellen, dann wird ein von dem Blaessschen Verfahren etwas abweichender Weg beschritten, der sich dadurch kennzeichnet, daß die Größe der Erschütterungen (Schwingungsamplituden) zwar ähnlich wie bei dem Blaessschen Verfahren vermittels Vibrationszungen gemessen wird, daß aber gleichzeitig die „höchsten Punkte“ der beiden Wellenenden des Rotors mit besonderen Hilfsmitteln auf der Welle markiert werden. Die Größe der beiden Schwingungsamplituden und die gegenseitige Lage der beiden „höchsten Punkte“ der Wellenenden geben dann unmittelbar einen guten Anhalt für das Ansetzen der Ausgleichgewichte.

Über dieses Verfahren wird in Kürze getrennt berichtet werden.

### Erörterung.

Herr Oberingenieur Lehr, Darmstadt:

Meine Herren! Der heutige Vortrag darf wohl als Antwort auf einen Vortrag angesehen werden, den mein Kollege Herr Dr. Heymann vor Jahresfrist vor dieser Versammlung gehalten hat. Er erörterte damals ausführlich die Grundlagen des Wuchtproblems, gab einen kurzen geschichtlichen Überblick über die Entwicklung des Auswuchtverfahrens und zeigte dann, in welcher Weise die nach ihm und Lawaczek

benannte Auswuchtmaschine, die die Firma Schenck baut, arbeitet. Ich darf wohl kurz wiederholen, daß die Auswuchtmethode, die Herr Dr. Heymann vorgetragen hat, nach dem sogenannten Doppelpendelprinzip arbeitet und auf rein dynamischer Grundlage beruht.

Der Herr Vortragende hat, wenn ich ihn recht verstanden habe, die Ansicht vertreten, daß es unmöglich sei, durch ein rein dynamisches Auswuchten eine einwandfreie Auswuchtung zu erzielen, daß man vielmehr den statischen und den dynamischen Fehler trennen müsse. Wenn das der Fall wäre, meine Herren, so könnten die etwa 500 Auswuchtmaschinen nach dem System Lawaczek-Heymann, die in der Praxis arbeiten, nur betrübende Ergebnisse zeitigen. Das ist aber nicht der Fall. Ich kann ihnen aus meiner reichen Praxis bestätigen, daß die Maschinen in jeder Hinsicht einwandfrei arbeiten und gerade auch auf zahlreichen Werften des In- und Auslandes im Schiffsmaschinenbau ausgezeichnete Resultate erzielt haben.

Die Begründung, die Herr Dr. Hort anführt, habe ich wiederholt in Vorträgen und auch in Aufsätzen widerlegt. Ich will deshalb heute auf die Theorie dieser Fragen nicht eingehen, weise nur erneut darauf hin, daß es wirklich keinen Sinn hat, die elastischen Verbiegungen des Prüfkörpers mit den Unbalanzformen, die sich auf einen Prüfkörper beziehen, der als starr vorausgesetzt ist, zu vermengen. Das getrennte statische und dynamische Auswuchten sowohl wie das rein dynamische Auswuchten bei niedriger Drehzahl — sagen wir bei 300 bis 400 Drehungen in der Minute — sind doch nur dann richtig, wenn man den Prüfkörper praktisch als starr ansehen kann, das heißt, wenn er bei der Wuchtdrehzahl dieselbe Gestalt hat wie in der Betriebsdrehzahl, in der er nachher laufen soll, und wenn nicht zwischen diesen beiden Drehzuständen irgendwelche Verformungen stattfinden, wie es beispielsweise bei vielen Elektroankern der Fall ist.

Herr Dr. Hort hat auf die Amerikaner hingewiesen. Mir sind aus eigener Erfahrung die amerikanischen Auswuchtverfahren und die dortige Auswuchttechnik sehr gut bekannt. Ich darf Ihnen vielleicht über die amerikanischen Zustände einen ganz kurzen Überblick geben. Wir haben in Amerika hauptsächlich drei Systeme von Auswuchtmaschinen: die erste Maschine ist die Carwen-Olsen-Maschine, die von Tinius-Olsen gebaut wird, die zweite ist die Akimoff-Maschine und die dritte die Gisholt-Maschine. Herr Dr. Hort erwähnte nun, daß man in Amerika mit Auswuchtautomatik arbeite, das heißt, daß man mit Hilfe besonderer Apparate Größe und Lage der Unbalanz feststellt. Das ist heute nicht mehr der Fall; es war einmal. Die einzige Maschine, die noch auf diesem Wege arbeitet, ist die Carwen-Olsen-Maschine. Vom Standpunkt des amerikanischen Werkstattpraktikers aus betrachtet, rangiert diese Maschine an letzter Stelle, weil ihre Handhabung für den Arbeiter zu kompliziert ist und sie deshalb entgegen aller Reklame von Carwen-Olsen die längste Zeit braucht. Akimoff sowohl wie Gisholt arbeiten — das sei ausdrücklich betont — erstens auf rein dynamischer Grundlage, zweitens nicht mehr in der Art, daß sie den Prüfkörper in die Resonanzdrehzahl hineinregeln, sondern im Auslaufverfahren, und drittens hat Gisholt lediglich einen scheibenartigen Apparat, auf dem die Unbalanz bequem eingestellt werden kann; Akimoff setzt die Ausgleichsgewichte unmittelbar am Prüfkörper an. Beide Verfahren verzichten also vollkommen auf eine Automatik.

Ich darf schließlich noch erwähnen, daß mit der Heymannschen Maschine bei namhaften Firmen der Elektrotechnik in Amerika Vergleichsversuche vorgenommen worden sind und daß sich diese Maschine trotz der etwas komplizierteren Einlagerung um ein Vielfaches in bezug auf die Zeit den amerikanischen Auswuchtmaschinen überlegen gezeigt hat.

Ich verfolge die Entwicklung der Wuchtmaschinen der Firma Krupp mit dem größten Interesse und würde nicht hintanstellen, meine Freude zu bekunden, wenn die Firma Krupp eine Maschine herausbringen würde, die ich objektiv als einen wesentlichen Fortschritt zugestehen müßte. Ich gewinne indessen immer mehr den Eindruck, daß die Pionierarbeit, die von Heymann und Lawaczek auf dem Gebiete des Auswuchtproblems geleistet worden ist, hier noch einmal geleistet wird. Herr Dr. Hort kann mir hierfür keinen besseren Beweis geben, als daß er eine Maschine vorführt, deren Auswuchtverfahren genau das Doppelpendelprinzip der Lawaczek-Heymann-Maschine wiederholt. Ich erinnere an das Wuchtverfahren auf der zweiten, der Rahmenmaschine. Abgesehen davon, daß der zweite Auswuchtprozeß auf statischem Wege erledigt wird, während Lawaczek-Heymann auch hierfür den dynamischen Weg wählen, gleicht das ganze Auswuchtverfahren in allen Einzelheiten der Heymannschen Methode wie ein Ei dem andern.

Es ist interessant, an dieser Stelle des weiteren darauf hinzuweisen, daß die amerikanische Maschine von Gisholt hinsichtlich ihrer Arbeitsweise ein direkter Abklatsch der Heymannschen Maschine ist, und daß die Maschine, zu der Akimoff umgeschwenkt ist, in allen Teilen ihres Verfahrens ebenfalls die Lawaczek-Heymann-Maschine kopiert. Ich glaube also, es ist kein Grund vorhanden, zu sagen, daß der Weg, den Lawaczek und Heymann in harter Pionierarbeit gegangen sind, in die Irre geführt hat; ihre Maschine hat sich in Tausenden, ja Zehntausenden von Fällen aufs vorzüglichste bewährt. Die Maschine hat dann versagt — das gebe ich offen zu —, wo der Prüfkörper elastische Gestaltsveränderungen zwischen der Auswuchtdrehzahl und Betriebsdrehzahl erlitten hat. Hier mußte sie versagen; hier war die Aufgabe eine technische und physikalische Unmöglichkeit. Wir haben deshalb heute Maschinen, mit denen wir mit voller Betriebsdrehzahl auswuchten, wenn es darauf ankommt.

Nun noch ein letztes Wort zu den elastischen Gestaltsveränderungen. Herr Dr. Hort sagte, die Beseitigung der statischen Unbalanz führe dazu, daß die erste kritische Drehzahl der Welle nicht mehr auftritt. Wenn das der Fall wäre, würde ich — ich kann wohl sagen — vor Freude an die Decke springen (Heiterkeit); denn ich habe die sehr nette Aufgabe gehabt, im letzten Jahre Kompaßkreisel auszuwuchten, die mit 10 000 Umdrehungen in der Minute umlaufen. Wir haben diese Kreisel dynamisch und statisch ausgewuchtet und zwar mit der unglaublichen Genauigkeit von etwa 5 mg, bezogen auf einen Radius von etwa 15 cm. Der Kreisel hatte bei 6000 Umdrehungen in der Minute eine kritische Drehzahl. Nachdem er ausgewuchtet war, hat er sie genau so gehabt, und zwar war sie offenbar durch Spannungen in der Welle bewirkt worden. Es blieb gar nichts anderes übrig, als den Körper in seine kritische Drehzahl hineinzufahren und hier nach besonderem Verfahren auszuwuchten.

Ein weiterer Fall ist das Auswuchten der Cardan-Wellen von Automobilen. Diese laufen bei 5000 bis 6000 Umdrehungen in der Minute in die erste kritische Drehzahl hinein und bilden eine Ausbauchung. Die

Beseitigung dieser Ausbauchung gelingt nicht durch Auswuchten auf statischem Wege oder sonstwie, sondern nur dann, wenn man bei beiderseits fester Lagerung die Welle in die kritische Drehzahl hineinführt und hier im Schwingungsbauch ein Gegengewicht anbringt, das so bestimmt wird, daß der Schwingungsbauch aufgehoben und die elastische Linie der Welle geradegestreckt wird. Ich glaube, hiermit praktisch bewiesen zu haben, daß diese Behauptung von Herrn Dr. Hort nicht aufrechterhalten werden kann. (Bravo!)

Herr Professor Dr. Weber:

Meine Herren! Die große Bedeutung des Auswuchtens rasch umlaufender Körper ist jedem Ingenieur bekannt, und wer sich praktisch oder theoretisch mit dem Auswuchtproblem befaßt hat, ist sehr schnell ein Freund der Lawaczek-Heymannschen Methode geworden. Das Verfahren der Fa. Krupp in Essen, das von Herrn Dr. H. Hort ausgebildet ist, ist bei weitem noch nicht so bekannt wie das zuerst genannte Verfahren: es ist jüngeren Datums, wenn auch vielleicht die ersten Ideen weiter zurückliegen. Es ist aber besonders erfreulich, daß sowohl in der wissenschaftlichen wie in der praktischen Durchdringung des Auswuchtens gerade Deutschland führend ist, und daß zwei deutsche Männer, zusammen mit ihren deutschen Firmen, im Wettstreit miteinander auf diesem Gebiete Hervorragendes leisten, eben die Herren Dr.-Ing. H. Heymann und Dr. H. Hort.

Im vorigen Jahre haben wir hier den Vortrag des Herrn Dr. Heymann gehört, heute hat uns Herr Oberingenieur Dr. Hort seine Ideen und die Konstruktionen seiner Auswuchtmaschinen vorgeführt. Beide Systeme verfolgen dasselbe Ziel: sie wollen einen Körper, der an sich kein Rotationskörper ist, so zu ruhigem Lauf zwingen, daß er sich wie ein vollkommener Rotationskörper verhält. Sie wollen also die Fliehkräfte, wie uns der Herr Vortragende am Modell gezeigt hat, untereinander im Körper selbst ausgleichen. In diesem Ziele stimmen die Bestrebungen, die beiden Systemen zugrunde liegen, überein.

Aber die Wege, auf denen sie es erreichen wollen, sind durchaus verschieden. Worin liegt der große Unterschied? — Vom massengeometrischen Standpunkte aus spricht man von statischem Auswuchten, wenn es sich darum handelt, den Schwerpunkt des auszugleichenden Körpers in die Lagerachse zu bringen, und von dynamischem Auswuchten, wenn es sich darum handelt, die Hauptachse des Poinsoischen Trägheitsellipsoids in die Lagerachse hineinzuzwingen. Massengeometrisch stimmen also beide Systeme in dem Streben nach möglichst weitgehender Verwirklichung dieser beiden Forderungen vollkommen überein. Aber in dynamischer Hinsicht unterscheiden sich beide Systeme: Herr Dr. Hort geht in dynamischer Beziehung so vor: Wir wissen, daß sich alle Fliehkräfte an einem nicht ausgeglichenen rotierenden Körper auf eine Einzelkraft und ein Kräftepaar zurückführen lassen; und gerade die Einzelkraft bedingt die statische Unausgeglichenheit und das Kräftepaar den dynamischen Fehler. Bei dem Hortschen Verfahren werden diese beiden Fehler, der statische und der dynamische, getrennt behandelt. Fragen wir aber: Wieviel Kräfte treten hier bei Hort ins Spiel?, so müssen wir sagen: drei; erstens die durch die exzentrische Lage des Schwerpunktes bedingte Einzelkraft und dazu noch die beiden Einzelkräfte des Fliehkräftepaars.

Anders bei Lawaczek-Heymann: Man weiß ferner, daß man die gesamten Fliehkräfte statt auf 3 auf 2 radiale Einzelkräfte, auf ein sogenanntes Kraftkreuz, zurückführen kann, wie es hier an diesem Modell ersichtlich ist. Diese Erkenntnis, daß die gesamte Unausgeglichenheit des Körpers gleichwertig der Wirkung zweier radialer Kräfte ist, nützt Heymann nun aus, indem er zunächst das eine Lager seiner Wuchtmaschine feststellt und mittels einer Horizontalschwingungsbewegung des auszugleichenden Körpers den sich hierbei zeigenden Fehler zum Verschwinden bringt und dann das Verfahren unter Feststellung des anderen Lagers wiederholt, bis schließlich die beiden störenden Fliehkräfte beseitigt sind. Er kann dies, wenn er richtig vorgeht, bereits in zwei Gängen erreichen.

Bestechend an dem Verfahren Horts ist die Tatsache, daß er den einen offenkundigen Fehler, den statischen, die Exzentrizität des Schwerpunktes gegen die Lagerachse, von vornherein für sich ausmerzt. Es bleibt dann nur noch der zweite, der dynamische Fehler, das Fliehkräftepaar. Diese Beseitigung des rein statischen Fehlers allein — nach Hort — kann nach meiner Ansicht unter Umständen in der Tat Vorteile bringen: Das ist zunächst dann der Fall, wenn es nur auf eine vorzügliche statische Ausbalancierung ankommt; von diesen Möglichkeiten sind einige im Vortrage des Herrn Dr. Hort genannt worden. Ich weiß allerdings nicht, ob die Forderung eines vorwiegend statischen Ausgleichs sehr häufig gestellt wird. Aber sicher kommt folgender Fall in der Praxis vor: Ein besonders schmaler Körper rotiere schnell; er kann eine starke Exzentrizität des Schwerpunktes besitzen, aber sicher kein großes Kräftepaar. Hier kommt es also vornehmlich auf die rein statische Auswuchtung an. Ferner kann die Hortsche Trennung in den rein statischen und in den rein dynamischen Fehler auch dann geboten sein, wenn Sie aus wissenschaftlichen oder praktischen Gründen gezwungen sind, eine genaue Analyse der Fliehkräftefehler vorzunehmen. Eine solche Trennung ist in manchen schwierigen Fällen deshalb nötig, weil die Einzelkraft des statischen Fehlers als erregende periodische Störungsursache ganz anders auf das elastische System — Welle und Umgebung — einzuwirken vermag als der dynamische Fehler mit seinen zwei Fliehkräften des Kräftepaars. Als ein weiterer Vorteil kommt bei Hort hinzu, daß bei einigen seiner Auswuchteinrichtungen auch lotrechte Wellen oder Körper mit lotrechter Achse ausgewuchtet werden können.

Der Hortsche Grundgedanke bei der Verwirklichung seiner Idee ist im wesentlichen folgender: Auf einem Rahmen ist der Prüfkörper gelagert, und dieser Rahmen schwingt um Schneiden. Ob diese Schneiden, wenn sie einen sehr schweren Körper tragen sollen, nicht doch schließlich die Genauigkeit des Auswuchtens beeinträchtigen, weiß ich allerdings nicht, und ich habe Herrn Dr. Hort auch nicht verstanden, als er uns hier darzulegen versuchte, welche Bedeutung die Balligkeit der Rollen bei der Beseitigung des Kräftepaars besitzt. Vielleicht ist er so freundlich, im Schlußwort darüber noch einiges zu sagen.

Es wäre ungerecht zu behaupten, daß das eine oder das andere Verfahren, das Lawaczek-Heymannsche oder das Hortsche, ganz allgemein vorzuziehen sei. Es liegt wohl so, daß in vielen Fällen beide Verfahren zum Ziele führen werden. In welcher Kürze oder Länge der Zeit, vermag ich allerdings nicht zu sagen; denn ein solcher Vergleich ist noch nicht durchgeführt worden und würde auch in den verschie-

denen Fällen sehr verschieden ausfallen. Es wird aber auch Fälle geben, wo das eine Verfahren dem andern nachsteht. Hier entscheidet letzten Endes allein die Praxis. Dabei kommt es aber nicht auf den Versuch im Laboratorium und in der Werkstatt, sondern darauf an, wie sich der Körper unter den wirklichen Betriebsbedingungen und der wirklichen Betriebsumlaufszahl verhält, wie dies der Herr Vortragende auch betont hat.

Einer Behauptung des Herrn Dr. Hort möchte ich hier entgegentreten: An einer Stelle des Vortrages war scharf ausgesprochen, daß es nicht möglich sei, die statische Unbalance auf rein dynamischem Wege zu beheben. Ich bin anderer Meinung: Wenn ein Körper nach Lawaczek-Heymann sowohl statisch wie dynamisch — wenn auch nicht getrennt — wirklich ausgeglichen ist, so ist er eben statisch ausgeglichen, und ich sehe keinen Grund für die Auffassung, daß die Beseitigung der statischen Unbalance auf dem Heymannschen rein dynamischen Wege unmöglich sei. (Bravo!)

Herr Dr. phil. Hort (Schlußwort):

Meine Herren! Herrn Professor Weber danke ich für die sachliche Darlegung der hier zur Besprechung stehenden Verhältnisse. Herr Prof. Weber sagte zum Schluß, mit der rein dynamischen Wuchtung nach Lawaczek müsse es möglich sein, einen Körper einwandfrei zu wuchten, so daß er auch keinen statischen Fehler besitzt. Dieses ist theoretisch vollständig richtig, während es von der Praxis in vielen Fällen nicht bestätigt wird. Ich vermute, daß die Ursache hierfür in dem Zusammenwirken der Schwingungen der Wuchtmaschinenfedern und der Prüfkörperwelle liegt. Hinsichtlich der Empfindlichkeit der Schneiden der Kruppschen Wuchtmaschinen bemerke ich, daß sie sowohl für das statische wie das dynamische Wuchten vollständig ausreichte. Die Rollen der Wuchtmaschinen sind schwachballig ausgeführt, einmal, damit die aufgelegten Prüfkörper nicht kanten und ferner, damit bei den ET-Maschinen das Schwingen der beiden, um  $180^\circ$  in der Phase versetzt schwingenden Wuchtmaschinenhälften möglich ist. Letztere Schwingungen betragen nur Bruchteile von Millimetern, so daß sie auf den schwachballigen Flächen der Rollen ungestört verlaufen können.

Zu den Äußerungen des anderen Diskussionsredners bemerke ich, daß ich nicht gesagt habe, daß das rein dynamische Wuchten ungenügend sein müsse, sondern daß es von mir wiederholt als ungenügend festgestellt worden ist und daß fremdländische Veröffentlichungen meine Beobachtungen bestätigt haben. Eine theoretische Begründung für dieses teilweise Versagen der rein dynamischen Wuchtmaschine in den Fällen der Praxis habe ich nicht geben können. Ich vermute jedoch, wie oben gesagt, daß es auf einem Übereinanderlagern der Schwingungen der Wuchtmaschinenfedern und der Prüfkörperwelle beruht. Die Ausführungen über die dynamischen Wuchtmaschinen Amerikas sind mit meiner Kenntnis dieser Verhältnisse in Widerspruch. Ich habe kürzlich für die ETZ die Übersetzung einer Beschreibung einer Wuchtmaschine gebracht, die von der General Electric Cie. gebaut wurde. Bei dieser Wuchtmaschine wird gerade ein Wuchtkopf verwendet, wie ihn Krupp bzw. Losenhausen gegenwärtig einführt, der es also gestattet, den Prüfkörper während eines Umlaufs vollständig auszuwuchten.

Hinsichtlich der Behauptung, die Kruppsche BT-Maschine sei ein getreues Abbild einer Schenkschen Maschine, bemerke ich folgendes:

Diese BT-Maschine sowie die übrigen Bauarten sind durch grundlegende Patente geschützt, und diese sämtlichen Patente sind trotz des Einspruchs der genannten Firma vom Patentamt in vollem Umfange erteilt worden. Somit hat der Vorprüfer die Auffassung von dem getreuen Abbild jedenfalls nicht geteilt.

Die Frage, ob die erste kritische Drehzahl bei einer rein statischen Balancierung verschwindet oder nicht, habe ich an einer kleinen Versuchsanordnung mit stehender Welle und zweifach gelagertem Schwungkörper geprüft und fand dabei meine Darlegungen vollständig bestätigt, wonach also die unterste kritische Schwingung der Welle verschwand, sobald der Prüfkörper statisch restlos genau ausgewuchtet war, aber noch einen großen dynamischen Fehler besaß, während die zweitunterste kritische Schwingung sich nachher infolge des vorhandenen dynamischen Wuchtfehlers sehr kräftig bemerkbar machte.

Die Frage, ob das gelegentlich erforderliche Wuchten bei Betriebsumlaufzahl in einer entsprechend gebauten Wuchtmaschine oder in dem Gehäuse, in dem der Prüfkörper später laufen soll, und somit genau in den Betriebsverhältnissen erfolgen soll, dürfte m. E. zugunsten der letzteren Wuchtart zu entscheiden sein. Die Vorteile dieses Wuchtens habe ich in meinem Vortrag auseinandergesetzt und möchte zum Schluß nur darauf hinweisen, daß durch ein vervollkommenes Wuchtverfahren im Gehäuse und bei Betriebsumlaufzahl das Wuchten auf der Wuchtmaschine bei niedrigen Umlaufzahlen natürlich durchaus nicht überflüssig gemacht wird, sondern im Gegenteil hierdurch nur noch wertvoller wird, weil man dann die Gewißheit hat, daß in den Fällen, wo die Wuchtung auf der Wuchtmaschine nicht ausreicht, die Nachwuchtung bei Betriebsumlaufzahl und am Betriebsort ohne Schwierigkeiten durchzuführen ist. Der Hauptwuchtfehler des Prüfkörpers ist dann jedenfalls durch das Vorwuchten bei niedriger Umlaufzahl bereits beseitigt worden. (Lebhaftes Bravo!)

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

Meine Herren! Wie ich schon im vorigen Jahre bei dem Vortrage des Herrn Dr. Heymann ausführte, wird die Auswuchtung der rotierenden Massen mit der immer höher werdenden Drehzahl auch im Schiffsmaschinenbau mehr und mehr zu einer zwingenden Notwendigkeit. Für die Schiffsmaschinenbauer ist es daher wichtig, nicht nur die verschiedenen Methoden der Auswuchtung, sondern auch die hierbei benutzten maschinellen Vorrichtungen kennen zu lernen. Herr Dr. Hort hat sich nun der anerkennungswerten Aufgabe unterzogen, uns die Kruppschen Wuchtmaschinen in Wort und Bild vorzuführen. Im Namen der Anwesenden spreche ich ihm unsern wärmsten Dank aus.

## X. Die Messung großer Kräfte und moderne Material-Prüfmaschinen.

Von Dipl.-Ing. Oskar v. Bohuszewicz, Marinebaurat a. D.

Die immer gründlicher werdende Erforschung sämtlicher Gebiete der Technik braucht zur ihrer Hilfe Meß- und Untersuchungswerkzeuge der verschiedensten Art. Während die optischen und elektrischen Messungen sich schon in weitestem Maße eingebürgert haben, sind die Kenntnisse über die Möglichkeit der Messung großer Zug- und Druckkräfte noch nicht so verbreitet, um in allen Fällen richtig angewendet zu werden. Gerade im Schiffbau ergeben sich bei der Größe der Untersuchungsobjekte und der in ihnen auftretenden Kräfte noch viele Möglichkeiten, durch unmittelbare Messung von Kräften die vielen noch ausstehenden Fragen einer Lösung schneller näherzubringen als durch Rechnung und Versuche an Modellen, die selbstverständlich zur weiteren Entwicklung ebenso notwendig sind wie die Forschung an Schiffen und Maschinen selbst.

Ich möchte zunächst einen Überblick geben über die verschiedenen Meßmöglichkeiten großer Kräfte, über deren Meßbereich, über ihre Genauigkeit, über ihre Zuverlässigkeit, worunter ich Meßgenauigkeit über eine längere Zeitdauer verstehe, die besonderen Eigenschaften, Vor- und Nachteile der verschiedenen Meßarten. — Zum Schlusse möchte ich einige Ausführungen von Meßeinrichtungen, besonders aus dem Gebiete der Materialprüfung, nennen, wo die Messung großer Kräfte wohl am weitesten ausgebildet worden ist. Neben der Bedeutung, welche die Materialprüfung an und für sich auch besonders für den Schiffbau hat, glaube ich, daß manche Meßgeräte sich unmittelbar oder entsprechend angepaßt auch im Schiffbau verwenden lassen oder wenigstens zu Meßeinrichtungen Anregung geben werden.

Das ziemlich umfangreiche Gebiet der Kraftmessung wird klarer übersehbar, wenn wir uns die an sich ja allen bekannten Meßverfahren noch einmal in Erinnerung bringen.

Für die Kraftmessung stehen nur zwei Grundmittel zur Verfügung:

Die Schwerkraft und die elastische oder unelastische Formänderung von Materialien. Hierzu kommen als Hilfsmittel die mechanische Übersetzung, die hydraulische Druckübersetzung auf Druckflächen verschiedener Größe und die mechanische, hydraulische oder optische Längenmessung. Die

richtige, dem jeweiligen Zweck angepaßte Zusammenstellung dieser Grundverfahren und Hilfsmittel ergibt die verschiedensten Kraftmeßgeräte.

Die Schwerkraft wird bei kleineren Kräften unmittelbar, bei größeren durch Hebelübersetzung zur Kraftmessung verwendet. Abb. 1 u. 2. Die Laständerung er-

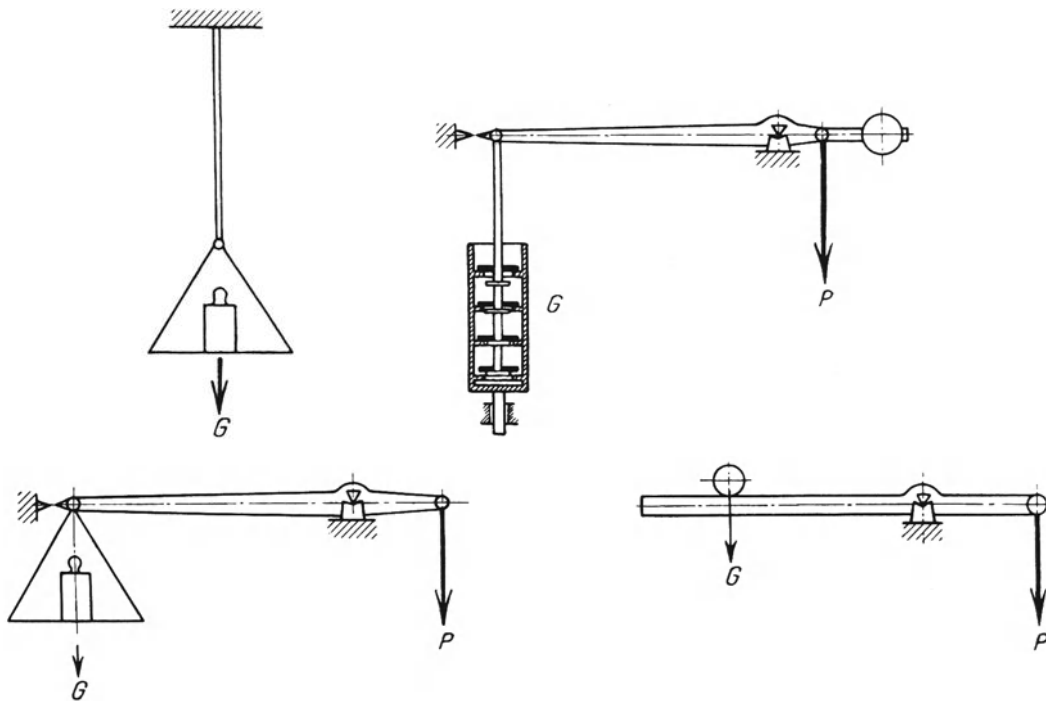


Abb. 1.

folgt entweder durch Vermehren oder Vermindern von geeichten Gewichten (Prinzip: Tafel- oder Dezimalwage) oder Verändern des Hebelarmes. Dies geschieht durch Verschieben eines Gewichtes (Prinzip: Laufgewichtswage) oder Bewegen eines Pendels aus der Gleichgewichtslage (Prinzip: Briefwage). Die für die Messung großer Kräfte übliche Anordnung ist hauptsächlich die der Laufgewichtswage. Ihr Meßbereich geht von den kleinsten Größen bis etwa 500 000 kg. Ein Ihnen bekanntes Beispiel zeigt das folgende Bild. Abb. 3. Es sind drei Ankerkettenprüfmaschinen von je 300 000 kg. Auf dem Bilde ist die Wage und das verschiebbare Laufgewicht deutlich zu erkennen. Die Genauigkeit derartiger Meßeinrichtungen ist sehr groß; sie kann mit  $\frac{2}{10}\%$  auf längere Zeit angenommen werden, wenn nicht zu kurze Schneidenabstände, neuerdings nicht unter 50 mm, gewählt werden. Die Frage der Schneidenabstände möchte ich einmal kurz streifen. Früher wurden Schneidenabstände von 3—5 mm selbst bei großen Maschinen ausgeführt. Nehmen wir eine 50 t Maschine mit 5 mm Schneidenabstand an, so ergibt sich, daß eine Schneidenveränderung von nur  $\frac{1}{10}$  mm schon einen

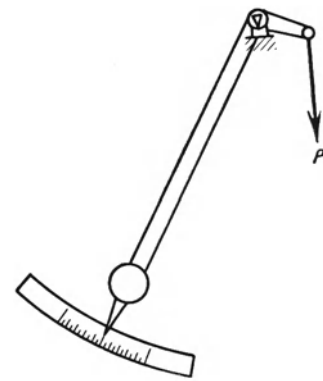


Abb. 2.



Fehler von 1000 kg in der Höchstlast geben kann, während bei einem Abstand von 50 mm nur der zehnte Teil des Fehlers auftritt. Natürlich wird die Ausführung etwas teurer, die Messung aber auch zehnmal genauer. Die Zuverlässigkeit ist also bei guter Behandlung fast unbegrenzt.

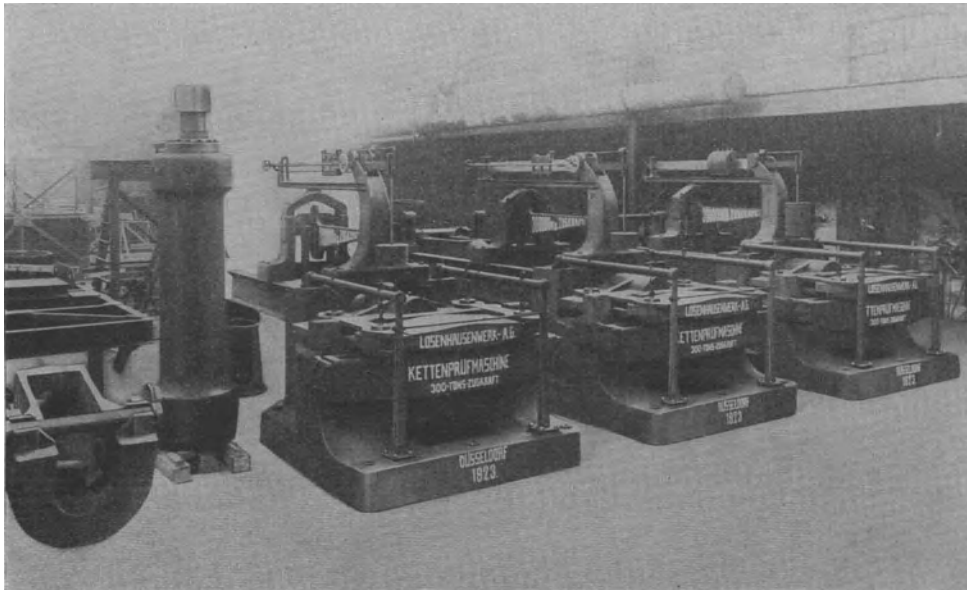


Abb. 3.

Das Anwendungsgebiet sämtlicher Schwerkraftmesser ist naturgemäß beschränkt, da sie erst nach genauer Ausrichtung durch die Wasserwage, also

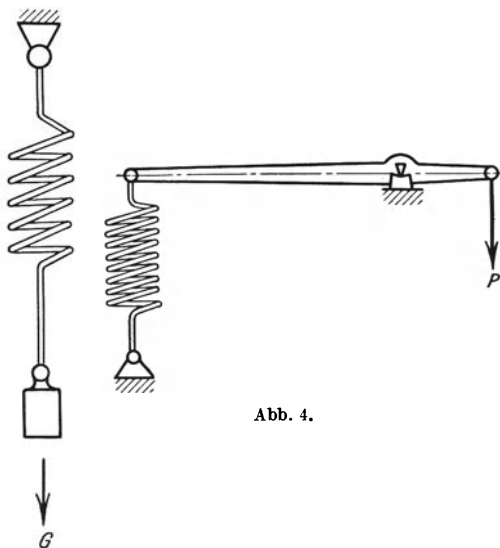


Abb. 4.

nur auf dem Lande benutzt werden können. Weiter haben sie den Nachteil, daß die Kraftanzeige nicht selbsttätig erfolgt. Die Wage ist also von Hand ständig mit der oft wechselnden Last ins Gleichgewicht zu bringen. Wirklich vollkommene selbsttätige Laufgewichtsbewegungen sind z. Z. noch nicht vorhanden. Durch die selbsttätige Anzeige unterscheidet sich die Pendelwage vorteilhaft von der Laufgewichtswage, nur ist ihr Meßbereich wegen der zu großen Pendelgewichte begrenzter, etwa bis 50 000 kg. Die Genauigkeit und Zuverlässigkeit ist dieselbe wie bei der Laufgewichtswage. Schnelle Belastungswechsel können naturgemäß bei den vorhandenen, meist ziemlich großen Massen nicht verfolgt werden.

Die Kraftmessung durch elastische oder unelastische Formänderung hat den Vorteil, daß sie von der Einstellung der Wasserwage unabhängig, daher auf Schiffen und in jeder beliebigen Lage verwendbar ist.

Die Kraftmessung durch elastische Formänderung bringt weiter durch ihr Wesen den Vorteil der selbsttätigen Anzeige mit sich, da jede Kraft-

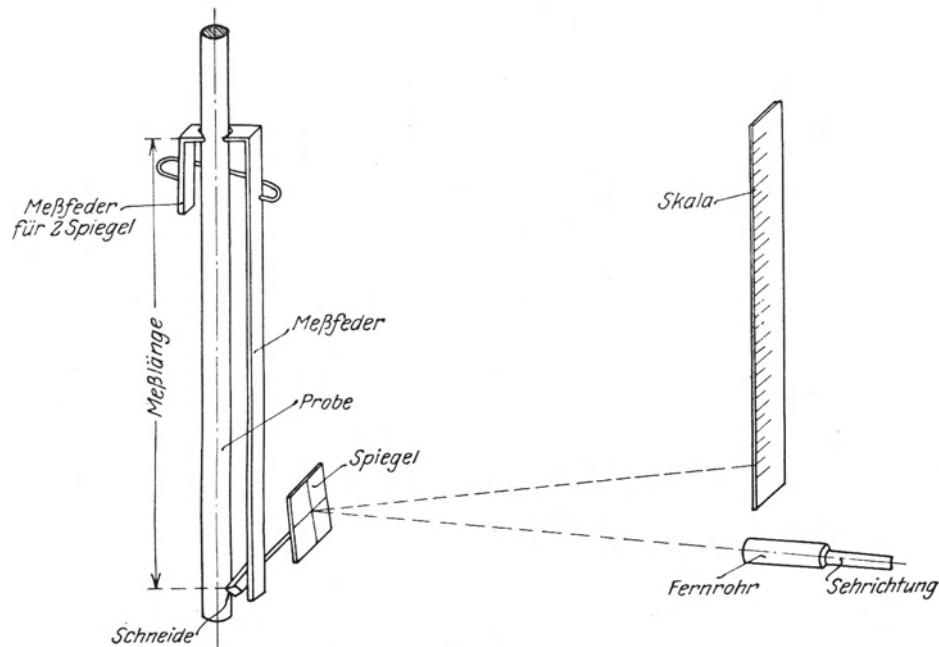


Abb. 5.

äußerung auf ein Material sofort Formänderung zur Folge hat. Die Schwierigkeit der Messung liegt nur in der möglichst fehlerfreien Vergrößerung und

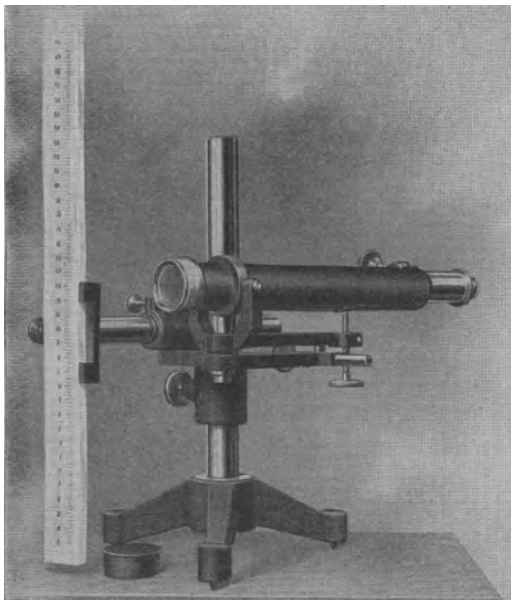


Abb. 6.

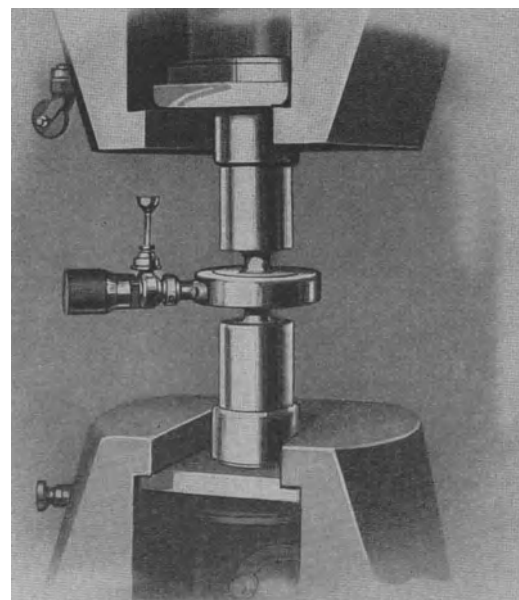


Abb. 7.

Anzeige der meist sehr kleinen Formänderungsgrößen. Die einfachste Kraftmessung dieser Art ist die Feder in ihren verschiedensten Formen: Spiral-, Schrauben-

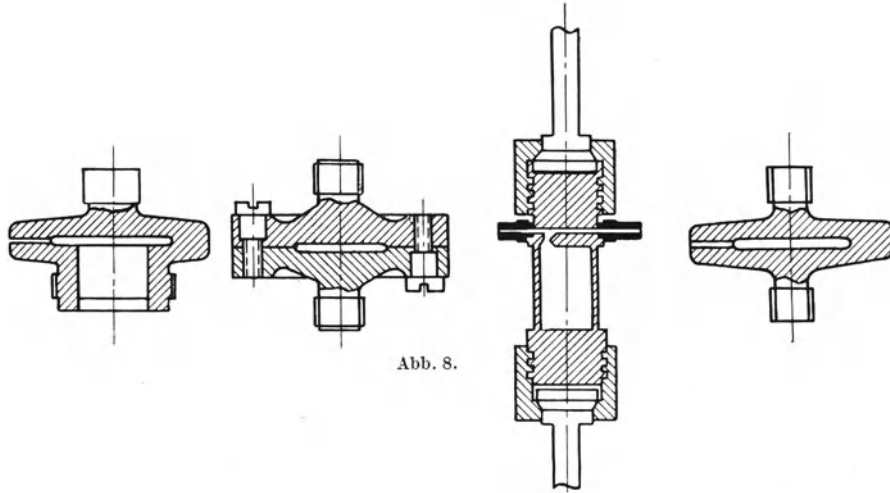


Abb. 8.

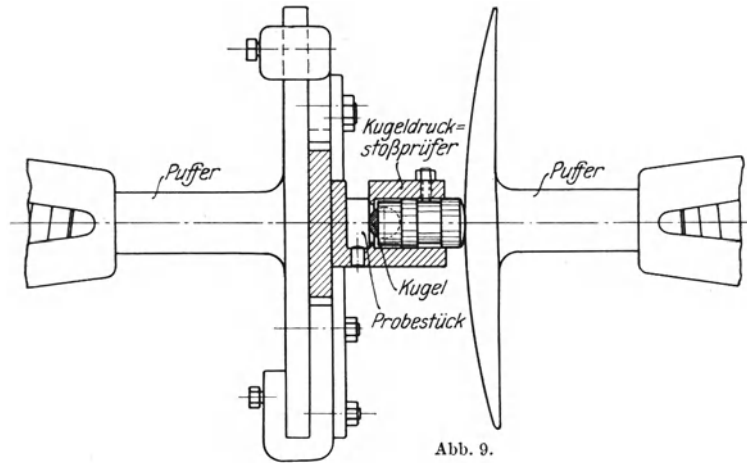


Abb. 9.

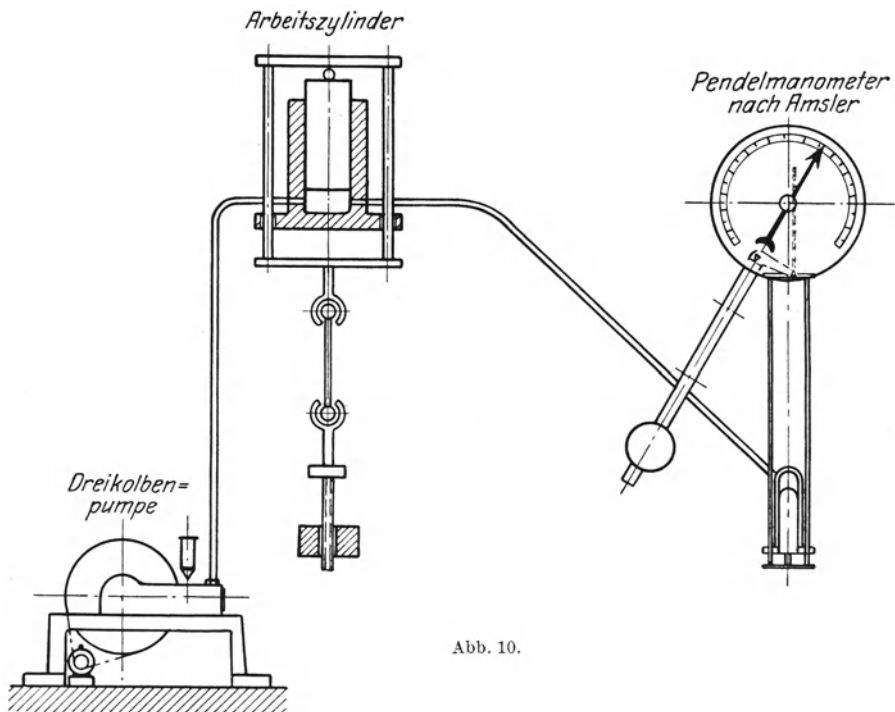


Abb. 10.

oder Blattfedern. Sie ist nur in der neueren Meßkrafttechnik wenig beliebt, weil ihre elastischen Eigenschaften sich sehr leicht ändern, so daß sie sehr häufig der bei großen Kräften nicht ganz leichten Nachkontrolle unterworfen werden muß. Abb. 4.

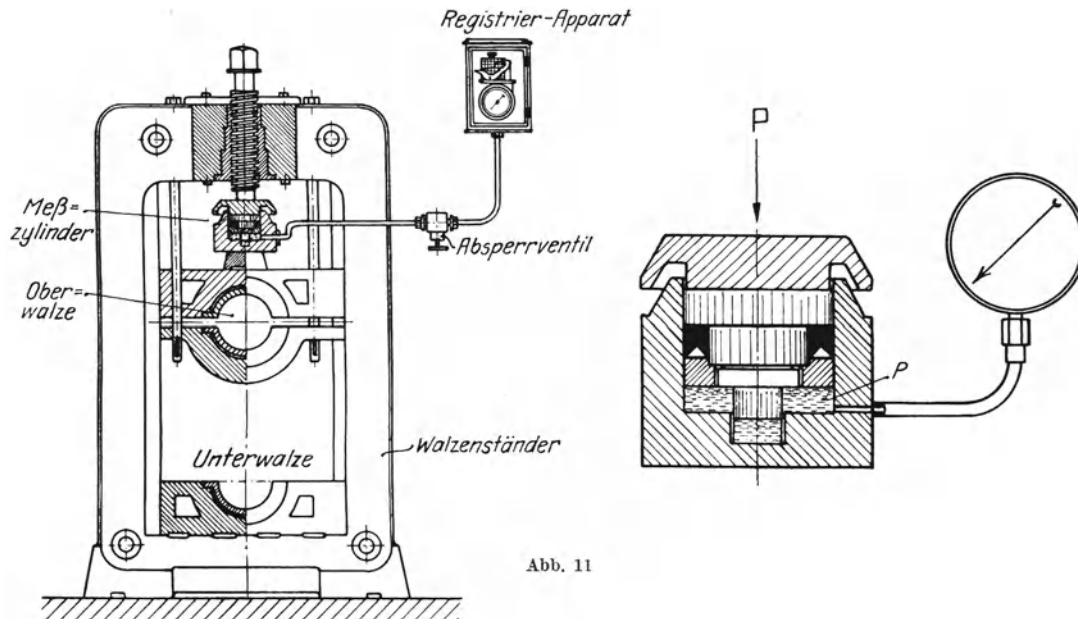


Abb. 11

Die Erfahrung hat gelehrt, daß man zweckmäßig die Größe der elastischen Formänderung möglichst klein wählt und diese durch geeignete Meß- und Anzeigergeräte möglichst richtig zu vergrößern sucht. Das klassische und auch heute noch genaueste Gerät ist der Martenssche Spiegelapparat, mit dem die Längenänderung eines einfachen Zug- oder Druckstabes gemessen wird. Abb. 5. Die Handhabung ist nur nicht ganz einfach und bedarf, um richtige Ergebnisse zu erzielen, großer Sorgfalt und Erfahrung. Für die Betriebsmessungen ist das Gerät daher nicht geeignet. Der Meßbereich ist fast unbegrenzt, da nur die Dicke des elastischen Stabes der Beanspruchung angepaßt zu werden braucht, wobei nicht unerwähnt bleiben kann, daß

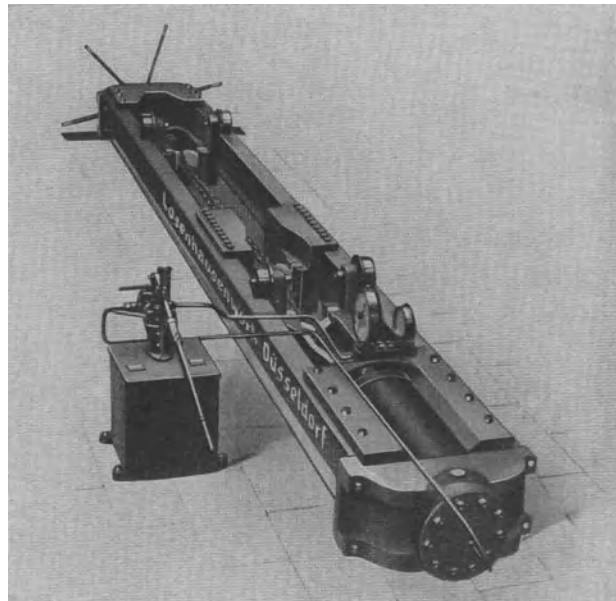


Abb. 12.

mit der Dicke der Stäbe auch die Schwierigkeiten der Messung ganz erheblich wachsen. Ausführungen bis 500 000 kg sind mir bekannt. Die Genauigkeit der Messung kann mit etwa  $\frac{1}{10}\%$  angenommen werden. Abb. 6. Die ge-

ringen elastischen Formänderungen lassen sich in einfacherer Weise anzeigen durch die Volumenkraftmesser, bei denen die Formänderung des Materials eine Volumenänderung eines Hohlraumes hervorruft. Die Kraftmesser

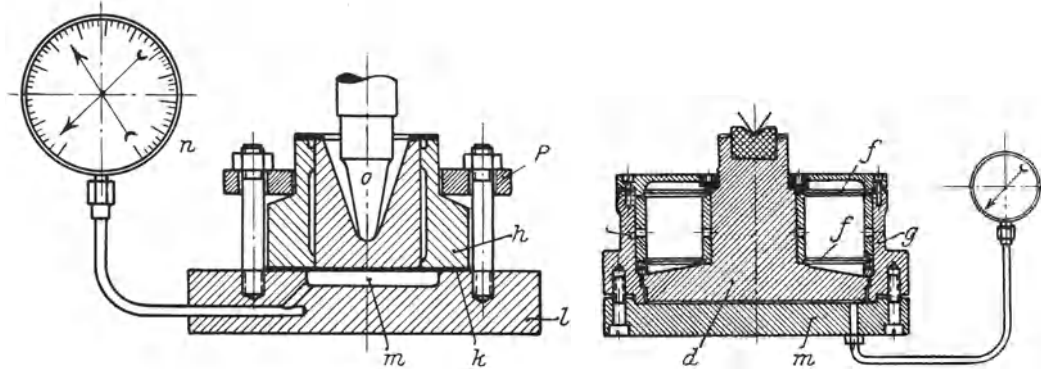


Abb. 13.

sind mit Quecksilber gefüllt, das durch einen durch Mikrometerschraube verstellbaren Kolben auf eine Marke an einem Kapillarrohr eingestellt wird. Abb. 7. Die Hauptvertreter dieser Meßgruppe sind der Amsler-Kraftprüfer, der Wazau-Kraftprüfer und der Losenhausen-Kraftprüfer. Sie unterscheiden

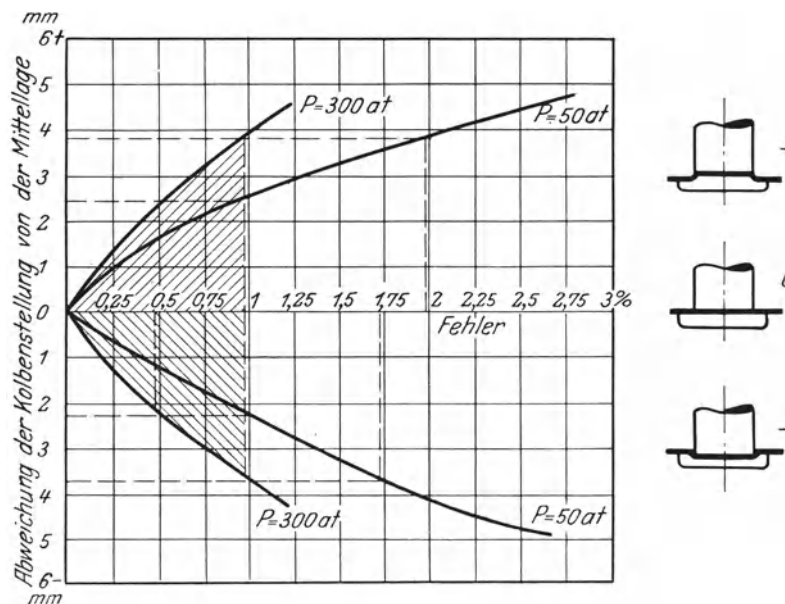


Abb. 14.

sich voneinander dadurch, daß der Amsler-Kraftprüfer einen von einem Zylinder gebildeten Hohlraum hat, der Wazau-Kraftprüfer aus 2 Platten zusammengeschaubt ist oder von einem Halsende aus ausgedreht wird. Der Losenhausen-Kraftprüfer ist aus einem Stück ohne Wärmebehandlung hergestellt und hat nur zwei dünne Zapfen. Abb. 8. Es hatte sich gezeigt, daß jede mechanische Verbindung wie Schrauben oder Schrumpfen und bei den hohen Be-

anspruchungen Lockerung der Verbindungen und Veränderungen der Meßergebnisse im Laufe der Zeit ergibt, und daß die möglichst punktförmige Be-

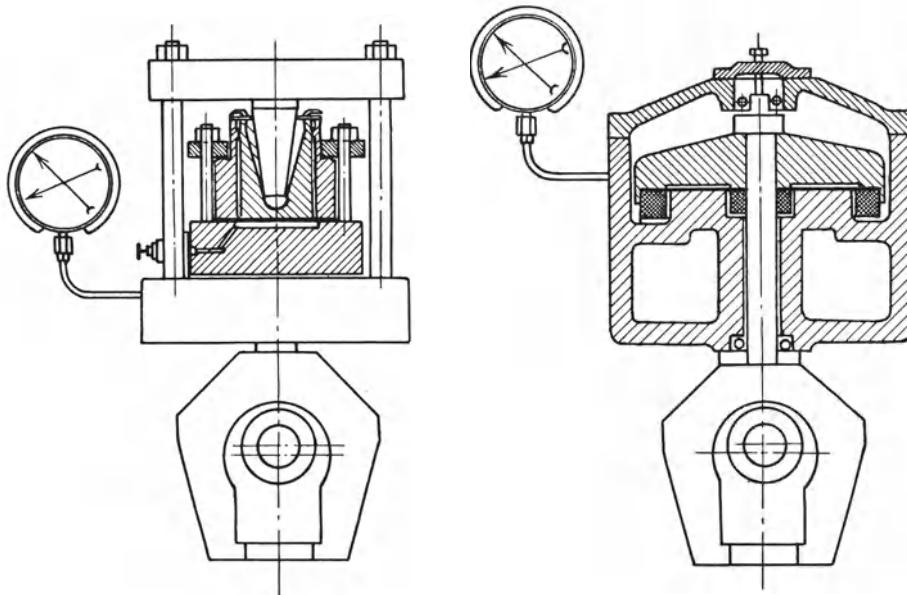


Abb. 15.

lastung der Federplatte in der Mitte die größte Stetigkeit der Meßwerte zeigt. Der Meßbereich der Volumenkraftprüfer geht etwa von 500 bis 500 000 kg.

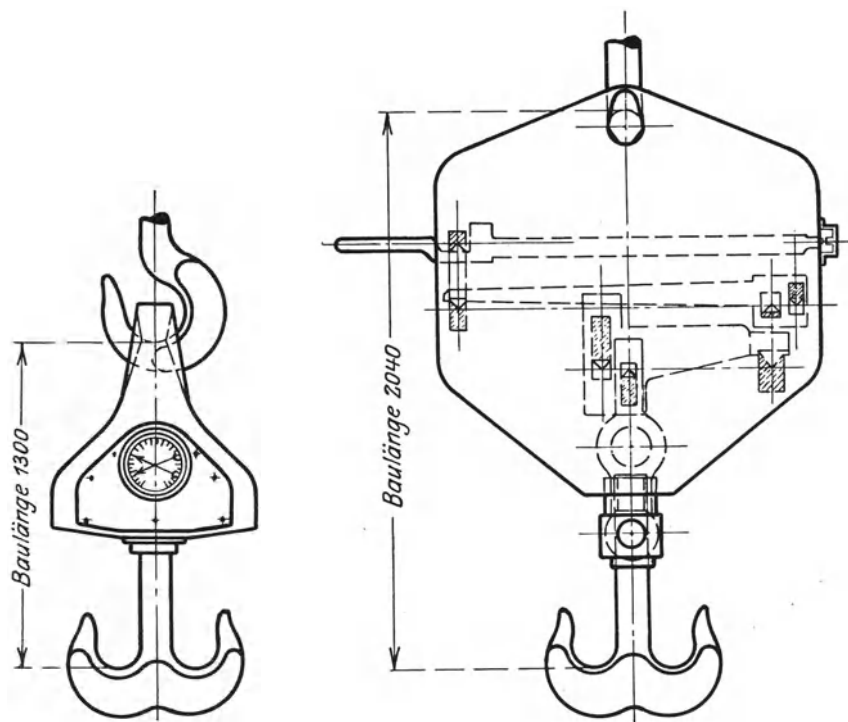


Abb. 16.

Die Fehlergrenze ist etwa  $\frac{2}{10}\%$ . Die Zuverlässigkeit ist bei richtiger Behandlung sehr groß. Es empfiehlt sich jedoch, etwa alle Jahre eine Kontrolleichtung

vorzunehmen, da selbst die ausgesuchtesten Stähle später noch kleinere Änderungen zeigen können.

Die Volumenkraftmesser werden neuerdings oft als Eichgeräte für andere Kraftmeßeinrichtungen gebraucht; sie sind handlicher als Zug- oder Druckstäbe

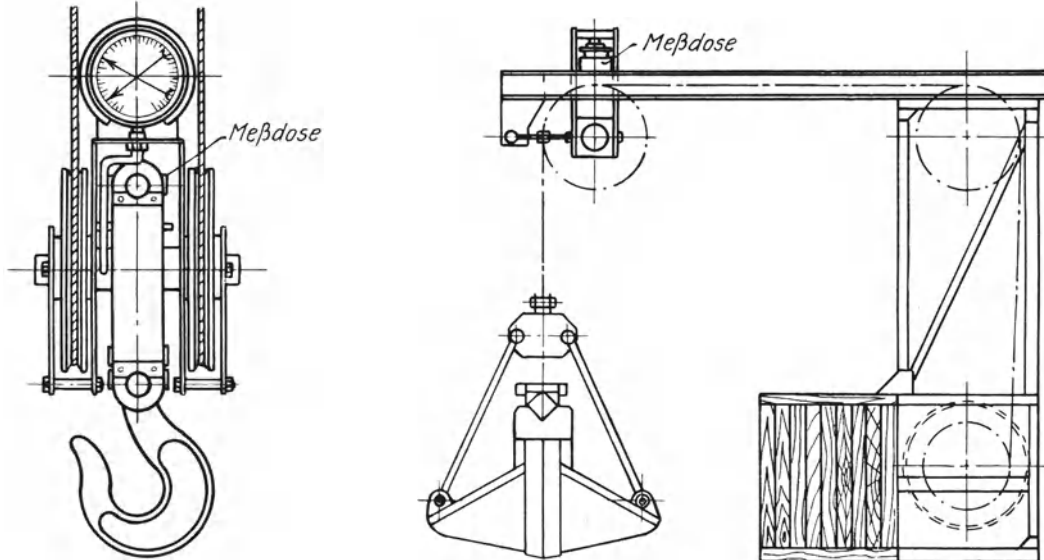


Abb. 17.

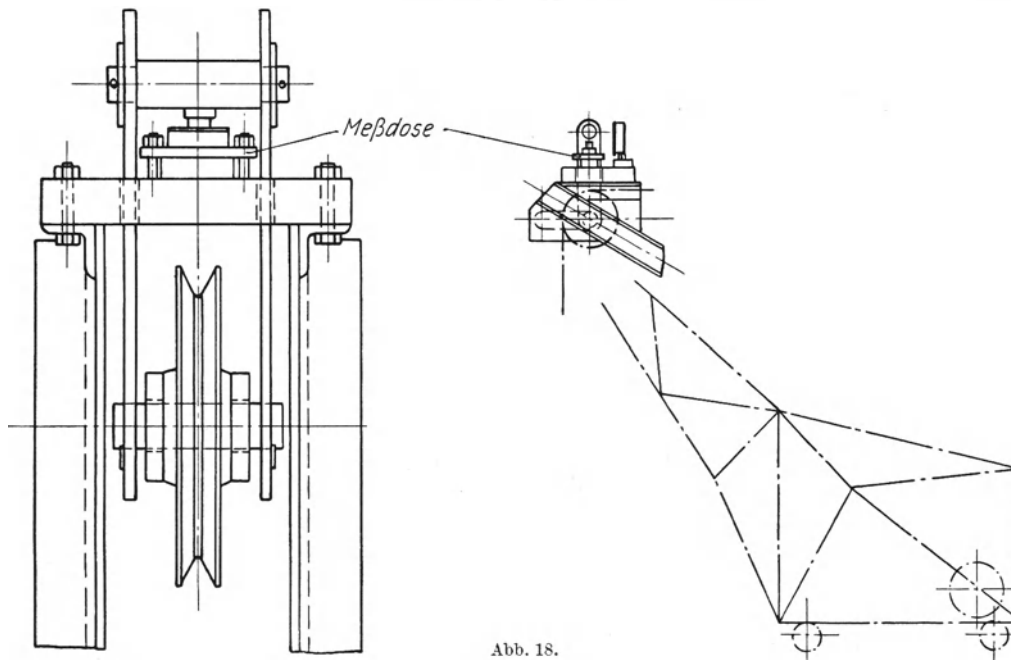


Abb. 18.

mit Spiegelablesung, geben aber trotzdem die Möglichkeit, eine große Anzahl von Meßeinheiten anzuzeigen, so daß selbst bei einem Kraftmesser von 20 t noch 20 000 Meßeinheiten, d. h. also jedes Kilo Laständerung, abgelesen werden kann. Die Verfolgung schneller Lastwechsel ist jedoch auf ihnen nicht möglich, da die genaue Einstellung immerhin einige Sekunden in Anspruch nimmt und

die Kraftablesung in Kilogramm, ebenso wie beim Spiegelapparat, erst aus Tabellen entnommen werden muß.

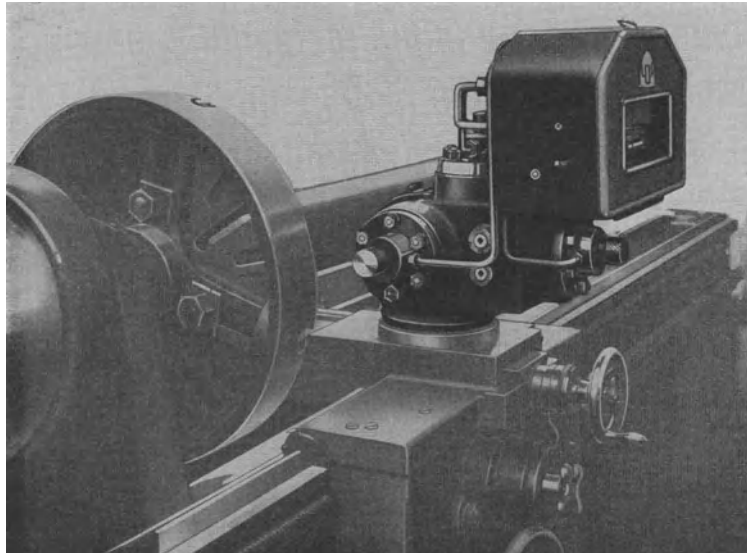


Abb. 19.

Die Kraftmessungen im unelastischen Bereich der Materialien werden vorgenommen, indem Versuchskörper in einer Prüfmaschine unter Messung der

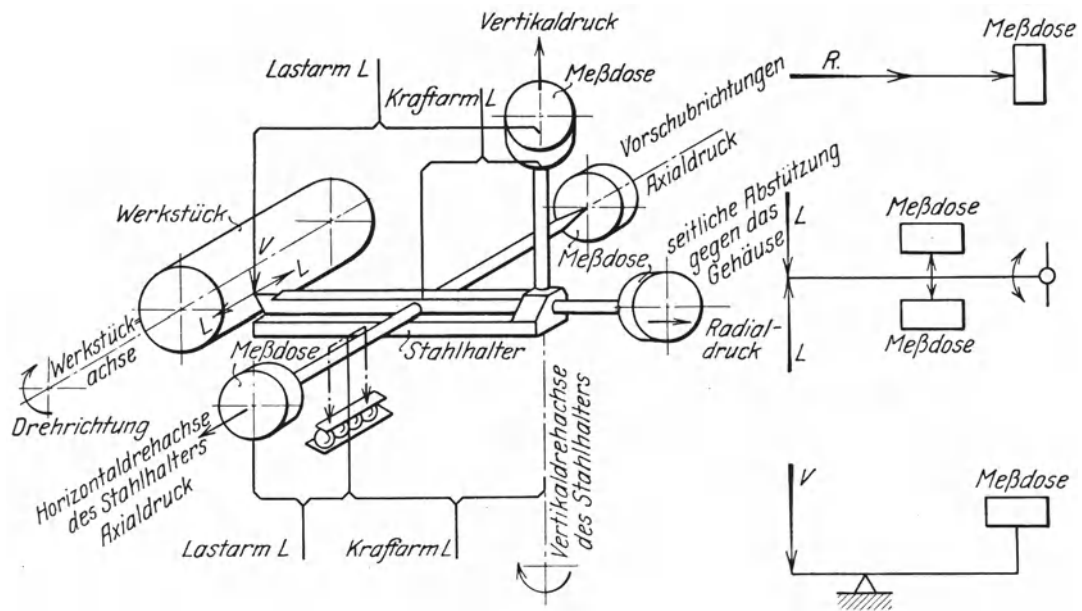


Abb. 20.

Kraft um verschiedene Beträge verformt werden. Körper mit gleichen Abmessungen und Eigenschaften werden dann unter der zu messenden Kraft verformt und mit den Versuchskörpern verglichen.

Bekannt sind die Verfahren zum Messen der Explosionsdrücke in Gewehren und Geschützen durch Kupferzylinder. Ich selbst habe beim Losenhausenwerk



mit guten Ergebnissen Kraftmessungen mit Kugeleindrücken in bestimmte Stahlsorten machen lassen. Die Größe des Kugeleindruckdurchmessers ist hier das Maß für die zu messende Druckkraft. Diese Kraftmessungen haben den Vorteil großer Billigkeit und wurden hauptsächlich zur Vorbereitung genauer Versuche benutzt, wo über die Größe der auftretenden Kräfte noch völlige Unklarheit herrschte. Die genaueren Messungen wurden dann meistens mit der Meßdose, auf die ich noch zurückkomme, ausgeführt. Eine Genauigkeit von etwa 5% kann mit den Eindruckmessungen erreicht werden. Natürlich kann man wechselnde Kräfte nicht damit verfolgen, sondern nur die Höchstkräfte messen, was aber in vielen Fällen schon genügt. Abb. 9.



Abb. 21.

Das Gebiet der hydraulischen Kraftmessung wird vom Meßzylinder und der Meßdose überspannt. Abb. 10.

Der Meßzylinder, im Prinzip dargestellt, überträgt den mechanischen Druck  $P$  in hydraulischen Druck  $p$ , der wieder durch Manometer oder, wie oben erwähnt, durch Pendelwage angezeigt wird. Der Meßzylinder ist brauchbar für Drücke von 1 kg an nach oben hin unbegrenzt, soweit es die Raumverhältnisse gestatten. Aber auch für große Kräfte sind schon sehr kleine Abmessungen erreicht. Abb. 11. Die Abbildung zeigt einen Meßzylinder zum Messen der Walzendrücke in Walzenstraßen. Durch besondere Maßnahmen, die an eine moderne Geschützrohrkonstruktion erinnern, werden in einem Zylinder von 300 mm Durchmesser

Kräfte bis 1 200 000 kg gemessen, was einem atmosphärischen Druck von ca. 1750 kg/cm<sup>2</sup> entspricht. Der Meßzylinder hat ferner den Vorteil, daß er praktisch beliebig große Kraftwege zuläßt und gleichzeitig auch zur Krafterzeugung dienen kann. Abb. 12. Eine Ihnen bekannte Einrichtung ist die einfache Kettenprüfmaschine mit Krafterzeugung und Messung in einem Zylinder. Die Anzeigegeschwindigkeit ist bei geeigneten Druckmessern groß und gestattet Druckwechsel von  $\frac{1}{50}$  Sekunde zu verfolgen. Die Nachteile ergeben sich aus den Dichtungsstellen zwischen Zylinder und Kolben, da es nicht möglich ist, diese Stellen absolut dicht zu halten. Daher sind Kräfte längere Zeit ohne Nachregelung wirklich konstant nicht zu halten, was bei längeren Beobachtungen sehr störend ist. Aus dem ständigen Nachregeln ergeben sich natürlich auch Fehler; außerdem hat die Dichtung Reibungswiderstände, die man zwar durch Eichung feststellen und berichtigen kann, die sich aber je nach dem Zustand, der Wandung und der Flüssigkeit ändern. Die Fehler gehen bis zu 6%. Es sind

also, besonders nach längerem Stillstand der Maschine, Nachprüfungen notwendig.

Die eben erwähnten Nachteile der Meßzylinder vermeiden die Meßdosen. Abb. 13. Über das Wesen der Meßdose bestehen oft nicht ganz klare Vorstellungen. Die Meßdose ist im Prinzip ein offener Zylinder mit einem darin beweglichen Kolben

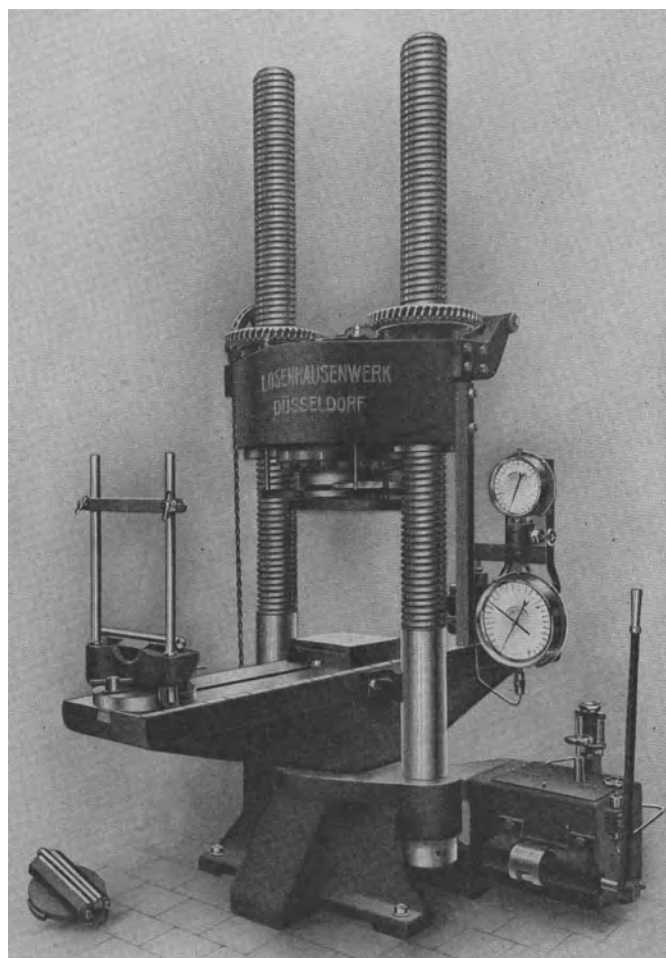


Abb. 22.

wie der Meßzylinder, nur mit dem Unterschied, daß die Dichtung zwischen Kolben und Zylinder nicht gleitend angebracht ist, sondern daß der Schlitz zwischen Kolben und Zylinder durch eine bewegliche Membrane überbrückt wird. Der Kolben kann also mit reichlichem Spielraum reibungsfrei im Zylinder laufen. Die notwendige Kraft zum Bewegen des Meßsystems ist die zum Durchbiegen der Membrane nötige. Sie beträgt nur einige Gramm. Infolge dieses Abschlusses zwischen dem Zylinder und Kolben ergibt sich gegenüber dem Meßzylinder der Vorteil der absoluten Dichtigkeit und der fast reibungslosen Bewegbarkeit, aber auch ein Nachteil, das ist die beschränkte Hubhöhe.

Die ersten brauchbaren Meßdosen für große Kräfte sind meines Wissens zuerst von Martens geschaffen worden. Die Martenssche Meßdose besteht aus einem

Zylinder  $g$  mit einem Kolben  $d$  und der Membrane  $m$ , die auf dem Zylinder durch einen Deckel  $a$  dicht aufgepreßt ist. Der Flüssigkeitsraum befindet sich im Deckel und ist mit einem Manometer verbunden. Die Membranen  $f$  dienen

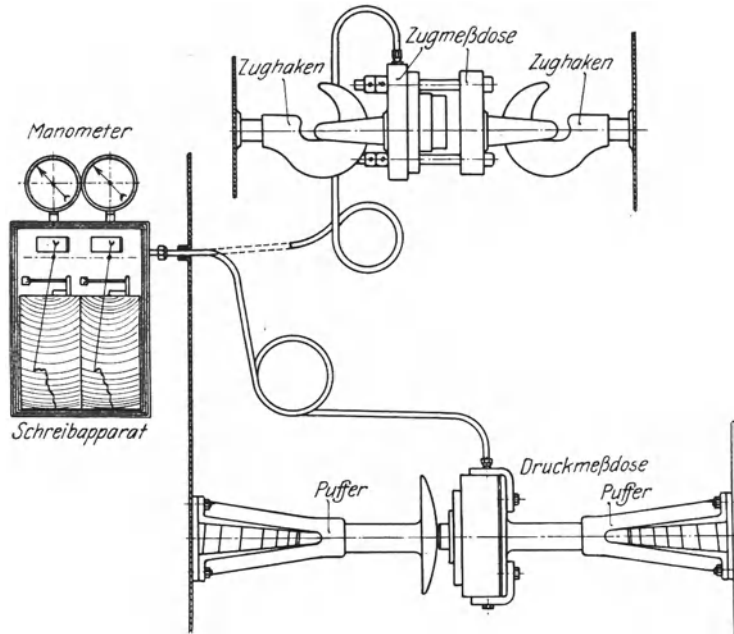


Abb. 23.

lediglich als Führungen für den Kolben  $d$ . Martens benutzte zur Abdichtung dünne Metallmembranen von etwa  $\frac{2}{10}$  mm Stärke. Da die Metallmembranen

nur eine geringe Durchbiegung (etwa 0,2 mm) zulassen, waren diese Meßdosen gegen Luft in der Übertragungsflüssigkeit außerordentlich empfindlich. Die Anwendungsmöglichkeit der Meßdosen im weitesten Maße brachten erst die vom Losenhausenwerk in Düsseldorf ausgeführten Meßdosen mit Gummimembrane. Durch die wesentlich größere Elastizität gegenüber der Metallmembrane war es möglich, die Beweglichkeit des Kolbens gegenüber dem Zylinder bis zu 5 mm zu steigern, ohne daß nennenswerte

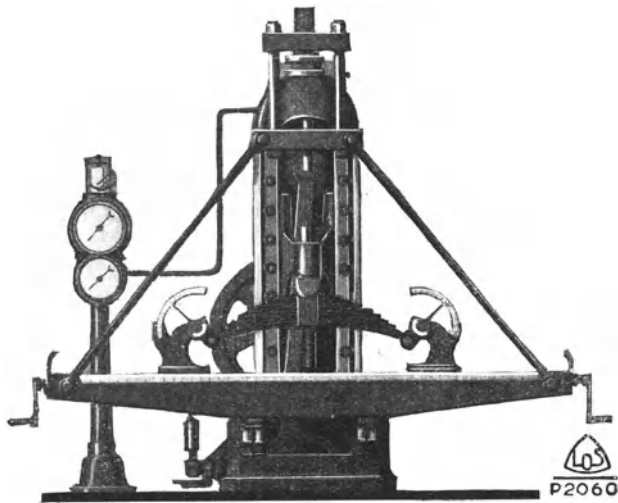


Abb. 24.

Meßfehler auftraten. Über diese Fehler sind eingehende Untersuchungen angestellt worden. Das Ergebnis ist aus den hier gezeigten Kurven ersichtlich. Abb. 14.

Die Losenhausen-Meßdose besteht aus dem Zylinder  $h$ , dem Kolben  $i$ , der Membrane  $k$  und dem Boden  $l$ . Durch den Flaschenring  $h$  wird die Membrane  $k$  zwischen den Boden  $l$  und den Zylinder  $h$  geklemmt. Der Druck der Flüssigkeit (es wird meistens Glyzerin oder Alkohol verwandt) wird aus dem Raum  $m$  auf das Monometer  $n$  geleitet. Die Druckkräfte werden gewöhnlich durch einen Druckbolzen  $o$ , der möglichst tief im Kolben kugelig gelagert ist, auf letztere übertragen. Der klare Aufbau dieser Meßdose zeigt, daß ganz besondere Sorgfalt auf eine möglichst reibungsfreie Beweglichkeit verwandt worden ist; so wird

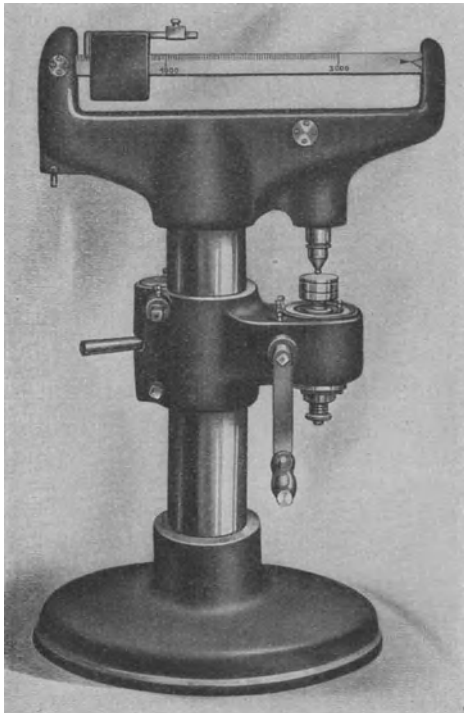


Abb. 25.

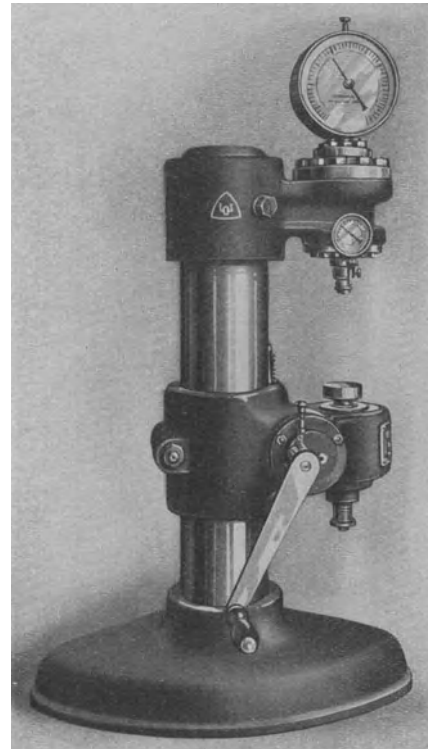


Abb. 26.

durch den tief gelagerten Druckbolzen ein Ecken des Kolbens und das gleichmäßige Festziehen des Zylinders  $h$ , der durch den Flanschenring  $l$  auf die Membrane gepreßt wird, ein Verklemmen des Kolbens vermieden.

Die Genauigkeit der Meßdose ist entsprechend groß. Sie kann mit etwa 0,2 bis 0,3% angenommen werden und hängt nur von der Güte des Manometers ab. Der Meßbereich geht von 100 bis 500 000 kg. Der Flüssigkeitshöchstdruck liegt etwa bei 500 kg pro  $\text{cm}^2$ , woraus sich die übrigen Abmessungen der Meßdosen ergeben. Die Zuverlässigkeit bzw. Meßgenauigkeit auf längere Zeit ist bei richtiger Behandlung sehr groß und hängt wiederum von der Zuverlässigkeit des Manometers ab. Es sind Meßdosen über 12 Jahre ständig im Betrieb gewesen, bei denen die Nacheichung einen größten Fehler von  $\frac{1}{4}\%$  ergeben hat. Die Anzeigeschwindigkeit ist ebenfalls sehr günstig. Es ist uns gelungen, noch Kraftwechsel in der Zeit von  $\frac{1}{200}$  Sekunde kenntlich zu machen und unter

Benutzung von Berichtigungsverfahren mit etwa 10% Genauigkeit zu messen und in Diagrammform aufzutragen. Da die Meßdose mit Gummimembrane einen ziemlichen Hub —, etwa  $\pm 2,5$  mm um die Mittelstellung zuläßt, kann sie auch in diesen Grenzen zur Druckerzeugung benutzt werden. Sie hat dann gegenüber dem Meßzylinder den großen Vorteil der absoluten Dichtigkeit, so daß eine Nachregelung des Druckes nicht nötig ist, besonders wenn man als Pumpe ebenfalls eine Membranpumpe verwendet.

Die eben gezeigte Meßdose ist zunächst nur für Druckmessungen verwendbar. Für Zugmessungen verwendet man die Ringmeßdose, oder noch besser ein Zuggehänge für die Druckmeßdose. Abb. 15.

Aus der bequemen Handhabung und der sehr guten Genauigkeit ergibt sich eine große Verwendungsmöglichkeit.

Zur weiteren Einführung in das Gebiet der Kraftmessung möchte ich Ihnen noch einige charakteristische Meßgeräte, die allerdings zum größten Teil aus dem Gebiete der Materialprüfung entnommen sind, vorführen. Wie ich bereits zu Anfang erwähnte, glaube ich, Ihnen neben dem Wissenswerten, das die Materialprüfung gerade jetzt bietet, auch mit einigen Anregungen zur Lösung anderer Meßaufgaben an Hand gehen zu können.

Ich beginne mit Geräten, welche die Meßdose zur Messung verwenden, weil

ich glaube, daß gerade diese im Schiffbau das geeignetste Meßgerät sein wird. Abb. 16.

Ein einfaches Zugmeßgerät ist die Kranwage, von der ich Ihnen eine große für etwa 60 t Zugkraft zeige. Man sieht, daß die Abmessungen fast nur durch die Größe des Hakens und der Aufhängungsöse bestimmt wird. Zum Vergleich zeige ich Ihnen eine 60 t-Kranwage mit Kraftmessung durch Laufgewichtswage, bei der im allgemeinen die Materialbeanspruchungen wesentlich höher sind als bei der Meßdosen-Kranwage.

Wird die Kraftmessung der Meßdosen-Kranwage auf schreibende Meßgeräte übertragen, so kann man das Kraftspiel längere Zeit im Diagramm festhalten. Abb. 17. Ich denke hierbei besonders an die Kontrolle von Verladeanlagen, wo man in Diagrammform z. B. die Anzahl der Kranspiele, die wirkliche Arbeitszeit und die beförderten Mengen ohne weiteres aufzeichnen kann. Einige derartige Ausführungen des Losenhausenwerkes, Düsseldorf, zeige ich Ihnen im Bilde. Abb. 18.

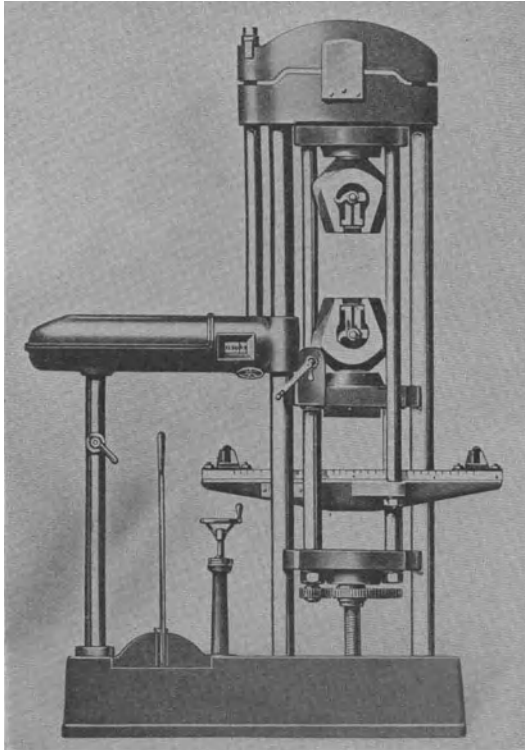


Abb. 27.

Ein Beispiel, wie man bei kleinem Raum und mit geringem Gewicht erhebliche Kräfte messen und aufzeichnen kann, gibt der sog. Meßsupport. Abb. 19. Er dient zur Messung der beim Drehen auf den Drehstahl wirkenden Schnittdruckkräfte, und zwar in den drei Ordinaten. Das Gerät schreibt selbsttätig diese drei Kräfte

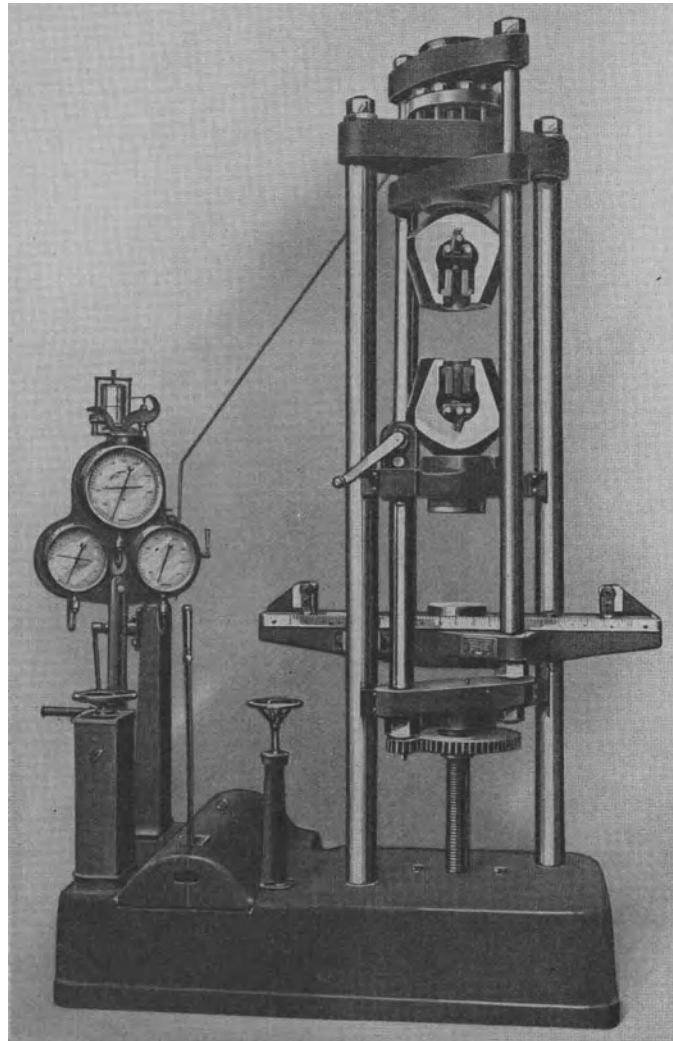


Abb. 28.

auf. Ein schematisches Bild zeigt die Wirkungsweise des Supports. Er mißt Schnittdrücke bis zu 3 t. Abb. 20.

Die Bedeutung dieses Gerätes in seiner Wirkung auf die Wirtschaftlichkeit darf nicht unterschätzt werden; gibt er doch dem Betriebsingenieur ein gutes Mittel, den Wirkungsgrad seiner Werkzeugmaschinen zu untersuchen. Was nützt es, wenn in den Kraftzentralen Turbinen mit wunderbaren Wirkungsgraden arbeiten, wenn diese Kraft aber in Werkzeugmaschinen verbraucht wird, bei denen 50% und mehr durch nutzlose Reibungsarbeit der Getriebe verlorengeht.

Zur Untersuchung von Bohrmaschinen dient der Meßbohrertisch, der den jeweiligen Bohrdruck und das Drehmoment mißt und im Diagramm aufzeichnet. Abb. 21. Die ziemlich bedeutende Nachfrage nach diesen beiden Meßgeräten beweist, wie dringend es nötig ist, auch Werkzeugmaschinen auf Wirkungsgrade zu unter-

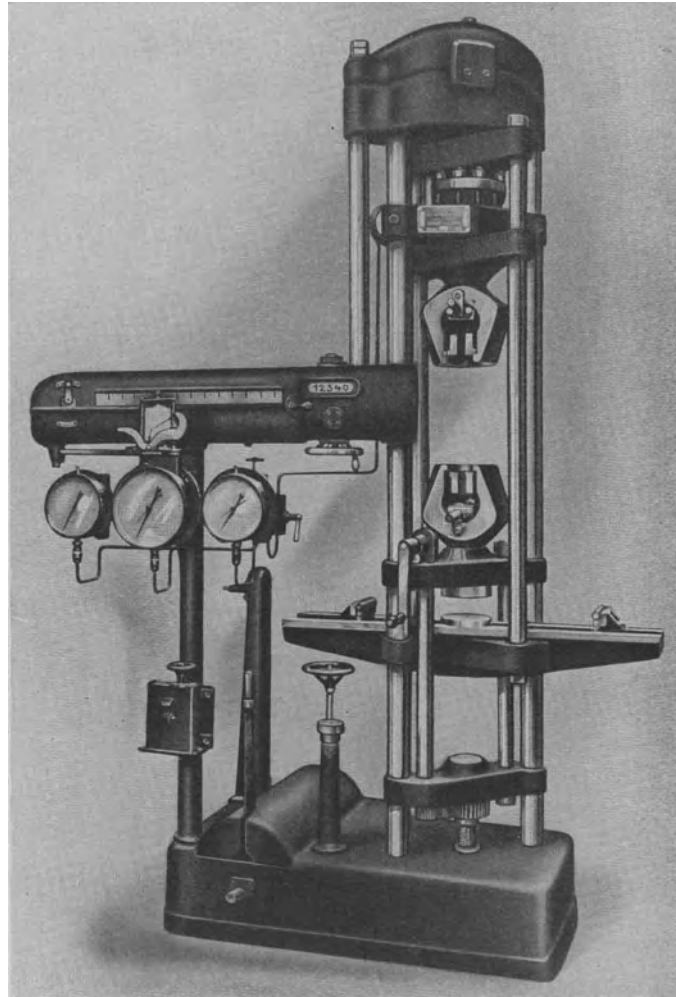


Abb. 29.

suchen. Meßdosen für große Druckkräfte bis zu 500 000 kg werden z. B. in Betonprüfmaschinen eingebaut. Abb. 22.

Zur Untersuchung der für den Eisenbahnbetrieb wichtigen Fragen sind in letzter Zeit Meßwagen gebaut worden. Bei plötzlich abgebremsten D-Zügen wurden Pufferdrücke bis zu 100 000 kg bei einer Diagramm-Papier-Geschwindigkeit von 200 mm pro Sekunde gemessen. Es ist klar, daß hierbei sehr schnell wechselnde Kräfte verfolgt werden können. Abb. 23.

Schnell wechselnde Kräfte müssen auch bei den neuen Federprüfmaschinen gemessen werden, bei denen man sich nicht mit der einfachen ruhenden Belastung von Federn begnügt. Abb. 24. Bei neueren Maschinen, von denen ich Ihnen eine Aus-

führung des Losenhausenwerkes, Düsseldorf, zeige, kann die Feder zunächst belastet und dann etwa 120mal in der Minute durchgebogen werden. Ausgeführt sind derartige Maschinen für Kräfte bis 40 000 kg. Es ist klar, daß derartige Kraftmessungen nur mit hochwertigen Meßgeräten, wie sie die Meßdose bietet, bewältigt werden können.

Ich möchte Ihnen noch eine sehr gebräuchliche Type einer Materialprüfmaschine vorführen, um Ihnen zu zeigen, wie mit der immer weiter fortschreitenden konstruktiven Beherrschung der Kraftmeßeinrichtungen Maschinen entstanden sind, bei denen diese Einrichtungen je nach den Wünschen des Käufers ausgeführt werden können. Abb. 25 u. 26.

Ich zeige Ihnen Pressen für die Brinellsche Kugeldruckprobe, einmal mit Kraftmessung durch Laufgewichtswage, ein anderes Mal mit Kraftmessung

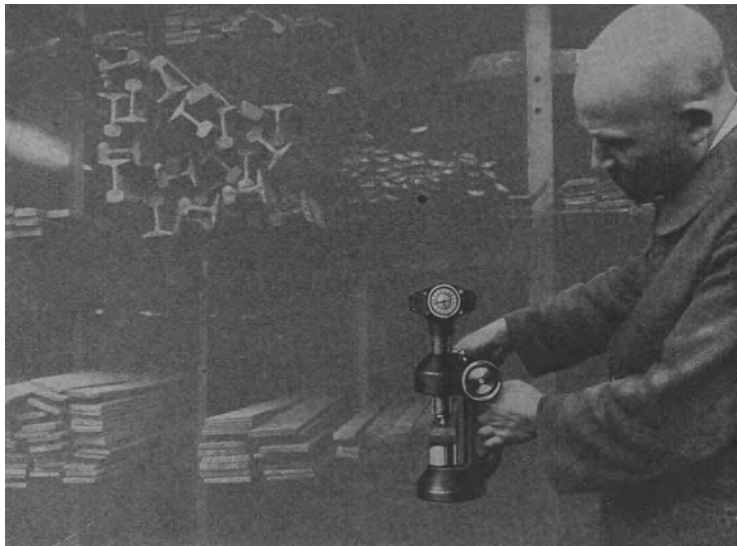


Abb. 30.

durch Meßdose. Der Unterteil der Maschinen mit Schnelleinstellung und Drucktisch ist bei beiden Maschinen vollkommen gleich, nur der Meßkopf (entweder Laufgewichtswage oder Meßdose) wird ausgewechselt. Man ist dadurch in der Lage, selbst in Prüfmaschinen größere Serien herstellen zu können.

Dieser Gedanke der Auswechslung der Meßeinrichtung ist noch weiter vervollkommenet in der ebenfalls vom Losenhausenwerk hergestellten Universalprüfmaschine. Die Bilder zeigen diese Maschine einmal mit Kraftmessung durch Laufgewichtswage, dann durch Meßdose und schließlich durch Laufgewichtswage und Meßdose gleichzeitig. Auch hier ist der untere Teil der Maschinen vollkommen gleich. Abb. 27—29.

Ich möchte noch auf einige wichtige Eigenschaften der Maschine mit Doppelkraftmessung eingehen. Die Kraftmessungen können jede für sich oder beide zusammen benutzt werden. Man erreicht dadurch eine ungeheure Sicherheit der Meßergebnisse, da die Maschine sich ständig selbst kontrolliert. Die Kon-



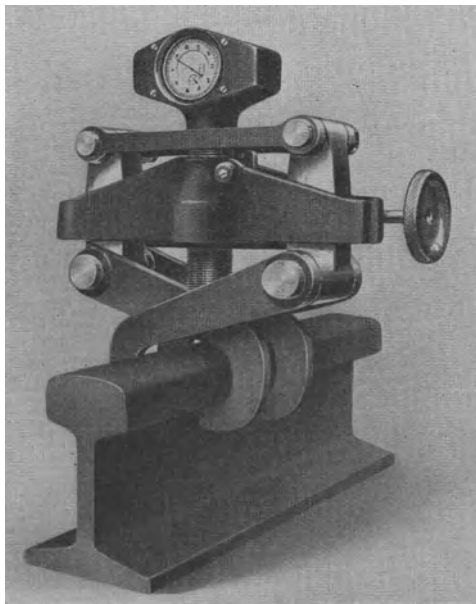


Abb. 31.

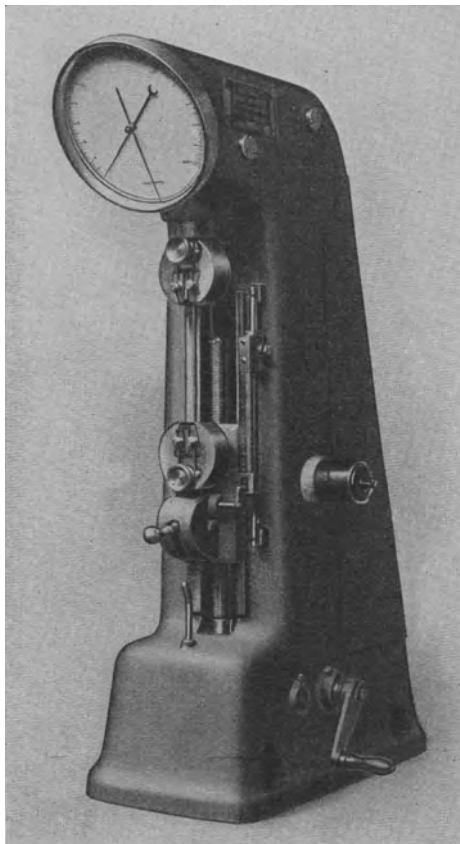


Abb. 32.

trolle wird noch weiter vergrößert durch die Anordnung eines zweiten Kontrollmanometers. Hierzu noch einige Erklärungen:

Nehmen wir an, es ist ein Unterschied in den beiden Anzeigen festgestellt, so ist, wenn beide Manometer in der Anzeige übereinstimmen, die richtige Anzeige die der Meßdose. Zeigen diese bei den Manometer verschieden an, so ist die richtige Anzeige die der Laufgewichtswage. Es ist also möglich, bei wichtigen Versuchen, die vielleicht nicht mehr wiederholt werden können, ich denke an Untersuchungen von Unglücksfällen, wo nur ganz geringe Mengen von den Versuchsstücken vorhanden sind, unbedingt und sofort zu wissen, ob das Meßergebnis richtig war. Eine früher bei wichtigen Versuchen übliche Nachprüfung der Maschine ist nicht notwendig, da sie sich stets selbst kontrolliert. Bedingung ist, daß beide Meßeinrichtungen vollkommen unabhängig und mit der Vollast beansprucht werden. Wird die zu messende Kraft in einem Wagenhebelsystem übersetzt und erst die verminderte Kraft durch Doppelanzeige gemessen, so besteht die oben geschilderte Kontrollmöglichkeit nicht, da gerade die hoch beanspruchten und den Zerreißstößen ausgesetzten ersten Wagenschneiden am leichtesten zu Änderungen neigen. Um diese ersten Schneiden noch besonders zu schonen, hat die eben dargestellte Maschine eine Einrichtung, durch die bei gewöhnlichen Zerreißversuchen, die am besten mit der Meßdose allein vorgenommen werden, die Schneiden der Wagenmessung aus ihren Pfannen abgehoben werden und dadurch für Präzisionsmessungen geschont bleiben. Eine weitere Verfeinerung und Sicherheit der Messung ist in der Lastanzeige der Laufgewichtswage durch Zählwerk erreicht.

Während man früher die Last an der Skala des Wiegebalkens und womöglich noch am Nonius ablesen mußte, wobei sehr leicht Irrtümer vorkommen konnten, braucht jetzt nur noch eine klar und deutlich erscheinende Zahl abgelesen zu werden. Für ganz kleine Lasten ist noch eine Vorrichtung geschaffen, die durch Umlegen eines Hebels die Anzeige der Wage auf den zehnten Teil der Höchstlast vermindert.

Es wären noch viele Verbesserungen der neuen Maschine: wie geschlossener Reibscheibenantrieb, selbsttätiger Anzeiger der Zerreißgeschwindigkeit, die

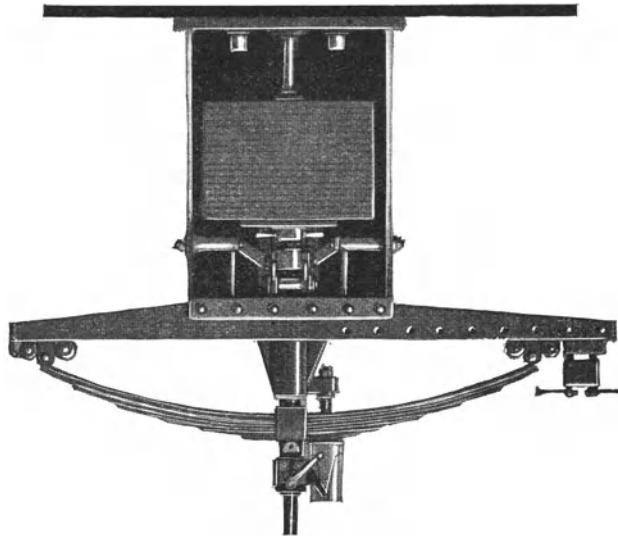


Abb. 33.

Schnellspannköpfe, der reine mechanische Antrieb, zu erörtern, es führt uns aber zu weit von dem Gebiete der eigentlichen Kraftmessung ab.

In welche handliche Form Kraftmeßeinrichtungen gebracht werden, zeigt ein Handkugeldruckprüfapparat für regelrechte statische Brinellkugeldruckversuche bis zu einer Last von 1000 kg. Abb. 30. Er wiegt nur 6 kg, so daß er an jedes zu untersuchende Werkstück herangebracht werden kann. Das zweite Bild zeigt dasselbe Gerät als Schienenprüfer auf der Strecke. Abb. 31. Das nächste Bild zeigt eine Prüfmaschine mit Pendelwage. Abb. 32.

Zum Schluß möchte ich Ihnen noch eine Maschine vorführen, um zu zeigen, daß man in gewissen Fällen zur einfachsten und genauesten Kraftmessung zurückkehren kann, zur unmittelbaren Gewichtsbelastung. Abb. 33. Es ist eine Prüfmaschine für Automobilfedern. Die Federn werden zunächst mit der vorgeschriebenen ruhenden Belastung beansprucht, dann wird das Gewicht durch Elektromotor gehoben und beliebig oft auf die Feder fallen gelassen. Die Durchbiegungs- und Schwingungscharakteristik kann in einem Diagramm aufgezeichnet werden.

Ich möchte hiermit schließen, und wenn ich Ihnen einiges Handwerkzeug und einige Anregungen zur weiteren Forschung und Vervollkommnung des deutschen Schiffbaues gegeben habe, so ist der Zweck meines Vortrages erreicht.

### Erörterung.

Herr Professor Dr.-Ing. Schlesinger:

Die Meßdose ist von mir bereits vor 20 Jahren in der Prüfung der Werkzeugmaschinen als grundlegendes Gerät im Versuchsfeld für Werkzeugmaschinen an der Charlottenburger Hochschule eingeführt und durchgeprobt worden. Die Firma Losenhausen insbesondere hat die Konstruktionszeichnungen des Versuchsfeldes für Werkzeugmaschinen zur Durchführung des ersten Meßsupportes für Drehbänke im Jahr 1905/06 erhalten. Das Charlottenburger Versuchsfeld hat als erstes in Deutschland, und mehr als ein Jahrzehnt ganz allein, diese Meßgeräte mit durchschlagendem Erfolg angewendet für Drehbänke, Bohrmaschinen und Hobelmaschinen. Eine Arbeit über Fräsmaschinen ist in Vorbereitung. Bei Maschinen mit sehr kleinen Kräften, wie Schleifmaschinen, Transmissionen u. dgl., sind andere Geräte mit gleichem Erfolg geschaffen worden, und eine große Aufklärungsarbeit über das gesamte Gebiet der Werkzeuge hat eingesetzt, mit dem Ziel, die Grundlage zu schaffen, die es ermöglicht, die Werkzeugmaschinen mit derselben Sicherheit zu konstruieren, zu eichen und zu prüfen, wie man es bei den Wärmekraftmaschinen und Elektromaschinen seit vielen Jahrzehnten gewohnt ist. Damit rückt die Werkzeugmaschine und das Werkzeug aus der reinen Empirie und aus der Hand der Nur-Praktiker in das Gebiet der exakten Wissenschaften. Ich weise insbesondere noch darauf hin, daß gleichzeitig die automatische Aufschreibung durch Schaffung von selbstschreibenden Arbeitsgeräten von dem Charlottenburger Versuchsfeld durchgeführt worden ist, so daß man heute in der Lage ist, mit einem, höchstens 2 Beobachtern die überaus schwierigen gleichzeitigen Ablesungen von 8—12 Apparaten mit voller Sicherheit vorzunehmen, ohne große Versuchsmannschaft anzustellen. An einer Reihe Lichtbilder von Apparaten, die auf Grund meiner Konstruktionen nicht nur bei der Firma Losenhausen, sondern auch bei den Firmen Mohr & Federhaff, Mannheim, R. Stock, Berlin-Marienfelde und I. E. Reinecker hergestellt wurden, zeige ich Ihnen die von mir gebauten Meßgeräte für Drehbänke, Bohr- und Hobelmaschinen.

Vorsitzender: Herr Professor Schlesinger: Wir sind Ihnen für Ihre Ausführungen außerordentlich dankbar und bitten Sie, wenn es Ihre Zeit erlaubt, uns im nächsten oder übernächsten Jahr einen Vortrag über Ihre Forschungen zu halten. (Starker Beifall.)

Herr Professor Dr.-Ing. Schlesinger: Ich werde Ihrem Wunsche gern entsprechen und in der nächsten Hauptversammlung im Jahre 1926 in einem besonderen Vortrage genauere Angaben über das ganze wichtige Arbeitsgebiet machen. (Anhaltender Beifall.)

Herr Dr. Mohr, Mannheim:

Meine Herren! Gestatten Sie mir, trotz der vorgerückten Zeit die Worte des Herrn Vortragenden in verschiedenen Punkten noch kurz zu ergänzen und zu erweitern.

Als erstes Meßgerät für große Kräfte erwähnte der Herr Vortragende die Wage und betonte, daß neuerdings bei Laufgewichtswagen, soweit sie für Materialprüfmaschinen verwendet werden, die Schneidenabstände nicht unter 50 mm gewählt werden, und begründet das damit, daß dadurch größere Genauigkeiten erzielt würden. Hierzu möchte ich bemerken, daß, wie gesagt wurde, diese Forderung aus den Konstruktionsvorschriften des Britischen Lloyd stammt, welche bei Prüfmaschinen für Abnahmezwecke von Schiffsketten, Ankern und sonstigen Baustoffen Schneidentfernungen von mindestens 2'', also von etwa 50 mm bei 50 t, gestaffelt bis etwa 250 mm bei Maschinen bis 300 t Zugkraft vorschreiben. Wenn auch die Berechtigung großer Schneidenabstände anerkannt werden muß, so besteht doch die Tatsache, daß sich auch ältere Maschinen mit sehr geringen Schneidenabständen gut bewährt haben. Ich erinnere an die alte Werdermaschine, in welcher bei einem Schneidenabstand von 3 mm am Haupthebel eine Übersetzung von 1 : 500 verwendet wird; die Maschine wird, soviel mir bekannt ist, sogar zu Eichzwecken benutzt. Die Schwierigkeit bei kleinen Schneidenabständen dürfte daher nicht so sehr in der erwähnten geringeren Genauigkeit als vielmehr darin zu suchen sein, daß die Schneiden bei kleinen Schneidenabständen seitlich im Wiegehebel zueinander versetzt werden müssen, wodurch sich die Gefahr einer Verwindung der Schneidenlinie und ungleichmäßiger Schneidenbelastung ergibt. Die Vergrößerung der Schneidentfernungen bringt hier wohl Abhilfe, aber es ist doch festzustellen, daß die vom Britischen Lloyd vorgeschriebenen Schneidentfernungen von mindestens 50 mm bei allen Maschinen bis 50 t Zugkraft entschieden zu weit gehen, konstruktiv bei dem heutigen Stande der Materialqualitäten überflüssig und daher unwirtschaftlich sind. Weder der Germanische Lloyd noch andere Klassifikationsgesellschaften stellen derartige Anforderungen an Prüfmaschinen, und ich kann dem Herrn Vortragenden darin durchaus nicht zustimmen, wenn er meint, daß auch die übrigen Klassifikationsgesellschaften und Behörden in dieser Hinsicht Bestimmungen aufstellen sollen. Die Forderungen des Britischen Lloyd haben es in der Tat mit sich gebracht, daß zum Schaden der deutschen Maschinen im Interesse der Herstellung in Serien auch bei allen deutschen Maschinen ihnen nachgekommen werden muß, und leider ist es trotz aller Bemühungen bis jetzt nicht gelungen, beim Britischen Lloyd Erleichterungen in bezug auf diese Vorschriften zu erreichen.

Es wurden sodann Kontrollkörper mit Martens-Spiegelapparaten erwähnt und als ideale Meßgeräte für große Kräfte bezeichnet. Dies trifft zweifellos bei Kontrollzugkörpern zu. Bei Kontrolldruckkörpern, wie sie zur Eichung von schweren Betonpressen von 300 und 500 t benutzt werden, bestehen jedoch erhebliche Schwierigkeiten in Zentrieren und Ausrichten der Prüfkörper, zumal hierbei die Messung an 4 um 90° gegeneinander versetzten Fasern vorgenommen werden muß. Die Dauer einer Eichung beträgt auch bei geschulten Kräften mehrere Tage. Diese Vorrichtung ist daher als Gebrauchsinstrument für Betriebsmessungen weniger geeignet.

Sodann zur Kraftmessung durch elastische Formänderung! Als Beispiel hierfür sind noch zu erwähnen: die Formänderung an Gliedern der Maschine selbst, bei Materialprüfmaschinen angewendet wiederum an schweren Betonpressen, wobei die Längenänderung der Zugsäulen gemessen wird, ähnlich verwendet auch bei Brinell-Pressen. Hierher gehört auch noch der Torsionsindikator von Fillunger u. a., der durch Messen der elastischen Verdrehung von Schiffswellen das durchgeleitete Drehmoment bestimmt.

Die weitergenannte Formänderungsmessung durch Messung der Volumenänderung eines Hohlkörpers besitzt, wie schon der Herr Vortragende erwähnte, in der Regel den Nachteil, daß rasche Lastwechsel nicht

verfolgt werden können. Aus diesem Grunde empfiehlt sich in vielen Fällen die unmittelbar mechanische Vergrößerung kleiner elastischer Formänderungen und Sichtbarmachung durch rein mechanische, im Einzelfall auch optische Mittel, die den Vorteil selbsttätiger Anzeige besitzen. Man wird dadurch überdies unabhängig von Temperatureinflüssen, auf welche jede Volumenmessung mit Flüssigkeiten, insbesondere Quecksilber, reagiert. Wir besitzen heute in Meßuhren und verwandten Längenmeßgeräten genügend empfindliche und genaue Instrumente, um durch Verbindung solcher Geräte mit Federkörpern sehr einfache und handliche Kraftmesser bis zu sehr hohen Lasten ausbilden zu können. Nach diesem Grundsatz stellt die Mannheimer Maschinenfabrik Mohr & Federhaff Kraftprüfer für Zug- und Druckkräfte Bauart Haberer her, die allen billigerweise an ein Prüfgerät zu stellenden Anforderungen genügen. Ihre Form ist je nach Anwendung als Druck- und Zugkörper für kleinere oder größere Lasten verschieden. Meßgerät ist in jedem Falle die Meßuhr.

Gestatten Sie mir ferner einige Worte zu der Frage der Meßgenauigkeit. Vom Herrn Vortragenden wurden für den Volumenkraftmesser Genauigkeiten bzw. Fehlergrenzen von  $\frac{2}{10}\%$  angegeben und außerdem erwähnt, daß an einem Gerät für 20 t Höchstzugkraft 20 000 Meßeinheiten, das heißt jedes Kilogramm Veränderung, abgelesen werden kann. Wenn auch angenommen werden darf, daß hierbei die letzte Dezimale geschätzt ist, so muß doch vor übertriebenen Genauigkeitsangaben bei allen derartigen elastischen Kraftmessern gewarnt werden. Wer weiß, mit welcher bedeutenden Schwierigkeiten die Eichung solcher Geräte für große Lasten auch bei den besteingerichteten Instituten verbunden ist, wird solchen Angaben skeptisch gegenüberstehen. Es darf darauf hingewiesen werden, daß beispielsweise das Materialprüfungsamt in Berlin-Dahlem, das in solchen Eichungen wohl über die umfangreichsten Erfahrungen verfügt, für Kontrollstäbe, die aus hochwertigem Material hergestellt und sehr niedrig beansprucht sind, in Verbindung mit dem Martensschen Spiegelgerät, das auch der Redner als genauestes Meßgerät anerkennt, nur rund 2000 bis 2400 Meßeinheiten für den ganzen Meßbereich angibt, und auch hierbei muß die letzte Dezimale bereits geschätzt werden. Zudem eicht das Amt alle Kontrollstäbe erst von 10% der Höchstlast aufwärts, hält somit eine Verwendung unterhalb dieser Grenze für bedenklich. Messungen mit der genannten absoluten Genauigkeit dürften mit elastischen Geräten ganz ausgeschlossen sein, ganz abgesehen von dem schon erwähnten Einfluß der Temperatur. Derartige Angaben sind daher zum mindesten irreführend. Auch sind solche Genauigkeitsgrade in den seltensten Fällen wünschenswert; bei Materialprüfmaschinen ist beispielsweise eine Fehlergrenze von  $\pm 1\%$  zugelassen.

Es wurde ferner die Kraftmessung durch Bestimmung plastischer Verformungen oder unelastischer Formänderungen, wie sich der Herr Vortragende ausdrückte, erwähnt. Als ein weiteres Beispiel dafür möchte ich die Verwendung von Kupferstauchzylindern aus homogenem Elektrolytkupfer anführen, welche bei einem Durchmesser von meistens 10 mm und einer Höhe von 15 mm unter einer zulässigen Höchstlast von etwa 3000 kg einen Stauchweg von 3,6 mm besitzen und einzeln oder bei größeren Kräften unter gleichzeitiger Benutzung mehrere Kupferstauchzylinder Verwendung finden. Die Genauigkeit ist für viele Fälle ausreichend, die Fehlergrenze beträgt etwa  $\pm 2\%$ , wobei aber der Temperatureinfluß in Rechnung gestellt werden muß. Sie werden verwendet beispielsweise zur behelfsmäßigen Überprüfung von Brinell-Pressen oder auch zur Bestimmung des Arbeitsüberschusses bei Fallwerken oder dergleichen. Ähnliche Grundsätze werden angewandt bei verschiedenen einfachen Härteprüfern, die als Krätemaßstäbe Abscherstifte, Zerreißstäbchen oder die erwähnten Kugeleindrücke in Vergleichsproben benutzen.

Schließlich aber muß hier noch das Verfahren erwähnt werden, Zerreißmaschinen durch Zerreißstäbe aus demselben Material untereinander zu vergleichen. Da es sich aber hierbei nicht nur um plastische Verformung, sondern um einen Zerreißvorgang handelt, der weit größeren Zufälligkeiten unterworfen ist, als die beschränkte plastische Verformung eines homogenen Materials wie Elektrolytkupfer, so ist diese äußerst primitive Prüfungsart unbedingt zu verwerfen. Leider wird sie aber heute sogar von Behörden noch vielfach zugelassen.

Was die ferner als Kraftmesser genannten Meßzylinder betrifft, so zeigen eingeschliffene Kolben und Zylinder ohne jede Dichtung in der Tat sehr hohe Genauigkeit und Empfindlichkeit, insbesondere, wenn der Kolben zur Ausschaltung von Reibungseinflüssen gedreht wird. Als Anwendungsbeispiel sei hier auf das bekannte Eichgerät für Manometer hingewiesen. Ein Nachteil der Meßzylinder besteht indessen darin, daß im Ringspalt zwischen Kolben und Zylinder ein stetiger, wenn auch geringer Flüssigkeitsverlust auftritt, wodurch ständiges Nachpumpen erforderlich ist. Im Gegensatz hierzu läßt sich die Dichtung bei Prüfgeräten mit Stulpendichtung erfahrungsgemäß einer vollkommenen ziemlich weit nähern. — Ich stehe hier im Gegensatz zu den Ausführungen des Herrn Vortragenden. — Dichtungsmaterial und Preßflüssigkeit müssen aber zusammenpassen. Gegen Mineralöl, selbst sehr dickflüssiges, halten Lederstulpen nicht lange stand. Mit geeigneter Preßflüssigkeit, zum Beispiel Bohrröl, in einer Mischung von 10 Teilen Wasser und 1 Teil Öl lassen sich auch bei Leder sehr hohe Dichtigkeitsgrade erzielen. Beispielsweise stand in unseren Werkstätten eine 300 t-Pressen zweimal 24 Stunden unter Höchstlast bei 350 at. Dabei sank der Druck, obwohl die Presse nur eine Ledermanschette besaß, nur um etwa 6%. Neuerdings kommen auch Stulpen aus Kunstmasse in den Handel, die für Öl eine gute Dichtigkeit aufweisen. Die Stulpenreibung ist zwar relativ groß, aber nicht so stark veränderlich, daß diese einfache Meßart nicht auch höheren Genauigkeitsansprüchen genügen könnte. Zahlenmäßige Untersuchungen hierüber wurden schon von Martens angestellt und der Öffentlichkeit zugänglich gemacht.

Nun noch kurz zur Meßdose. Die Genauigkeit derselben wurde vom Vortragenden mit 0,2 bis 0,3% angegeben; sie soll in der Hauptsache von der Güte und Genauigkeit des Federmanometers abhängen. Hier liegt ein gewisser Widerspruch in den Angaben des Herrn Vortragenden, indem, wie sich aus der gezeigten Kurve über den Einfluß der Kolbenstellung ergibt, eine Veränderlichkeit bis zu  $\pm 1\%$  als zulässig bezeichnet wird, welche bei Veränderung des Kolbenhubes um  $\pm 2,5$  mm von der Mittelstellung auftritt. Nach eingehenden Versuchen der Firma Mohr & Federhaff, welche demnächst veröffentlicht werden, und welche sich auf die Nachprüfung verschiedener Meßdosenmaschinen innerhalb eines Zeitraums von 10 Jahren beziehen, weisen die für Meßdosen benutzten Präzisionsfederanometer eine über-

raschende Unveränderlichkeit auf, woraus hervorgeht, daß die Veränderlichkeit der Kraftanzeige von Meßdosen in der Tat hauptsächlich auf den Einfluß der Kolbenstellung zurückzuführen ist. Infolge verschiedenen Luftgehaltes in Manometer wie Meßdose kann sich die Kolbenstellung stark verändern. Dem entspricht auch die dadurch bedingte Abweichung der Anzeige. Das beweist die Notwendigkeit, die Kolbenstellung bei Meßdosen durch Anzeigevorrichtungen sichtbar zu machen, um möglichst gleiche Kolbenstellung zu erzielen.

Was den Einfluß der Reibung von Meßdosen betrifft, so ist es im allgemeinen schwer, rein axiale Belastungen zu verwirklichen, vielmehr treten meist, wenn auch kleine, seitliche Teilkräfte bzw. Schrägdrucke auf, insbesondere bei Druckversuchen, während sie sich bei Zugversuchen durch sorgfältiges Zentrieren leidlich vermeiden lassen. Um dem erstgenannten Übelstand abzuwehren, sind die Meßdosen von Mohr & Federhaff mit Kugelführung des Meßdosenkolbens auf gehärteten und geschliffenen Bahnen konstruiert, wodurch die Gewähr geringster Reibung gegeben ist. Erwähnt muß noch werden, daß trotz der nachweislich bei guter Behandlung von Meßdosen mit Federmanometern und Beobachtung der Kolbenstellung erzielten großen Genauigkeit diese vom Britischen Lloyd als Kraftmeßgerät bisher nicht anerkannt worden sind, ein Umstand, der zweifellos bedauerlich und auch ungerechtfertigt ist, zumal beispielsweise die Amslerschen Meßgeräte mit Messung des Druckes im Zylinder und Pendelmanometer, welche die Meßgenauigkeit einer gut und richtig konstruierten Meßdose keinesfalls übertreffen, von dieser Behörde zu Abnahmezwecken zugelassen werden.

Unter den Anwendungsbeispielen der Meßdose wurde vom Herrn Vortragenden u. a. auch ihr Einbau in den Ausleger von Hebezeugen genannt. Hierzu möchte ich nur ganz kurz erwähnen, daß die heutigen Anforderungen der Praxis bei Hebezeugen eichfähige Wagen im Sinne von Handlungswagen bedingen, für welche die Meßdose nicht in Betracht kommt. Bis jetzt wurden für den Einbau in Hebezeuge nur Laufgewichtswagen zur Eichung zugelassen, welche zugunsten rascher Abwicklung des Verladegeschäfts mehr und mehr an Bedeutung gewinnen.

Zum Schluß möchte ich noch ein kurzes Wort sagen über die vom Herrn Vortragenden erwähnten Universalprüfmaschinen mit sogenannten kombinierten Anzeigevorrichtungen, bestehend aus Laufgewichtswage und Meßdose, wobei der Vorteil der wechselseitigen Kontrolle beider Prüfgeräte unter Ausschaltung eines Übersetzungshebels für die Meßdose besonders betont wurde. Die Ausführung mit Übersetzungshebel wird von Mohr & Federhaff mit Erfolg angewandt, indem die Anzeige der Meßdose mit Hilfe der Laufgewichtswage nachgeprüft wird, unter Wegfall eines Kontrollmanometers, während zur Eichung der Laufgewichtswage ein amtlich geeichtes Gerät dient, wie es zur Eichung von Materialprüfmaschinen für Abnahmezwecke nach den Dinormen ohnehin Vorschrift ist. Durch Anwendung der genannten Hebelübersetzung für die Meßdose kann aber eine Verbilligung der Maschine und damit ein wirtschaftlicher Vorteil erreicht werden, der gerade in den heutigen Zeiten zweifellos nicht von der Hand zu weisen ist.

Herr Professor Dr. Weber:

Meine Herren! Ich bin nicht Fachmann auf dem Gebiete des Kraftmeßwesens und der neueren Materialprüfmaschinen und möchte daher den Herrn Vortragenden und die Herren Sachverständigen um eine Auskunft bitten. — Was wir bezüglich der Festigkeit unserer Maschinenkonstruktionen und unserer Schiffsverbände wissen wollen, sind die Spannungen in den einzelnen Konstruktionsgliedern, z. B. im Turbinengehäuse, in der gekröpften Welle oder in unseren großen Schiffstragwerken und -verbänden. Aber niemand ist in der Lage, die „Spannungen“ in dem tragenden Schiffskörper oder in den Maschinenteilen zu „messen“, weder die normalen Spannungen — also die Zug- oder Druckspannungen — noch die tangentialen Spannungen — also die Schubspannungen. Was wir aber wohl „messen“ können, das sind die „Formänderungen“ in allen Konstruktionsgliedern, und diesem Zweck dienen auch einige der Prüfmaschinen, die hier von dem Herrn Vortragenden vorgeführt worden sind, z. B. der Martensche Spiegelapparat zur Messung der Dehnung. Im nächsten Vortrag, dem des Herrn Dr.-Ing. Schnadel, wird noch ein anderer Dehnungsmesser vorgeführt werden, der Okhuizensche, und ich möchte nun fragen: Wann wendet man den Martensschen Dehnungsmesser und wann den anderen an? — Aber wie es zwei Spannungsarten gibt, so haben wir auch zwei Formänderungsarten, die Dehnung und die als Schiebung bezeichnete Winkeländerung. Ich erlaube mir zu fragen, wie können wir zuverlässig die Winkeländerungen messen? Welcher Apparat gilt heute als brauchbarer Schiebungsmesser? Wenn wir erst die Dehnungen und die Schiebungen am großen fertigen Bauwerk im Betriebe zuverlässig messen können, dann können wir aus diesen Unterlagen auch die Spannungen berechnen. Die Lösung dieses Problems setzt also voraus, daß wir sowohl auf dem Gebiete der Dehnungswie der Schiebungsmesser gute Apparate haben. Dann sind wir auch in der Lage, z. B. beim fahrenden Schiff, die Formänderungen wirklich zu messen und aus den Meßergebnissen die wirklichen Betriebsspannungen in den tragenden Teilen des Schiffes zu errechnen.

Herr Marinebaurat a. D. Diplom-Ingenieur von Bohusewicz (Schlußwort):

Meine Herren! Ich danke den Herren Diskussionsrednern für die ausführliche Behandlung meines Vortrages und möchte zunächst auf die Ausführungen des Herrn Professor Dr. Schlesinger eingehen.

Herr Professor Schlesinger führte zunächst an, es sei außerordentlich wichtig, die Bilanz der Werkzeugmaschinen aufzustellen. Gerade dieses Ziel haben wir uns bei der Ausführung der Meßsupporte gesteckt, und wir haben es, glaube ich, auch erreicht. Wir wollten einen Meßsupporte ausbilden, der handlich ist und auf alle Maschinen aufgestellt werden kann. Normalerweise werden ja in den Betrieben nicht Maschinen stehen, wie die von Herrn Professor Schlesinger gezeigten mit 100-PS-Motoren, sondern wir haben es mit normalen Drehbänken und Werkzeugmaschinen zu tun und dafür Meßsupporte zu schaffen, die auch der Betriebsmann handhaben kann. Die von uns ausgeführten Supporte sind aus diesem Grund sogar aus Leichtmetall gemacht, so daß man sie ohne Mühe von einer Maschine zur anderen transportieren kann. Wichtig für die Aufstellung der Bilanz ist natürlich noch die Messung der eingeführten Drehkraft. Im Vortrage bin ich auf diese Fragen nicht besonders eingegangen, weil ich mich auf die reine Kraft-

messung beschränken wollte. Da aber Herr Professor Schlesinger das Thema sehr ausführlich behandelt hat, möchte ich dazu noch etwas sagen.

Die elektrischen Messungen usw. sind für den normalen Betrieb etwas zu umständlich. Für Hochschulen, wo geschultes Personal vorhanden ist, wo 12 Herren zur Verfügung stehen, um eine Drehbank zu untersuchen, ist ein solches Verfahren natürlich eine Kleinigkeit. In einem Betriebe aber würde sich wohl jeder Direktor die Haare raufen, wenn man zur Untersuchung einer Werkzeugmaschine 12 Mann anstellen wollte. Deshalb halte ich es für richtiger, daß man einen möglichst guten Torsionsmesser schafft. Wir haben augenblicklich einen solchen in Vorbereitung, der so einfach ist, daß er als Riemenscheibe ausgebildet ist. Der Prüfvorgang ist dann folgender: Ich nehme die normale Riemenscheibe der Werkzeugmaschine ab, setze den Torsionsmesser auf und bekomme meine Resultate. Wichtig ist, daß der Torsionsmesser schreibend ist. Die meisten Torsionsmesser sind fast nur auf Beobachtung eingerichtet. Hier stimme ich mit Herrn Professor Schlesinger vollkommen überein: Man kommt mit Beobachtungen allein nicht aus, sondern muß bei allen Untersuchungsapparaten schreibende Instrumente anbringen. Das haben wir auch bei den Meßsupporten, Bohrtischen usw. vollkommen berücksichtigt.

Herr Professor Schlesinger zeigte dann Bohrtische in drei verschiedenen Größen. Auch auf dieses Thema bin ich nicht ausführlich eingegangen. Auch wir haben Bohrtische ausgeführt und die Notwendigkeit, die verschiedenen Größen zu berücksichtigen, erkannt. So haben wir neuerdings einen Bohrtisch herausgebracht, der während des Betriebes bei amerikanischen Betrieben als nachteilig erwähnt hat. Anders ist es mit den vielen Werkzeugmaschinen eines Betriebes, die von verschiedensten Firmen geliefert worden sind. Ich kann mich da nicht auf die Angaben einer Werkzeugmaschinenfirma absolut verlassen, sondern muß schon selbst untersuchen, und die ganz erhebliche Nachfrage gerade nach unseren Meßsupporten zeigt, daß die Erkenntnis besonders bei großen Firmen schon weit gediehen ist.

Die Ausführungen des Herrn Professor Schlesinger über die Messung von 2 Komponenten sind mir nicht ganz klar gewesen. Zuerst betonte er doch, das Wichtigste sei, die Bilanz der Maschine aufzustellen. Den Wirkungsgrad der Maschine aber kann ich nur feststellen, wenn ich sämtliche Kräfte messe. Die Stahlformen und Qualitäten lassen sich gründlich und endgültig sehr gut in Laboratorien feststellen, wie das durch die Untersuchungen von Herrn Klopstock bestätigt worden ist; mit diesen Fragen soll sich aber der Betrieb nachher nicht mehr beschäftigen. Sonst würde eine ungeheure Parallelarbeit geleistet werden, die Herr Professor Schlesinger gerade bei amerikanischen Betrieben als nachteilig erwähnt hat. Anders ist es mit den vielen Werkzeugmaschinen eines Betriebes, die von verschiedensten Firmen geliefert worden sind. Ich kann mich da nicht auf die Angaben einer Werkzeugmaschinenfirma absolut verlassen, sondern muß schon selbst untersuchen, und die ganz erhebliche Nachfrage gerade nach unseren Meßsupporten zeigt, daß die Erkenntnis besonders bei großen Firmen schon weit gediehen ist.

Die Erfahrung bei der Prüfung von Schmirgelscheiben, die Herr Professor Schlesinger erwähnte, habe ich selbst im Betriebe gemacht. Es ist unglaublich, was man an Schmirgelscheiben bekommt. Man erhält das tollste Zeug, selbst wenn man ganz bestimmte Forderungen stellt. Aus diesem Grunde haben wir auch eine Prüfmaschine zur Untersuchung von Schmirgelscheiben ausgebildet. Ich habe sie nicht erwähnt, weil sie ganz vom Thema meines Vortrages abführte. Die Maschine arbeitet so, daß eine bestimmte Fräserform, die ich jederzeit wieder herstellen kann — es sind 3 Kugeln, die sich selbsttätig unter  $120^\circ$  einstellen —, mit einem bestimmten Druck gegen die Schmirgelscheibe gedrückt wird und sich dann selbsttätig auslöst, wenn sie eine bestimmte Vertiefung in der Schmirgelscheibe hervorgebracht hat. Die Umdrehungszahl wird einfach durch ein Zählwerk abgelesen.

Die Ausbildung der Prüfmaschine muß in der Handhabung möglichst einfach sein. Dies habe ich mir bei allen Konstruktionen zum Ziel gesetzt. Ich sage meinen Konstrukteuren: man muß oben auf den Knopf drücken, und unten muß das Resultat herauskommen. Dann ist auch die beste Gewähr dafür gegeben, daß das Resultat richtig ist. Die feineren Untersuchungen gehören in die Hochschule. Aber im allgemeinen ist die Prüfmaschinenindustrie soweit ausgebildet, daß sie auch für Betriebe die richtigen Geräte schaffen kann.

Herr Professor Schlesinger sagte dann, daß es bis jetzt keinen guten Beschleunigungsmesser gäbe. Soviel ich weiß, hat die Firma Siemens & Halske einen sehr brauchbaren Beschleunigungsmesser herausgebracht. Ich persönlich kenne ihn freilich nicht, habe nur davon gehört. (Professor Dr. Schlesinger: „Ich kenne ihn!“)

Zu den Ausführungen des Herrn Mohr möchte ich bemerken: Ich sagte bereits in meinem Vortrage, daß wir über die Schneidentfernungen vielleicht verschiedener Ansicht sind. Auch hier gilt, was ich vorher sagte: es ist ein Unterschied zwischen einer Materialprüfung im Laboratorium mit ausgebildetem Personal, wo man ganz genau die kleinen Fehlerquellen der verschiedenen Maschinen kennt und dem Versuch an Betriebsmaschinen, wo oft mit Leuten gearbeitet werden muß, die von Materialprüfung erstaunlich geringe Ahnung haben. Von Hochschulen, die mit Werder-Maschinen arbeiten, weiß ich, daß die Maschinen mit einer ganz besonderen Liebe behandelt werden, um wirklich einwandfreie Ergebnisse zu erzielen.

Eine gleichmäßige Schneidenbelastung erreicht man am besten dadurch, daß man die Pfanne in sich beweglich macht, also eine kippbare Pfanne ausführt, was nichts Neues ist. Wir haben sie bei unseren neuen Maschinen überall verwandt.

Daß die Kontrollapparate für Druckmessungen mit Martens-Spiegelapparaten schwierig sind, habe ich in meinem gedruckten Vortrag erwähnt; ich weiß nicht, ob ich es im mündlichen Vortrag angegeben habe. Darin stimme ich vollkommen mit Herrn Mohr überein: diese Messungen müssen sehr sorgfältig gemacht werden.

In bezug auf die mechanische Übertragung von kleinen Längenänderungen bin ich etwas anderer Ansicht als Herr Mohr. Herr Mohr erwähnte, daß sich durch Meßuhren leicht mechanische Übertragungen vornehmen lassen. Die Meßuhr ist gewöhnlich nicht groß; man kann sie nicht oft herumlaufen lassen, weil man sonst eine zu große Deformation des elastischen Körpers bekommen würde. Es ergibt sich also höchstens eine Meßlänge von 200 mm. Bei 200 mm Länge 20 t abzumessen, ist wohl zu viel verlangt, wenn man einigermaßen genau arbeiten will. Demgegenüber arbeitet der Kraftmesser wesentlich genauer, weil bei diesen ungefähr 30—40 Umdrehungen auf einer Mikrometerschraube zur Verfügung stehen, so daß sich

ganz erheblich größere Meßlängen ergeben. Ich kann Herrn Mohr nur bestätigen, daß wir 1 kg ablesen und aus unserem Betriebe keinen Kraftmesser herausgehen lassen, der nicht diese Genauigkeit hat.

Was die Messung von Kupferstauchzylindern betrifft, so habe ich sie in meinem schriftlichen Vortrag kurz erwähnt. Es kann möglich sein, daß ich sie im mündlichen Vortrag übergangen habe.

In bezug auf die Vergleichsversuche durch Zerreißstäbe stimme ich mit Herrn Mohr vollkommen überein. Auch ich halte es für ganz unfachmännisch, die Genauigkeit von Prüfmaschinen dadurch festzustellen, daß man Stäbe von gleichem Material auf verschiedenen Maschinen zerreißt. Ich würde einen solchen Versuch niemals anerkennen und bedauere, daß er von Behörden als Vergleichsversuch, als maßgebend anerkannt ist.

Über die Dichtigkeit von Meßzylindern stimmen die Angaben des Herrn Mohr genau mit meinen überein. Auch wir haben unsere Betonpressen soundso viel Tage unter Druck stehen lassen und ich glaube, unsere Maschinen haben genau wie die des Herrn Mohr Undichtigkeiten gezeigt. Wenn man Versuche auf längere Zeitdauer machen will, so muß man nicht nur tageweise, sondern wochenweise die Last konstant halten können, also gar keine Undichtigkeiten haben.

Die Einstellung der Kolbenstellung bei Meßdosen muß selbstverständlich kontrolliert werden. Wir haben bei unseren Meßdosen einfache Zeigereinrichtungen, an denen man feststellt, ob die Meßdose noch vollkommen richtig eingestellt ist. Meine Angaben über die Genauigkeit der Meßdosen — einmal habe ich von  $\frac{1}{10}\%$  gesprochen — beziehen sich natürlich auf die Annahme, daß die Meßdose genau eingestellt ist. Die anderen Angaben über die Fehlergrößen beziehen sich auf stärkere Durchbiegungen, und ich habe sie nur erwähnt, um zu zeigen, daß man nicht darauf angewiesen ist, in einer bestimmten Genauigkeitseinstellung zu arbeiten, sondern auch in weiteren Grenzen noch zu guten Resultaten kommen kann.

Die Kugelführung bei Druckversuchen ist bei unseren Maschinen genau so ausgeführt, wie bei den Maschinen von Mohr & Federhaff.

Daß die Meßdosenmaschinen noch nicht vom Britischen Lloyd anerkannt sind, bedauern wir und können es nicht verstehen. Denn selbst eine Maschine wie die Schiller-Maschine, die mit normaler Zylindermessung und Manometer arbeitet, ist teilweise vom Britischen Lloyd anerkannt worden. Man wird sich etwas mehr darum bemühen müssen, um auch für die Meßdosenmaschine die Anerkennung zu erreichen.

In meinen Ausführungen über die kombinierte Meßdosen- und Laufgewichtswagenmaschine hat mich Herr Mohr vielleicht nicht richtig verstanden. Er erwähnte, daß die Maschine mit Laufgewichtswage durch besondere Eichungen nachgeprüft werde. Das ist natürlich selbstverständlich, daß man an den Maschinen nach der Fertigstellung und auch später Kontrolleichungen mit Eichapparaten vornimmt. Ich legte Wert darauf, zu betonen, daß man jeden Versuch, den man vornimmt, während des Versuches selbst kontrollieren kann. Im übrigen freue ich mich, daß auch die Firma Mohr & Federhaff die kombinierte Maschine, die wir seit etwa 2—3 Jahren ausführen, jetzt auch als richtig anerkannt hat.

Zu den Ausführungen des Herrn Professor Weber möchte ich bemerken, daß mir die Spannungsmesser von Herrn Dr. Geiger bekannt sind. Ich hatte auch die Absicht, diese Spannungsmesser näher zu erwähnen und hatte deshalb mit Herrn Dr. Geiger korrespondiert. Er teilte mir aber mit, daß er in der nächsten Zeit einen Artikel darüber veröffentlichen werde. Ich habe deshalb von dieser Bekanntmachung und Veröffentlichung abgesehen. (Lebhafter Beifall.)

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

Meine Herren! Der Vortragende hat uns auf ein Gebiet geführt, das den meisten in der Praxis stehenden Ingenieuren weniger bekannt ist. Er hat uns erklärt, wie man sehr große Kräfte mit Hilfe von recht einfachen Vorrichtungen mit einer erstaunlichen Genauigkeit messen kann. Da wohl anzunehmen ist, daß besonders den mit Forschungsarbeiten beschäftigten Schiffbauern, die ihnen durch den Vortrag übermittelte Kenntnis der verschiedenen Meßgeräte eine große Hilfe bieten kann, so gestatte ich mir, Herrn Baurat v. Bohuszewicz unseren verbindlichsten Dank auszusprechen für die Mühe, der er sich durch seinen Vortrag in unserem Interesse unterzogen hat.

# **XI. Die Spannungsverteilung in den Flanschen dünnwandiger Kasträger.**

Von Dr.-Ing. Georg Schnadel.

## **I. Die Anschauungen über die mittragende Breite bei den führenden Fachleuten.**

Versuche und Berichte von Read, Bruhn, Biles, Hovgard, Pietzker, Lienau, Foster King, Robb, Abell, Schüle, Bortsch, Eggenschwyler und v. Kàrmàn.

Die Statik der Baukonstruktionen hat in den letzten Jahrzehnten in Deutschland große Fortschritte zu verzeichnen. Insbesondere sind die statisch unbestimmten, räumlichen Fachwerke der Berechnung auch in den schwierigsten Fällen zugänglich gemacht worden. Größere Hindernisse stellten sich der Statik der vollwandigen Träger in den Weg. Zwar hat schon Kirchhoff eine Theorie der Platte geschaffen, die später durch andere Forscher noch bedeutend erweitert wurde; aber diese schwierigen Probleme setzten ein so großes Maß von mathematischem Wissen voraus, daß ihre Anwendung dem praktischen Ingenieur fremd blieb. Erst in der neueren Zeit ist die Plattenstatik auch in der Technik wieder aufgenommen worden und hat zu neuen Anschauungen, besonders auf dem Gebiete des Eisenbetonbaues, geführt. Vor kurzem wurden die Annäherungsformeln für Eisenbetonplatten auf Grund dieser Theorie einer Revision unterzogen, die zu einer erheblich besseren Materialausnutzung und zu einer Verstärkung gegenüber der bisherigen Bauweise führten (vgl. Dr. H. Marcus, Die vereinfachte Berechnung biegsamer Platten, Bauing. 1924, S. 660).

Die Schwierigkeit der Plattenstatik hat gerade die klassischen Statiker von diesem Gebiet ferngehalten. Es ist daher nicht erstaunlich, daß auch die Festigkeitslehre des Schiffbaues lange Zeit von diesen Theorien keinen Gebrauch gemacht hat. Das war um so bedauerlicher, als die Grundprobleme der Schiffbaustatik sich auf der Theorie der dünnwandigen Platte aufbauen müssen. Die Methoden der gewöhnlichen Festigkeitslehre haben deswegen im Schiffbau sehr oft versagt. Zum Teil führen sie auf Beanspruchungen, die schon oberhalb der Bruchgrenze liegen, zum Teil würden sie Abmessungen ergeben, die längst überholt sind, obwohl die Erfahrung gezeigt hat, daß sie für die üblichen Beanspruchungen genügend stark sind. Aus diesen Gründen ist es nicht erstaunlich, daß die Schiffsbautechnik eine ganz andere Entwicklung genommen hat als



der Eisenbau. Die Handelsschiffe werden noch jetzt größtenteils nach Tabellen gebaut, die von den großen Klassifikationsgesellschaften herausgegeben sind und in denen für eine bestimmte Schiffsgröße die Abmessungen der wichtigsten Verbandteile und die Eigenschaften der verwendeten Materialien festgelegt sind. Neuerdings hat sogar der englische Freibordausschuß die Normalfestigkeit der Schiffe für lange Zeit hinaus festgelegt, wobei er von dem Standpunkt ausgeht, daß die notwendige Festigkeit der Handelsschiffe durch die Erfahrung genügend bekannt sei. Die Formeln für die Normalfestigkeit sind rein empirisch und nehmen auf Festigkeitstheorien kaum Rücksicht. Dieses Verfahren hat Bruhn, der Direktor des Norske Veritas, in einem Vortrag vor der INA 1920 scharf kritisiert. Insbesondere wies er auch darauf hin, daß die mittragende Breite und die Spannungsverteilung in breiten Trägerflanschen noch völlig ungeklärt sei, obwohl zahlreiche Versuche gemacht wurden, dieses schwierige Problem der Berechnung zugänglich zu machen. Das Problem der Spannungsverteilung in der tragenden Haut des Schiffes muß bei der Längsfestigkeit ebenso berücksichtigt werden wie bei der Querfestigkeit. Es ist mitbestimmend bei der Wahl der Spant- und Schottsteifenabstände, bei der Bemessung der Stärke der Bodenwangen, Spanten, Decksbalken, Decksunterzüge und Schottsteifen.

Ehe auf die theoretische Behandlung des Problems eingegangen wird, sollen die Anschauungen der Fachleute auf diesem Gebiet kurz vorgetragen und kritisch beleuchtet werden.

Die Frage, welche Verbände bei einem Schiffskörper als mittragend betrachtet werden können, wurde durch die Versuche von Read und Stanbury 1894 aufgeworfen. Die beiden Ingenieure maßen die Durchbiegung von zwei Handelsschiffen unter verschiedenen Belastungen und stellten fest, daß die gemessene Durchbiegung größer war als die errechnete. Sie halfen sich damit, daß sie für Schiffe und gebaute Träger einen verringerten Elastizitätsmodul einführten.

Diese Anschauung konnte auf die Dauer nicht befriedigen, so daß sich nacheinander eine Reihe von Ingenieuren mit diesem Problem beschäftigten. Zuerst trat der Direktor des Norske Veritas, Bruhn, mit seinen Anschauungen an die Öffentlichkeit (vgl. Bruhn: Beanspruchung von Schiffsverbänden, Schiffbau I, S. 561). Besonders wesentlich ist der Standpunkt Bruhns in der Knicksicherheit. Er nimmt an, daß die Schiffsbeplattung knickfest ausgesteift ist. Unter dieser Voraussetzung gründet er seine Theorie auf Versuche, die er mit Platten aus Radiergummi gemacht hatte. Diese Platten wurden genügend stark gemacht, um einer Faltenbildung Widerstand zu leisten und dann Beanspruchungen ausgesetzt, die denen versteifter Schiffsplatten ähnlich waren. Seine Anschauungen sind kurz folgende: Von einer in Mitte Schiff angebrachten Brücke tragen nicht alle Teile. Es tragen nicht die Teile der Seitenbeplattung der Brücke, die durch eine Gerade mit der Steigung 1 : 4 vom Hauptdeck aus der Beplattung herausgeschnitten werden (s. Abb. 1). Ferner tragen nicht die Enden der Brücke, die durch die Fortsetzung dieser Geraden 1 : 4 (auf das Deck umgeklappt) aus dem Brückendeck abgetrennt werden (s. Abb. 1).

Es ist zweifellos, daß die Versuche von Bruhn nur qualitativen Wert haben können, da der Elastizitätsmodul von Gummi allzusehr von dem des Eisens unterschieden ist. Um den wirklichen Spannungsabfall im Deck nach der Mitte zu bestimmen, müssen Versuche und Spannungsmessungen mit eisernen Körpern gemacht werden. Man kann aber jedenfalls schon jetzt sagen, daß auch ohne das Auftreten von Knickungserscheinungen ein Spannungsabfall nach der Mitte des Decks zu stattfinden wird, wobei aber bezweifelt werden muß, ob dieser Spannungsabfall so groß ist, wie Bruhn ihn angibt.

(Bruhn weist schon auf die besondere Bedeutung der Schubspannungen für dieses Problem hin.) Er nimmt an, daß unter normalen Verhältnissen der Spannungsverlauf bei Druck nicht wesentlich von dem Spannungsverlauf bei Zug abweicht. Die theoretische Begründung seiner Anschauungen unternimmt er mit Hilfe der Spannungstrajektoren. Die Airysche Spannungsfunktion beweist, daß sich

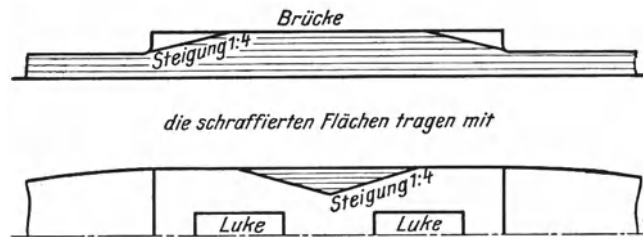


Abb. 1. Tragende Teile nach Bruhn.

tatsächlich die Zug- und Druckspannungen in einer Scheibe nicht unterscheiden. Später hat Bruhn im Auftrage von Lloyds Register eine große Reihe von Versuchen mit schweren, genieteten Trägern unternommen, über die er vor der INA 1905 berichtete (s. INA 1905, S. 126). Die Träger waren Schiffsverbänden nachgebildet und wurden bis zum Bruch belastet. Wenn auch keine Spannungsmessungen an den Flanschen vorgenommen wurden, so kann doch aus den Bruchlasten geschlossen werden, daß die Beplattung an den gefährlichen Stellen ziemlich restlos mitgetragen hat, da die Träger erst bei den rechnermäßigen Bruchlasten zerbrachen, wenn nicht die Nietung infolge übergroßer Schubspannung zu früh nachgab oder wegen der konzentrierten Einzellasten lokale Beanspruchungen zum Bruche führten.

Zur selben Zeit wurden von Biles die klassischen Versuche mit dem Zerstörer „Wolf“ durchgeführt, auf denen die späteren Anschauungen über die mittragende Breite begründet wurden. Das wesentlichste Ergebnis dieser Versuche ist die Bestätigung der früheren Messungen von Read, wonach die wirkliche Durchbiegung des Schiffes beträchtlich größer ist als die errechnete. Es muß dabei festgestellt werden, daß auch hierbei der Einfluß der Schubspannung auf die Durchbiegung vernachlässigt worden war. Als zweites wesentliches Ergebnis zeigen die Messungen mit den Dehnungsmessern von Strohmeier, daß der Spannungsabfall vom Stringer nach der Mitte des Schiffes im Deck in der Nähe des Maximalmomentes nur unwesentlich ist.

Von den Versuchen von Biles ausgehend, gab Pietzker eine ganz neue Erklärung für die vergrößerte Durchbiegung. Auch er vernachlässigt völlig den Einfluß der Scherkräfte, obwohl gerade auf diesem Gebiete die Brückenbau- statik schon das Hilfsmittel zur Berechnung an Hand gegeben hatte. Er führt die Vergrößerung der Durchbiegung des Schiffskörpers auf eine Verringerung des Trägheitsmomentes zurück, wobei er als Hauptgrund die Überschreitung der Knickfestigkeit in den unversteiften Plattenfeldern ansieht. Er rechnet als knickfest nur einen Streifen von der Breite der 40fachen Plattendicke an den Längsversteifungen. Als Grund für diese Anschauung gibt er amerikanische Versuche an, die in „Stahl und Eisen“ 1908 veröffentlicht sein sollen. Es war mir jedoch nicht möglich, diese angegebene Stelle in „Stahl und Eisen“ aufzufinden. Eigentümlicherweise rechnet Pietzker auch auf der Zugseite nur die 40fache Plattendicke neben den Längsträgern als mittragend. Es entzieht sich der Kenntnis, wieweit Pietzker seine Anschauungen an Versuchen mit Kriegsschiffen bestätigen konnte. Bei Handelsschiffen können die Pietzker- schen Anschauungen jedenfalls nicht gelten. Professor Lienau hat in seinem Vortrag über „Materialspannungen in den Längsverbänden stählerner Handels- schiffe“ (STG 1913) darauf hingewiesen, daß die Pietzkersche Rechnung der Erfahrung zum mindesten bei Handelsschiffen widerspricht und Vorschläge zur Verbesserung dieser Rechnungsmethode gemacht.

Auch die mittragende Flanscbreite von Deckunterzügen, Spanten und Decksbalken und anderen Schiffsverbänden wird von Pietzker mit der 40fachen Plattendicke in Rechnung gesetzt. Es muß füglich bezweifelt werden, ob diese Anschauung, die sich nur auf Messung von Durchbiegungen gründet, einer strengen Kritik standhalten kann. Insbesondere ergibt sich ein sehr starker Widerspruch zum Verhalten des Schiffskörpers als Träger. Es könnte nach der Anschauung von Pietzker auch nur ein Streifen in der Nähe der Außenhaut als Gurt in Rechnung gesetzt werden. Diesen Widerspruch sucht Pietzker damit zu erklären, daß für versteifte Plattenwände seine Theorie nicht gültig sei, wobei er Grenzen der Gültigkeit nicht angibt.

In allerneuester Zeit hat Th. Hoffmann versucht, die Untersuchungen mit dem „Wolf“ und die Theorie von Pietzker in Einklang zu bringen. Er stellte dabei fest, daß die gewöhnliche Rechnung nach Pietzker bei diesem Schiff nur ungefähr  $\frac{1}{3}$  des Momentes ergeben würde, das der „Wolf“ tatsächlich aufgenommen hat. Der Rest von  $\frac{2}{3}$  muß also durch die unversteifte Be- plattung aufgenommen werden, und Hoffmann<sup>1)</sup> zeigt auch, daß dies mög- lich ist.

Ähnliche Wege wie Pietzker ist nach ihm Hovgard gegangen. Er nimmt als mittragende Breite jedoch schon bei Kriegsschiffen die 80fache Platten- dicke, da sonst die Rechnung nicht in Übereinstimmung mit den Versuchen an ausgeführten Schiffen gebracht werden kann. Bei Schottversteifungen führt er jedoch eine andere Rechnungsmethode ein (vgl. Festigkeit wasserdichter Schotte, Schiffbau 1908/10). Hovgard bestimmt dabei die Durchbiegung

<sup>1)</sup> Vgl. INA 1925, S. 41.

bzw. die elastische Linie durch den Versuch und schätzt zunächst die ungefähre Einspannung oben und unten. Dann errechnet er rückwärts die mittragende Breite. Bei dem außerordentlich hohen Einfluß, den die Einspannung auf die Durchbiegung ausübt, gegen den der Einfluß der mittragenden Breite relativ klein ist, kann diese Methode keinerlei Anspruch darauf machen, brauchbare Ergebnisse hervorzubringen. Die mittragende Breite, die Hovgard auf diese Weise errechnet, bewegt sich zwischen 12 und 20 cm.

In England hat man sich trotz vieler Versuche zu keiner klaren Stellungnahme über die mittragende Breite entschließen können. Man ist vielmehr dazu übergegangen, durch Versuche im Großen die Widerstandsfähigkeit bestimmter Verbände ein für allemal festzulegen. Zu erwähnen sind hier die kostspieligen Versuche des englischen Schottenausschusses, die unter Leitung von Foster King vorgenommen wurden, und bei denen Spannungsmessungen leider nicht vorgenommen wurden. Foster King führte vor der „INA“ zur Begründung an, daß die Verhältnisse zu kompliziert wären und daß infolgedessen auch genaue Spannungsmessungen keine befriedigenden Resultate ergeben hätten. Als einziges Resultat einer Spannungsmessung am Träger konnte er angeben, daß anscheinend die neutrale Achse des gebauten Trägers nach der Beplattung zu wandert, wenn der Wasserdruck steigt. Später hat Robb in einem Vortrag vor der „INA“ (vgl. INA 1920, S. 210) versucht, das Problem von der wissenschaftlichen Seite her zu lösen. Er beschriftet dabei denselben Weg wie Buchsbaum in seinem Aufsatz: Beanspruchungen von Schottversteifungen, Schiffbau 1907/08, S. 756, indem er die Einspannungen der Schottversteifungen oben und unten gleich ansetzte und für eine Reihe verschiedener Einspannungsgrade die Durchbiegung errechnete. Dann versuchte er, die mittragende Breite für jeden besonderen Fall zu bestimmen.

Die Vergrößerung der Durchbiegung des Schiffskörpers führte er auf die Schubspannungen zurück, wobei er das Schiff mit einem breitflansigen T-Träger verglich.

Auch das Verfahren von Robb kann der Kritik nicht standhalten, besonders deswegen nicht, weil die Einspannung oben und unten bei Schottversteifungen sicher ganz außerordentlich verschieden sein wird, da die Stufigkeit der angrenzenden Verbände große Abweichungen zeigt. Eine exakte Rechnung für die Durchbiegung des Schiffskörpers durch Schub konnte er nicht angeben.

Im allgemeinen kann man sagen, daß die führenden englischen Schiffbauer und die beiden englischen Klassifikationsgesellschaften, Lloyds Register und British Corporation, den Pietzkerschen Annahmen nicht beistimmen. Gerade die Entwicklung der Bauvorschriften nach 1920 zeigt einen entgegengesetzten Weg. Wohl unter dem Einfluß von Professor Abell (vgl. INA 1920, S. 261) hat Lloyds Register die Zahl der Seitenträger auch bei Schiffen mit offenen Bodenwrangen reduziert, obwohl dann nach Pietzker angenommen werden müßte, daß die Festigkeit der Schiffe dadurch merklich verringert werden müßte. Es hat sich jedoch gezeigt, daß die nach dieser Methode gebauten Schiffe den Festigkeitsanforderungen vollauf genügen.

Es ist selbstverständlich, daß die Spannungsverteilung in breiten Trägerflanschen auch für die Bauingenieure von beträchtlicher Bedeutung ist. Einer der ersten Versuche zur Klärung dieser Frage wurde von Schüle unternommen (s. Mitteilungen der eidgenössischen Materialprüfungsanstalt in Zürich 1909, Heft 13). Schüle beanspruchte Betonplatten von 0,5 bzw. 1 m Länge und Breite und ca. 12 cm Dicke durch entgegengesetzte konzentrierte Kräfte auf Druck und maß den Dehnungsabfall. Aus diesen Versuchen wurden dann Schlußfolgerungen auf die mittragende Breite von breiten Flanschen gezogen, die mit 28% der Spannweite angenommen wurde.

Auf ähnlicher Grundlage versuchte Bortsch für breite Platten das Problem rechnerisch zu fassen und durch Superposition verschiedener Lasten die mittragende Breite zu bekommen (vgl. Bauing. 1921, S. 662). Er vermutet gleichfalls bis zu 28% der Spannweite als rechnungsmäßige Flanschbreite.

Eggenchwyl er stellte in seiner Dissertation 1920 eine Näherungsgleichung auf, die er aus den Gleichgewichtsbedingungen für unendlich kleine Teile des Flansches ableitete. Da er dabei Annahmen machte, die nicht streng zutreffend sind, gilt auch seine Formel nur für sehr breite Gurte.

In neuester Zeit hat von Kàrmàn für den Spezialfall einer unendlich großen Flanschbreite die Untersuchung mit Hilfe der kleinsten Formänderungsarbeit durchgeführt (vgl. Beiträge zur technischen Mechanik 1924). Er findet in diesem Fall, daß beim durchlaufenden Träger mit cosinusförmigem Moment auf jeder Seite angenähert der 11. Teil der Spannweite als mittragend in Rechnung gesetzt werden kann.

Wenn wir die zahlreichen Veröffentlichungen über die Spannungsverteilung überblicken, so können wir feststellen, daß bisher die Meinungen noch sehr weit auseinander gehen. Ein Unterzug von ca. 10 m Spannweite kann danach eine mittragende Breite von 12 cm bis 280 cm haben. Ein Teil der Fachleute sieht als maßgebend für die mittragende Breite die Knickung, ein anderer Teil den Spannungsabfall ohne Knickung an.

Da der Spannungsabfall ohne Knickung die Grundlage ist, so sollen in unseren weiteren Untersuchungen zunächst nur Fälle behandelt werden, bei denen Knickung grundsätzlich ausgeschlossen ist. Erst wenn dieser Fall vollständig geklärt ist, kann in einer späteren Arbeit auch der Einfluß der Knickung behandelt werden.

## II. Die Theorie der Spannungsverteilung im breiten Trägerflansch.

### 1. Die Grundlagen für die Lösung des Spannungsproblems.

#### Die Airysche Spannungsfunktion.

Der Grundbestandteil eines Trägers ist der Steg. Durch die Biegung des Steges, durch die Krümmung und durch die Steifigkeit des Steges werden Normal- und Schubspannungen hervorgerufen. Wenn wir irgendeinen gebogenen Träger betrachten und ihn horizontal in eine Anzahl paralleler Teile zerlegen, so sehen wir, daß unter dem Einfluß einer Krümmung ein Streifen von dem  $n$ ten Teil der Höhe des Steges für sich allein an den Kanten nur den  $n$ ten Teil der Längen-

änderung erleiden würde, die die oberste oder unterste Faser des Steges erfährt. Um die weitere Änderung hervorzurufen, müssen wir zwischen den einzelnen Fasern Schubkräfte anbringen. Wenn wir nun den Gurt für sich allein betrachten, so erleidet er zunächst durch die Krümmung eine Biegespannung, die im Verhältnis seiner Höhe zur Höhe des Gesamtträgers steht. Außerdem erfährt er eine Längenänderung, ebenso groß wie die der obersten Faser des Steges durch die Schubkräfte, die der Steg an seinem oberen Ende auf ihn ausübt.

Wenn wir diese Anschauung auf einen symmetrischen Kastenträger übertragen, so können wir den Flansch als eine Scheibe betrachten, die an den Stellen, wo die Stege angreifen, durch Schubkräfte belastet ist (vgl. Abb. 2). Geben wir

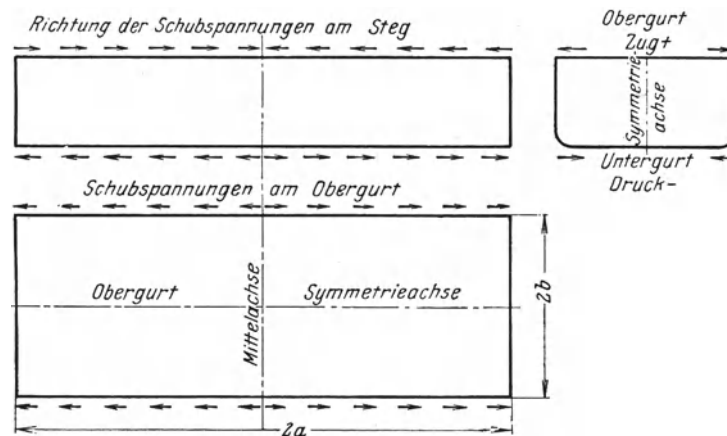


Abb. 2.

diesen Schubkräften nun eine Verteilung, wie sie bei einem Träger wirklich auftritt, so ist der Spannungszustand des Gurtes vollständig bestimmt. Umgekehrt errechnen wir aus der Verteilung der Normalspannungen am Rande auch die notwendigen Schubkräfte.

Wir können bereits ohne Rechnung für einen symmetrischen Körper, wie ihn das Schiff darstellt und wie er auch meistens gebaut wird, einige wichtige Aussagen machen. Aus Symmetriegründen müssen sicher in der Mitte des Flansches die Schubspannungen Null sein, während sie in der Mitte des Randes eine maximale Größe erreichen. Für die Berechnung des Steges können wir zunächst mit hinreichender Genauigkeit die Gesetze der gewöhnlichen Biegelhre zugrunde legen. Es darf dabei allerdings für die Durchbiegung der Einfluß der Schubspannungen nicht mehr vernachlässigt werden, da die Schubspannungen Größen erreichen, die sich den Normalspannungen annähern. Insbesondere ist zu beachten, daß der Einfluß des Gurtes schon sehr starke Schubspannungen am oberen Ende des Steges hervorruft, die bis zur neutralen Faser noch etwas ansteigen, aber mit genügender Genauigkeit als gleichmäßig verteilt über den ganzen Steg angenommen werden können. An den Angriffsstellen der Kräfte tritt jedoch eine Änderung insofern ein, als sich die maximalen Schubspannungen zu den Angriffsstellen hinziehen. Über diesen Punkt verweise ich auf den Aufsatz von Karl Huber in der Föppl'schen Festschrift (Beiträge zur technischen

Mechanik 1924, S. 25). In dieser Arbeit ist auch experimentell das Ansteigen der Schubspannungen im Flansch eines  $\top$ -Trägers vom freien Rand zum Steg hin gezeigt worden.

Die Spannungsverteilung in Scheiben wird mit Hilfe der Airyschen Spannungsfunktion errechnet. Die Airysche Spannungsfunktion setzt voraus, daß man es mit einem ebenen Spannungszustand zu tun hat. Der ebene Spannungszustand in einer Scheibe kann jedoch nur dann eintreten, wenn die Scheibe so dünn ist, daß die Spannungen senkrecht zu ihrer Ebene sehr klein werden. Da wir es bei den versteiften Trägern im Schiffbau fast immer mit sehr dünnwandigen Trägern zu tun haben, ist diese Bedingung mit hinreichender Genauigkeit erfüllt.

Unter Voraussetzung eines ebenen Spannungszustandes können wir die Differentialgleichungen für die Spannungen nach Airy ohne weiteres ansetzen. Da die Rechnung mit dieser Funktion für Ingenieure verhältnismäßig neuartig ist, ist die Differentialgleichung im Anhang abgeleitet.

Die Differentialgleichung heißt

$$\frac{\partial^4 F(xy)}{\partial y^4} + 2 \frac{\partial^4 F(xy)}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 F(xy)}{\partial x^4} = 0 \quad (1)$$

oder abgekürzt

$$\Delta \Delta F(xy) = 0. \quad (1a)$$

Dabei ist

$$\frac{\partial^2 F(xy)}{\partial y^2} = \sigma_x, \quad (2)$$

$$\frac{\partial^2 F(xy)}{\partial x^2} = \sigma_y, \quad (3)$$

$$\frac{\partial^2 F(xy)}{\partial x \partial y} = -\tau, \quad (4)$$

wobei

$\sigma_x$  die Normalspannung in der  $X$ -Richtung,

$\sigma_y$  die Normalspannung in der  $Y$ -Richtung und

$\tau = \tau_x = \tau_y$  die Schubspannung bedeutet.

Da wir hier eine partielle Differentialgleichung vor uns haben, so können wir für die Spannungen in einer Richtung einen beliebigen Ansatz wählen. Dann muß die partielle Differentialgleichung in eine Reihe von totalen Differentialgleichungen zerfallen, die uns zwangsläufig die Spannungen in der anderen Richtung ergeben. Die Lösungen der Differentialgleichung vierter Ordnung sind für eine Reihe von Ansätzen bekannt, die ich hier folgen lasse:

$$F(xy) = a_1 x^2 + b_1 y^2 + c_1 xy + a_2 x^3 + b_2 y^3 + c_2 x^2 y + c_3 x y^2 + d_1 (x^4 + y^4) + d_2 (x^4 - 6x^2 y^2 + y^4). \quad (5)$$

Ganz allgemein kann auch gesetzt werden:

$$F(xy) = f_1(x + iy) + f_2(x - iy) + [f_3(x + iy) + f_4(x - iy)](x^2 + y^2). \quad (6)$$

Dabei muß der reelle und der imaginäre Teil für sich die Differentialgleichung (10) erfüllen.

Funktionen, die nach Potenzen von  $x$  und  $y$  fortschreiten, eignen sich im allgemeinen nicht zur Lösung von schwierigen Problemen. Man verwendet besser den Ansatz

$$F(xy) = \sum F(y) \cos kx \quad \text{oder} \quad F(xy) = \sum \sin kx F(y). \quad (7)$$

Die totale Differentialgleichung, die aus diesem Ansatz folgt, heißt dann für ein Glied von  $\cos kx$

$$\frac{d^4 F(y)}{dy^4} - 2k^2 \frac{d^2 F(y)}{dy^2} + k^4 F(y) = 0. \quad (8)$$

Die allgemeine Lösung dieser Differentialgleichung ist bekannt. Sie lautet

$$F(y) = A_1 \mathfrak{C}o\mathfrak{f} ky + B_1 \mathfrak{S}i\mathfrak{n} ky + C_1 y \mathfrak{C}o\mathfrak{f} ky + D_1 y \mathfrak{S}i\mathfrak{n} ky, \quad (9)$$

wobei unter  $\mathfrak{C}o\mathfrak{f}$  und  $\mathfrak{S}i\mathfrak{n}$  die hyperbolischen Funktionen verstanden sind. Unter der Voraussetzung, daß wir es zunächst mit einem symmetrischen Problem zu tun haben, fallen die mit  $B_1$  und  $C_1$  behafteten Glieder heraus, so daß die Lösung

$$F(y) = \sum A \mathfrak{C}o\mathfrak{f} ky + B y \mathfrak{S}i\mathfrak{n} ky \quad (10)$$

Selbstverständlich würden sich keine prinzipiellen Schwierigkeiten ergeben, die Lösung auch beim unsymmetrischen Träger herbeizuführen. Es soll jedoch wegen der vereinfachten Rechnung zunächst mit Symmetrie gerechnet werden. Aus der bisher gegebenen Lösung folgen die Gleichungen für die Spannungen für ein Glied  $\cos kx$

$$\begin{aligned} \text{a)} \quad \sigma_x &= \frac{\partial^2 F}{\partial y^2} = \sigma_m \cos(kx) \frac{d^2 F(y)}{dy^2}; \\ \text{b)} \quad \sigma_y &= \frac{\partial^2 F}{\partial x^2} = -\sigma_m \cdot k^2 \cos(kx) \cdot F(y); \\ \text{c)} \quad \tau &= -\frac{\partial^2 F}{\partial x \partial y} = \sigma_m \cdot k \sin(kx) \frac{dF(y)}{dy}; \end{aligned} \quad (11)$$

oder:

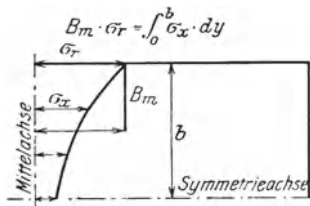
$$\begin{aligned} \text{a)} \quad \sigma_x &= \sigma_m \cos kx [k^2 (A \mathfrak{C}o\mathfrak{f} ky + B y \mathfrak{S}i\mathfrak{n} ky) + 2 B k \mathfrak{C}o\mathfrak{f} ky]; \\ \text{b)} \quad \sigma_y &= -\sigma_m k^2 \cos kx (A \mathfrak{C}o\mathfrak{f} ky + B y \mathfrak{S}i\mathfrak{n} ky); \\ \text{c)} \quad \tau &= k \cdot \sigma_m \sin kx (A k \mathfrak{S}i\mathfrak{n} ky + B k y \mathfrak{C}o\mathfrak{f} ky + B \mathfrak{S}i\mathfrak{n} ky). \end{aligned} \quad (12)$$

Aus diesen Gleichungen ersehen wir, daß für konstantes  $y$  die Spannungen in der  $X$ -Richtung nur von den trigonometrischen Funktionen  $\cos$  und  $\sin$  abhängen. Nun zeigt uns aber die Reihenlehre, daß es möglich ist, in einem bestimmten Intervall jede beliebige Funktion durch eine Fouriersche Reihe darzustellen, d. h. eine Funktion durch eine Summe von Sinus- und Cosinusgliedern zu ersetzen, von denen jedes einzelne Glied mit einer Konstanten behaftet ist. Jedem dieser Sinus- oder Cosinusglieder entspricht dann eine ganz bestimmte Spannungsverteilung, die durch die Gleichung (12) ausgedrückt ist. Durch Superposition der Spannungen können wir dann den endgültigen Spannungszustand mit jeder beliebigen Genauigkeit errechnen.

Wenn wir auf diese Weise und unter Erfüllung der Randbedingungen den Spannungszustand genügend genau bestimmt haben, so können wir uns den Flansch mit der ungleichen Spannungsverteilung durch einen Flansch ersetzt denken, über den sich die Spannungen senkrecht zur  $x$ -Achse gleichmäßig verteilen (s. Abb. 3). Die Breite dieses Ersatzflansches nennen wir die „Mittragende Breite“.



Bei einer Dicke des vorhandenen Flansches von  $d$  cm ist die Gesamtkraft, die der Flansch aufnehmen kann, gleich



$$P = d \int_0^b \sigma_x dy.$$

Der Ersatzflansch mit gleichmäßiger Spannungsverteilung hat dann die Breite

$$B_m = \frac{d \int \sigma_x \cdot dy}{d \sigma_r}, \quad (14)$$

Abb. 3. Die mittragende Breite.

wobei  $d$  die Dicke des Flansches und  $\sigma_r$  die Spannung am Steg bezeichnen soll; also mittragende Breite

$$B_m = \frac{\int \sigma_x dy}{\sigma_r}, \quad \text{wo} \quad \sigma_r = \sigma_m \cdot \sum A_n \cos kx. \quad (15)$$

Haben wir mit Hilfe dieser Formel die mittragende Breite an verschiedenen Stellen errechnet, so können wir die genaue Normalspannung am Rande, d. i. an der Verbindungsstelle von Steg und Gurt, mit Hilfe der Formel

$$W_0 = \frac{J_1}{e_1} \left( 1 + \frac{F_2}{F_1} \right) + F_2 e_1 \quad (16)$$

punktweise errechnen. Eine Wiederholung der Rechnung mit der genaueren Randspannung ist nicht notwendig, da  $B_m$  sich nur wenig ändert.

Das Trägheitsmoment finden wir aus

$$J = J_1 + \frac{F_1 F_2}{F_2 + F_1} \cdot e_1^2, \quad (17)$$

wobei  $F_1$  die Fläche des Stegträgers,

$F_2$  die mittragende Fläche des Gurtes,

$J_1$  das Trägheitsmoment des Stegträgers,

$J$  das Trägheitsmoment des Gesamtträgers, und

$e_1$  den Schwerpunktsabstand des Stegträgers vom Gurt bedeutet.

## 2. Berechnung der Spannungen im Flansch.

Bei der Berechnung eines Beispiels machen wir zunächst die Annahme, daß die Spannungsverteilung in den einzelnen Querschnitten des Flansches ähnlich ist. Diese Annahme gilt zwar nur in erster Annäherung oder bei ganz besonderen Randbedingungen. Die Rechnung zeigt dann, daß Abweichungen an den Enden des Trägers vorkommen. Da uns jedoch bekannt ist, daß auch die übliche Trägertheorie auf diese Abweichung an den Enden nicht eingeht, können wir bei unserer Rechnung zunächst auch darauf verzichten. Wir werden aber dann durch Hinzufügen einer zweiten Lösung und durch Superposition diesen Fehler beseitigen und die Größe der Abweichung mit genügender Genauigkeit feststellen können.

Wir wollen nun der Berechnung zunächst einen Kastenträger mit 2 Stegen zugrunde legen, wie ihn die Abb. 2 zeigt. Die Stege seien durch ein cosinusförmiges Moment so belastet, daß das Moment am Trägerende Null wird. Wenn die Spannungsverteilung im Steg und im Gurt in den einzelnen Querschnitten

ähnlich ist, so müssen auch die Längsspannungen  $\sigma_x$  nach einer Cosinusfunktion verteilt sein. Für die einzelnen Spannungen gelten dann folgende Randbedingungen.

a) Für  $y = b$  muß  $\sigma_y = 0$  sein; diese Bedingung wird erfüllt, wenn

$$A \operatorname{Cof} kb + B b \operatorname{Sin} kb = 0 = F(y)_b \quad (18)$$

ist oder

$$\frac{A}{B} = -b \frac{\operatorname{Sin} kb}{\operatorname{Cof} kb}. \quad (18)$$

b) Die Spannung im Gurt muß für  $y = b$  gleich der Spannung an der Oberkante des Steges sein; also

$$\sigma_m \cdot \cos kx = \sigma_r \cos kx \cdot [k^2 F(y) + 2 B k \operatorname{Cof} ky]_{y=b}. \quad (19)$$

Für  $y = b$  ist aber  $k^2 F(y) = 0$ , nach (1) also bleibt

$$2 B k \cdot \operatorname{Cof} kb = 1 \quad (20)$$

oder

$$B = \frac{1}{2k} \cdot \frac{1}{\operatorname{Cof} kb} \quad (20)$$

oder

$$B = \frac{1}{2k} \cdot \frac{\operatorname{Tg} kb}{\operatorname{Sin} kb} \quad (20)$$

und

$$A = -\frac{b}{2k} \cdot \frac{\operatorname{Tg} kb}{\operatorname{Cof} kb}. \quad (21)$$

Danach lauten unsere Gleichungen: für die Spannungen

$$\sigma_x = -\sigma_m \cos kx \cdot \left[ k^2 \frac{b}{2k} \cdot \operatorname{Tg} kb \cdot \left( \frac{\operatorname{Cof} ky}{\operatorname{Cof} kb} - \frac{y \operatorname{Sin} ky}{b \operatorname{Sin} kb} \right) - \frac{2k \operatorname{Tg} kb}{2k \operatorname{Sin} kb} \operatorname{Cof} ky \right] \quad (22)$$

oder Längsspannung

$$\sigma_x = -\sigma_m \cos kx \cdot b \cdot \frac{k}{2} \operatorname{Tg} kb \left[ + \left( \frac{\operatorname{Cof} ky}{\operatorname{Cof} kb} - \frac{y \operatorname{Sin} ky}{b \operatorname{Sin} kb} \right) - \frac{2 \operatorname{Cof} ky}{bk \operatorname{Sin} kb} \right]; \quad (22)$$

Querspannung

$$\sigma_y = \sigma_m \cdot \cos kx \cdot \frac{bk}{2} \operatorname{Tg} kb \left( \frac{\operatorname{Cof} ky}{\operatorname{Cof} kb} - \frac{y \operatorname{Sin} ky}{b \operatorname{Sin} kb} \right) \quad (23)$$

und Schubspannung

$$\tau = \sigma_m \sin kx \cdot \frac{bk}{2} \operatorname{Tg} kb \left( -\frac{\operatorname{Sin} ky}{\operatorname{Cof} kb} + \frac{y \operatorname{Cof} ky}{b \operatorname{Sin} kb} + \frac{\operatorname{Sin} ky}{bk \operatorname{Sin} kb} \right) \quad (24)$$

und die Spannungsfunktion

$$F(xy) = -\sigma_m \cos kx \frac{1}{k^2} \frac{bk}{2} \operatorname{Tg} kb \left( \frac{\operatorname{Cof} ky}{\operatorname{Cof} kb} - \frac{y \operatorname{Sin} ky}{b \operatorname{Sin} kb} \right). \quad (25)$$

Dann wird die mittragende Breite

$$B_m = \frac{d \int_0^b \sigma_x dy}{d \sigma_m \cos kx} = \frac{\int_0^b \sigma_x \cdot dy}{\sigma_m \cos kx} = -\frac{\sigma_m \cos kx bk}{\sigma_m \cos kx 2k} \operatorname{Tg} kb \left( \operatorname{Tg} kb - \frac{1}{\operatorname{Tg} kb} - \frac{1}{bk} \right). \quad (26)$$

$$\boxed{B_m = -\frac{b}{2} \operatorname{Tg} kb \left( \operatorname{Tg} kb - \frac{1}{\operatorname{Tg} kb} - \frac{1}{bk} \right)}. \quad (27)$$

Man sieht, daß bei cosinusförmiger Verteilung der Spannungen tatsächlich die mittragende Breite konstant ist. Wählen wir nun die Länge des Trägers  $2a$ , die Breite  $2b$  und legen den Koordinatenanfang in die Mitte des Rechteckes, so wird, wenn für

$$\begin{aligned} x &= a, \\ \cos kx &= 0 \end{aligned}$$

sein soll,

$$k_1 = \frac{\pi}{2a}, \quad (28)$$

wählen wir eine andere Verteilung der Spannungen, so müssen wir durch Überlagerung von höheren Cosinus-Gliedern den gewünschten Spannungszustand darstellen; dann wird

$$k = m \frac{\pi}{2a}, \quad (29)$$

wo  $m$  irgendeine ganze positive Zahl ist.

Führen wir diesen Wert für  $k$  in die Gleichung (9) ein und bezeichnen die Funktionen wie folgt:

$$F(y) = \frac{b m \pi}{4a} \Im g \frac{m \pi}{2a} b \left( \frac{\mathfrak{Cof} \frac{m \pi}{2a} y}{\mathfrak{Cof} \frac{m \pi}{2a} b} - \frac{y}{b} \frac{\mathfrak{Sin} \frac{m \pi}{2a} y}{\mathfrak{Sin} \frac{m \pi}{2a} b} \right) \quad (30)$$

und

$$F'(y) = \left( \frac{m \pi}{2a} \right) \frac{b m \pi}{4a} \Im g \frac{m \pi}{2a} b \left( \frac{\mathfrak{Sin} \frac{m \pi}{2a} y}{\mathfrak{Cof} \frac{m \pi}{2a} b} - \frac{y}{b} \frac{\mathfrak{Cof} \frac{m \pi}{2a} y}{\mathfrak{Sin} \frac{m \pi}{2a} b} - \frac{2a}{b m \pi} \frac{\mathfrak{Sin} \frac{m \pi}{2a} y}{\mathfrak{Sin} \frac{m \pi}{2a} b} \right) \quad (31)$$

und

$$F''(y) = \left( \frac{m \pi}{2a} \right)^2 \frac{b m \pi}{4a} \Im g \frac{m \pi}{2a} b \left( \frac{\mathfrak{Cof} \frac{m \pi}{2a} y}{\mathfrak{Cof} \frac{m \pi}{2a} b} - \frac{y}{b} \frac{\mathfrak{Sin} \frac{m \pi}{2a} y}{\mathfrak{Sin} \frac{m \pi}{2a} b} - \frac{2 \mathfrak{Cof} \frac{m \pi}{2a} y}{\frac{b m \pi}{2a} \mathfrak{Sin} \frac{m \pi}{2a} b} \right). \quad (32)$$

Dann wird die Spannungsfunktion

$$F(xy) = - \left( \frac{2a}{m \pi} \right)^2 \sigma_m \cdot \cos \frac{m \pi}{2a} x F(y), \quad (33)$$

wobei das Minuszeichen willkürlich gewählt wird, um  $\sigma_x$  positiv zu bekommen, und

$$\sigma_y = \frac{\partial^2 F}{\partial x^2} = \sigma_m \cos \frac{m \pi}{2a} x (+1) F(y), \quad (34)$$

$$\tau = - \frac{\partial^2 F}{\partial x \partial y} = \sigma_m \sin \frac{m \pi}{2a} x (-1) \frac{2a}{m \pi} F'(y), \quad (35)$$

$$\sigma_x = \frac{\partial^2 F}{\partial y^2} = \sigma_m \cdot \cos \frac{m \pi}{2a} \cdot x (-1) \left( \frac{2a}{m \pi} \right)^2 F''(y). \quad (36)$$

Die Randbedingung in der  $X$ -Richtung, daß für  $x = a$   $\sigma_x = 0$  werden soll, ist für alle ungeraden  $m$  von selbst erfüllt, wenn

$$k = \frac{m \pi}{2a} \quad \text{und} \quad m = 1, 3, 5, \text{ usf.}$$

Auf dem Rande  $y = b$  müssen die Schubspannungen angreifen, die vom Steg hervorgerufen sind. Ihre Gleichung heißt:

$$\tau_r = \sigma_m \sin \frac{m\pi}{2a} x \cdot \frac{b}{2} \frac{m\pi}{2a} \mathfrak{I}g \frac{m\pi}{2a} \cdot b \left( -\mathfrak{I}g \frac{m\pi}{2a} \cdot b + \frac{1}{\mathfrak{I}g \frac{m\pi}{2a} b} + \frac{1}{b \frac{m\pi}{2a}} \right) \quad (37)$$

oder

$$\tau_r = \sigma_m \sin \frac{m\pi}{2a} \cdot x \cdot \frac{1}{2} \left( -b \frac{m\pi}{2a} \mathfrak{I}g^2 \frac{m\pi}{2a} b + \frac{m\pi}{2a} \cdot b + \mathfrak{I}g b \frac{m\pi}{2a} \right).$$

Dagegen dürfen auf dem Rand  $x = a$  eigentlich keine Schubspannungen vorhanden sein. Wenn die Gleichgewichtsbedingungen erfüllt sein sollen, sind aber Schubspannungen nach folgender Gleichung dort vorhanden.

$$\tau_a = \sigma_m \cdot \frac{b}{2} \frac{m\pi}{2a} \cdot \mathfrak{I}g \frac{m\pi}{2a} b \left( -\frac{\mathfrak{S}in \frac{m\pi}{2a} y}{\mathfrak{C}os \frac{m\pi}{2a} b} + \frac{y}{b} \frac{\mathfrak{S}in \frac{m\pi}{2a} y}{\mathfrak{S}in \frac{m\pi}{2a} b} + \frac{1}{b \frac{m\pi}{2a}} \cdot \frac{\mathfrak{S}in \frac{m\pi}{2a} y}{\mathfrak{S}in \frac{m\pi}{2a} b} \right). \quad (38)$$

Wir können ohne weitere Rechnung jedenfalls feststellen, daß bei normalen Trägern, d. h. wenn die Länge des Trägers mindestens dreimal die Flanschbreite übersteigt, ein Einfluß dieser Schubspannung in der Mitte des Trägers, wo der gefährliche Querschnitt sich befindet, nicht mehr stattfinden kann. Wenn genaue Lösungen erzielt werden sollen, müssen wir jedoch durch Superposition diese Schubkräfte entfernen. Dies können wir mathematisch dadurch erreichen, daß wir entweder entgegengesetzt gleich große Schubspannungen dort anbringen, oder daß wir die Gleichung für diese Schubspannungen an der Stelle  $x = a$  durch eine zweite Fouriersche Reihe ersetzen. Wegen der guten Konvergenz genügen dann meistens 2—3 Glieder, um die Schubspannungen völlig zum Verschwinden zu bringen. Diese Zusatzschubspannungen rufen dann allerdings wieder Spannungen in der Nähe der Flanschenden hervor, die sich über die bereits vorhandenen Spannungen lagern.

### 3. Einfache Beispiele zur Berechnung der Spannungen in Trägergurten.

Wie wir schon ausgeführt haben, soll zunächst eine ähnliche Verteilung der Normalspannungen im Gurt angenommen werden. Da die Verteilung der Normalspannungen auch im Steg in allen Querschnitten ähnlich ist, nämlich linear, so müssen auch die Spannungen in der Längsrichtung der Träger dieselbe Verteilung befolgen, wie sie für die Momente angenommen ist. Es sollen nun zunächst beim statisch bestimmten Träger einige einfache Belastungsfälle untersucht werden, und zwar:

- a) eine cosinusförmige Verteilung der Momente über die Trägerlänge,
- b) ein durch eine Einzellast in der Mitte des Trägers hervorgerufenes dreieckförmiges Moment,
- c) ein parabelförmig verteiltes Moment, wie es durch gleichmäßige Verteilung der Last über die ganze Trägerlänge hervorgerufen wird, und
- d) ein trapezförmiges Moment, das unter der Einwirkung von 2 symmetrisch verteilten Einzellasten im Träger entsteht.

Der Einfachheit halber sollen die Verhältnisse der Trägerlänge zur Flanschbreite durch die Zahl  $\pi$  teilbar sein, so daß z. B. wird  $b : a = 1 : \pi$ , oder  $b : a = 1 : m\pi$ ,  $b : a = 1 : \frac{\pi}{n}$ .

a) Trägerflansch bei cosinusförmigem Moment und  $a : b = \pi$ .

Die Spannungsverteilung für das cosinusförmige Moment ist gegeben durch folgende 3 Gleichungen, bei denen

$$\frac{\pi b}{2a} = \frac{\pi b}{2\pi b} = 0,5 = \frac{1}{2}.$$

Dann ist die Normalspannung in der  $X$ -Richtung:

$$\sigma_x = \sigma_m \cdot \cos \frac{\pi}{2a} \cdot x \left( \frac{b\pi}{4a} \right) \mathfrak{I}g 0,5 \left[ - \left( \frac{\mathfrak{C}of \frac{\pi}{2a} \cdot y}{\mathfrak{C}of 0,5} - \frac{b}{y} \frac{\mathfrak{S}in \frac{\pi}{2a} \cdot y}{\mathfrak{S}in 0,5} \right) + \frac{2 \mathfrak{C}of \frac{\pi}{2a} \cdot y}{0,5 \mathfrak{S}in 0,5} \right],$$

die Normalspannung in der  $Y$ -Richtung:

$$\sigma_y = \sigma_m \cdot \cos \frac{\pi}{2a} \cdot x \left( \frac{b\pi}{4a} \right) \mathfrak{I}g 0,5 \left[ + \frac{\mathfrak{C}of \frac{\pi}{2a} \cdot y}{\mathfrak{C}of 0,5} - \frac{y}{b} \frac{\mathfrak{S}in \frac{\pi}{2a} \cdot y}{\mathfrak{S}in 0,5} \right]$$

und die Schubspannung:

$$\tau = \sigma_m \cdot \sin \frac{\pi}{2a} \cdot x \left( \frac{b\pi}{4a} \right) \mathfrak{I}g 0,5 \left[ - \frac{\mathfrak{S}in \frac{\pi}{2a} \cdot y}{\mathfrak{C}of 0,5} + \frac{y}{b} \frac{\mathfrak{C}of \frac{\pi}{2a} \cdot y}{\mathfrak{S}in 0,5} + \frac{\mathfrak{S}in \frac{\pi}{2a} \cdot y}{\frac{b\pi}{2a} \cdot \mathfrak{S}in 0,5} \right]$$

und die Maximalschubspannung für  $y = b$ :

$$\tau_{\max} = \sigma_m \cdot \frac{1}{4} \mathfrak{I}g 0,5 \left( - \mathfrak{I}g 0,5 + \frac{1}{\mathfrak{I}g 0,5} + \frac{1}{0,5} \right) = \sigma_m \cdot \frac{0,462}{4} (-0,46 + 4,16) = 0,43 \sigma_m.$$

Der gefährliche Querschnitt unseres Trägers liegt in der Mitte bei  $x = 0$ . Es genügt für uns, die mittragende Breite an der Stelle  $x = 0$  allein zu berechnen, da sie in unserem Fall konstant ist. Die mittragende Breite können wir nach unseren früheren Ausführungen gleich setzen:

$$B_m = \frac{1}{\sigma_r} \int_0^b \sigma_x dy$$

oder

$$B_m = \frac{b}{2} \mathfrak{I}g \left( \frac{\pi b}{2a} \right) \cdot \left( - \mathfrak{I}g \frac{\pi}{2a} b + \frac{1}{\mathfrak{I}g \frac{\pi b}{2a}} + \frac{2a}{b\pi} \right);$$

$$B_m = \frac{b}{2} \mathfrak{I}g 0,5 \left( - \mathfrak{I}g 0,5 + \frac{1}{\mathfrak{I}g 0,5} + 2 \right);$$

$$B_m = \frac{b}{2} \cdot 0,462 (-0,46 + 2,16 + 2) = 0,86 b.$$

Die Verteilung der Spannungen über den Querschnitt soll dagegen in einer besonderen Tabelle berechnet werden, und zwar an den Stellen:

$$y = 0, \quad y = \frac{b}{4}, \quad y = \frac{b}{2}, \quad y = \frac{3b}{4} \quad \text{und} \quad y = b.$$

Genaue Angaben sind aus Tabelle 1 zu ersehen. Der Spannungsverlauf ist in Abb. 4 dargestellt.

Wählen wir das cosinusförmige Moment so über die Länge verteilt, daß die Spannungen verschiedene Vorzeichen bekommen, z. B.  $m = 3$  oder 5 und also

$$F(xy) = -\sigma_m \cdot \left(\frac{2a}{m\pi}\right)^2 \cos \frac{3\pi}{2a} x F(y),$$

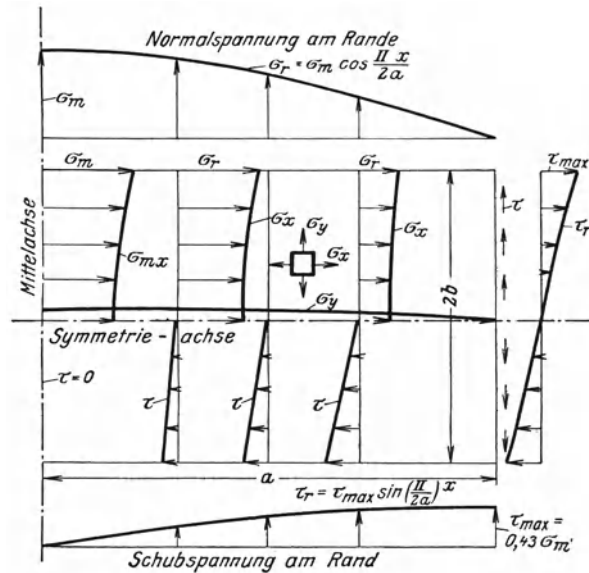


Abb. 4. Spannungsbild für cosinusförmiges Moment.  $a : b = \pi$  und  $m = 1$ .

dann ergeben sich für die normalen Schubspannungen wiederum die 3 Gleichungen

$$\sigma_x = \sigma_m \cdot \cos \frac{3\pi}{2a} x \cdot 0,75 \mathfrak{I}g 1,5 \left[ -\frac{\mathfrak{C}of \frac{1,5 y}{b}}{\mathfrak{C}of 1,5} + \frac{y}{b} \frac{\mathfrak{S}in \frac{1,5 y}{b}}{\mathfrak{S}in 1,5} + \frac{2}{1,5} \frac{\mathfrak{C}of \frac{1,5 y}{b}}{\mathfrak{S}in 1,5} \right].$$

$$\sigma_y = \sigma_m \cos \frac{3\pi}{2a} x \cdot 0,75 \mathfrak{I}g 1,5 \left[ \frac{\mathfrak{C}of \frac{1,5 y}{b}}{\mathfrak{C}of 1,5} - \frac{y}{b} \frac{\mathfrak{S}in \frac{1,5 y}{b}}{\mathfrak{S}in 1,5} \right]$$

und

$$\tau = \sigma_m \cdot \sin \frac{3\pi}{2a} x \cdot 0,75 \mathfrak{I}g 1,5 \left[ -\frac{1,5 y}{\mathfrak{S}in b} + \frac{y}{b} \frac{\mathfrak{C}of \frac{1,5 y}{b}}{\mathfrak{S}in 1,5} + \frac{\mathfrak{S}in \frac{1,5 y}{b}}{1,5 \mathfrak{S}in 1,5} \right].$$

wo

$$\frac{3b\pi}{2a} = \frac{3}{2} \frac{b\pi}{a} = 1,5.$$

Die Spannungsverteilung bei einem derartig belasteten Träger ist dieselbe wie bei einem Träger vom Seitenverhältnis  $a : b = \pi : 3$ , mit cosinusförmigem Moment, wenn wir zunächst noch von der Schubspannungsverteilung am Trägerende absehen. Die Formel für die mittragende Breite heißt in diesem Falle:

$$B_m = \frac{3b\pi}{4a} \cdot \mathfrak{I}g \frac{3\pi b}{2a} \cdot \left(\frac{2a}{3\pi}\right) \left( -\mathfrak{I}g \frac{3\pi b}{2a} + \frac{1}{\mathfrak{I}g \frac{3\pi b}{2a}} + \frac{2a}{3b\pi} \right)$$

oder

$$B_m = \frac{1}{2} \mathfrak{I}g 1,5 \cdot \left( -\mathfrak{I}g 1,5 + \frac{1}{\mathfrak{I}g 1,5} + \frac{2}{3} \right)$$

$$B_m = 0,75 \cdot 0,915 \cdot \frac{2b}{3} (-0,92 + 1,09 + 0,67) = 0,458b \cdot 0,84 = 0,386b$$

für  $b = \frac{3a}{\pi}$  ist dann die mittragende Breite

$$B_m = 0,386 \cdot \frac{3}{\pi} \cdot a = 0,37a,$$

das sind auf jeder Seite  $18\frac{1}{2}\%$  der Spannweite.

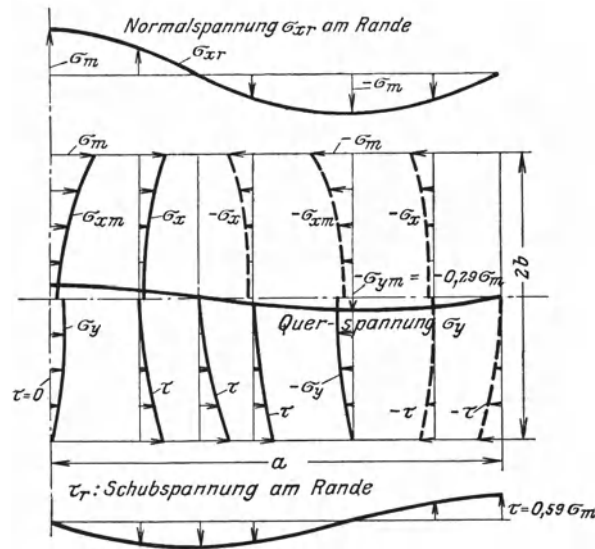


Abb. 5. Spannungsbild für cosinusförmiges Moment.  $a : b = \pi$  und  $m = 3$ .

Die Berechnung der Spannungen  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$  und  $\tau$  für  $m = 3$  ist in Tabelle 2 durchgeführt und in Abb. 5 dargestellt.

Hier ist der Spannungsabfall nach der Symmetrieachse schon sehr stark.

Für  $m = 5$  sind die Berechnungen in Tabelle 3 zusammengestellt. Als mittragende Breite ergibt sich

$$B_m = \frac{5\pi b 2a}{4a 5\pi} \mathfrak{I}g \frac{5\pi b}{2a} \left( \mathfrak{I}g \frac{5\pi b}{2a} + \frac{1}{\mathfrak{I}g \frac{5\pi b}{2a}} + \frac{2a}{5\pi b} \right) = \frac{1}{2} b \cdot 0,986 \cdot (-0,986 + 1,015 + 0,4)$$

$$B_m = 0,5 \cdot 0,43 \cdot 0,986 \cdot b = 0,21b.$$

Bei dieser Größenordnung von  $m$  verschwindet der Einfluß von

$$\left( -\mathfrak{I}g \frac{m\pi b}{2a} + \frac{1}{\mathfrak{I}g \frac{m\pi b}{2a}} \right),$$

da diese Größe sich der Null nähert, so daß man setzen kann

$$B_m = \frac{b}{2} \cdot \frac{2a}{m\pi b} = \frac{a}{m\pi}, \quad (39)$$

das heißt  $B_m$ , die mittragende Breite, ist nur noch von der Spannweite oder Länge des Trägers abhängig.

b) Berechnung eines Trägerflansches bei einem Moment, das durch eine Einzellast in der Mitte des Trägers hervorgerufen wird.

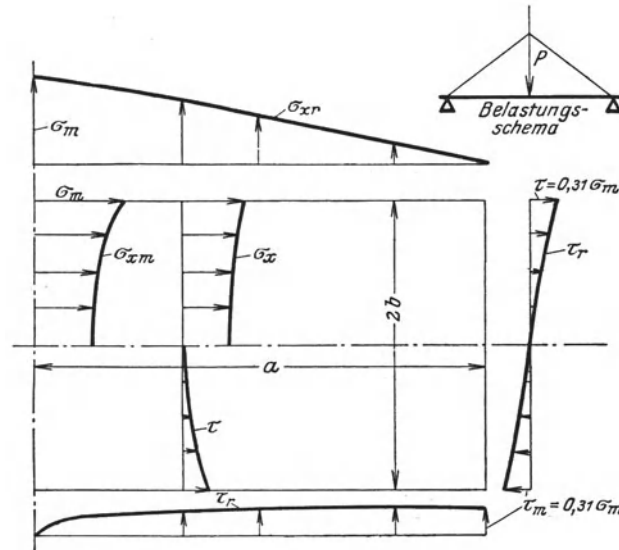


Abb. 6. Spannungsbild bei Einzellast.  $a : b = \pi$ .

Die Momentenlinie eines solchen Trägers ist bekanntlich ein Dreieck, dessen Spitze in der Angriffslinie der Kraft liegt und dessen Höhe durch das Moment  $h = \frac{Pl}{4}$  gegeben ist.

Eine Funktion dieser Art kann durch eine Fouriersche Reihe dargestellt werden. Wie aus der Ableitung im Anhang zu ersehen ist, heißt unsere Fouriersche Reihe

$$F(x) = \frac{8 \sigma_m}{\pi^2} \cdot \left( \cos \frac{\pi}{2a} x + \frac{1}{3^2} \cos \frac{3\pi}{2a} x + \frac{1}{5^2} \cos \frac{5\pi}{2a} x + \dots \right). \quad (40)$$

Wir sehen aus dem Aufbau dieser Funktion, daß wir den gewünschten Spannungszustand durch Übereinanderlagerung der in den Tabellen 1, 2 und 3 dargestellten Spannungszustände ohne Schwierigkeit erreichen können. Da die Koeffizienten der Reihe im Quadrat abnehmen, so ist schon der Einfluß des dritten Gliedes auf den Spannungsverlauf sehr klein. Wir können uns daher bei dieser Reihe mit genügender Genauigkeit auf 3 Glieder beschränken.

Zur Berechnung der Schubspannungen müssen wir die Reihe differenzieren. Die Differenzenreihe lautet dann:

$$F'(x) = -\frac{8 \sigma_m}{\pi^2} \left( \frac{\pi}{2a} \right) \left( \sin \frac{\pi}{2a} x + \frac{3}{3^2} \sin \frac{3\pi}{2a} x + \frac{5}{5^2} \sin \frac{5\pi}{2a} x + \dots \right)$$

Da die Reihe unbedingt konvergiert, ist das Differenzieren zulässig, so daß die



Superposition ohne Bedenken vorgenommen werden kann. Also ist die Spannungsfunktion

$$F(xy) = \sum (-1)^m \frac{8}{\pi^2} \frac{\sigma_m}{m^2} \cos \frac{m\pi}{2a} x \left( \frac{2a}{m\pi} \right)^2 \frac{m\pi b}{4a} \mathfrak{I}g \frac{m\pi b}{2a} \begin{bmatrix} \mathfrak{C}os \frac{m\pi}{2a} \cdot y & \frac{y}{b} \frac{\mathfrak{S}in \frac{m\pi}{2a} \cdot y}{\mathfrak{S}in \frac{m\pi}{2a} \cdot b} \\ \mathfrak{C}os \frac{m\pi}{2a} \cdot b & \frac{y}{b} \frac{\mathfrak{S}in \frac{m\pi}{2a} \cdot y}{\mathfrak{S}in \frac{m\pi}{2a} \cdot b} \end{bmatrix} \quad (41)$$

und

$$\sigma_x = \sum \frac{8}{\pi^2} \frac{\sigma_m}{m^2} \cos \frac{m\pi}{2a} x \mathfrak{I}g \frac{m\pi}{2a} b \left( \frac{m\pi b}{5a} \right) \begin{bmatrix} \frac{2 \mathfrak{C}os \frac{m\pi}{2a} \cdot y}{\mathfrak{S}in \frac{m\pi}{2a} \cdot b} & \left( \frac{\mathfrak{C}os \frac{m\pi}{2a} \cdot y}{\mathfrak{C}os \frac{m\pi}{2a} \cdot b} - \frac{y}{b} \frac{\mathfrak{S}in \frac{m\pi}{2a} \cdot y}{\mathfrak{S}in \frac{m\pi}{2a} \cdot b} \right) \end{bmatrix} \quad (42)$$

und

$$\tau = \sum \frac{8}{\pi^2} \frac{\sigma_m}{m^2} \sin \frac{m\pi}{2a} x \cdot \mathfrak{I}g \frac{m\pi}{2a} b \left( \frac{m\pi b}{4a} \right) \begin{bmatrix} \frac{\mathfrak{S}in \frac{m\pi}{2a} \cdot y}{\mathfrak{S}in \frac{m\pi}{2a} \cdot b} + \frac{y}{b} \frac{\mathfrak{C}os \frac{m\pi}{2a} \cdot y}{\mathfrak{S}in \frac{m\pi}{2a} \cdot b} + \frac{\mathfrak{S}in \frac{m\pi}{2a} \cdot y}{\frac{b m \pi}{2a} \mathfrak{S}in \frac{m\pi}{2a} \cdot b} \end{bmatrix} \quad (43)$$

(s. Abb. 6).

Für  $x = a$  ist

$$\sin \frac{m\pi}{2a} x = \sin \frac{m\pi}{2} = +1, \quad -1, \quad +1 \dots$$

wobei  $m = 1, 3, 5 \dots$  Vorzeichenwechsel!

Die mitttragende Breite ist dann für  $x = 0$

$$B_m = \frac{8}{\pi^2} \cdot \frac{b}{2} \cdot \frac{\sigma_m}{\sigma_r} \sum \frac{1}{m^2} \mathfrak{I}g \frac{m\pi}{2a} b \left( -\mathfrak{I}g \frac{m\pi}{2a} b + \frac{1}{\mathfrak{I}g \frac{m\pi}{2a} b} + \frac{2a}{m\pi b} \right). \quad (44)$$

Dies ergibt für  $x = 0$  und  $\frac{a}{b\pi} = 1$   $\sigma_r = 0,94$ .

$$B_m = \frac{8}{\pi^2} \cdot \frac{b}{2} \cdot \left( \frac{1}{0,94} \right) \left[ \mathfrak{I}g 0,5 \left( -\mathfrak{I}g 0,5 + \frac{1}{\mathfrak{I}g 0,5} + 2 \right) + \frac{1}{9} \mathfrak{I}g 1,5 \left( -\mathfrak{I}g 1,5 + \frac{1}{\mathfrak{I}g 1,5} + \frac{2}{3} \right) + \dots \right]$$

oder

$$B_m = \frac{0,82}{0,94} \cdot \left( B_m + \frac{1}{9} B_{m_3} + \frac{1}{25} B_{m_5} \right),$$

$$B_m = \frac{0,82}{0,94} \left( 0,86 + \frac{1}{9} \cdot 0,39 + \frac{1}{25} \cdot 0,21 + \dots \right),$$

$$B_m = 0,79 b.$$

Wie aus dem Diagramm ersichtlich ist, ändert sich die mitttragende Breite mit dem fortschreitenden  $x$  nur wenig, so daß man im Hauptteil mit einem konstanten  $B_m$  rechnen kann.

c) Gleichmäßig verteilte Belastung über die Trägerlänge.

Die gleichmäßig verteilte Last ergibt ein parabelförmiges Moment, das in der Mitte den Maximalwert  $M = \frac{p l^3}{8}$  erreicht.

Auch diese Funktion können wir, wie im Anhang ausgeführt, durch eine Fouriersche Reihe darstellen. Es ist

$$F(x) = \frac{32 \sigma_m}{\pi^3} \left( \cos \frac{2a}{\pi} x - \frac{1}{3^3} \cos \frac{3\pi}{2a} x + \frac{1}{5^3} \cos \frac{5\pi}{2a} x - + \dots \right). \quad (45)$$

Die erste Ableitung dieser Funktion ergibt

$$F'(x) = -\frac{32 \sigma_m}{\pi^3} \left( \frac{\pi}{2a} \sin \frac{\pi}{2a} x - \frac{3}{3^3} \sin \frac{3\pi}{2a} x + \frac{5}{5^3} \sin \frac{5\pi}{2a} x - + \dots \right).$$

Die abgeleitete Funktion ist für alle  $x$  unbedingt konvergent, daher können wir auch in diesem Falle die Superposition ohne weiteres vornehmen. Bei der parabelförmigen Verteilung fällt der Einfluß der Glieder höherer Ordnung mit

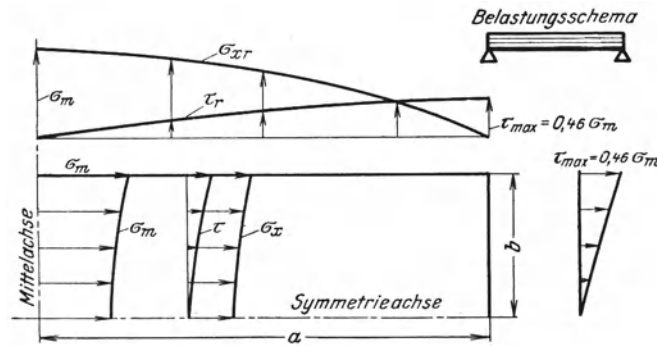


Abb. 7. Spannungsbild bei gleichmäßig verteilter Last.  $a : b = \pi$ .

der dritten Potenz von  $m$ , so daß 2 Glieder zur Beschreibung des Spannungszustandes bereits vollständig genügen. Die Funktionen für die Schub- und Normalspannung können dann durch folgende Gleichungen dargestellt werden:

$$F(x, y) = \frac{32}{\pi^3} \sum \sigma_m \cdot (-1)^{\frac{m+1}{2}} \frac{1}{m^3} \cos \frac{m\pi}{2a} x \left( \frac{2a}{m\pi} \right)^2 \cdot F(y). \quad (46)$$

$$\sigma_x = \frac{32 \sigma_m}{\pi^3} \sum (-1)^{\frac{m+1}{2}} \frac{1}{m^3} \cos \frac{m\pi}{2a} x \left( \frac{2a}{m\pi} \right)^2 \cdot F''(y). \quad (47)$$

$m = 1, 3, 5, \dots$

$$\tau = \frac{32}{\pi^3} \sigma_m \sum (-1)^{\frac{m+1}{2}} \frac{1}{m^3} \sin \frac{m\pi}{2a} x \left( \frac{2a}{m\pi} \right) [F'(y)], \quad (48)$$

$$\sigma_y = -\frac{32}{\pi^3} \sigma_m \sum (-1)^{\frac{m+1}{2}} \frac{1}{m^3} \cos \frac{m\pi}{2a} x [F(y)]. \quad (49)$$

Für  $x = a$  wird  $\sin \frac{m\pi}{2} = \pm 1$ , also werden bei Berechnung der Schubspannungen für  $x = a$  sämtliche Vorzeichen positiv. (S. Abb. 7.) Die mittragende Breite an der Stelle  $x = 0$  wird

$$B_m = \pm \frac{32}{\pi^3} \sum \frac{1}{m^3} \frac{b}{2} \mathfrak{I}g \frac{m\pi b}{2a} \left( -\mathfrak{I}g \frac{m\pi b}{2a} + \frac{1}{\mathfrak{I}g \frac{m\pi}{2a} b} + \frac{2a}{m\pi b} \right),$$

oder

$$B_m = \frac{32}{\pi^3} \left( 0,86 b - \frac{1}{27} \cdot 0,39 b \right),$$

$$B_m = \frac{32}{31} (0,86 - 0,01) b = 0,88 b.$$

d) Belastung durch 2 Einzellasten, die symmetrisch am Träger angeordnet sind.

Es ergibt sich eine Fouriersche Reihe von der Form

$$F(x) = -\frac{4h}{\pi^2} \frac{2a}{c} \left( \sin \frac{\pi}{2a} c \cos \frac{\pi}{2a} x - \frac{1}{3^2} \sin \frac{3\pi}{2a} c \cos \frac{3\pi}{2a} x + \dots \right). \quad (50)$$

Für  $c = \frac{a}{2}$  ist

$$\sin \frac{\pi}{2a} \cdot c = \sin \frac{\pi}{4} = + \sin \frac{3\pi}{4} = - \sin \frac{5\pi}{4} \text{ usw.}$$

Also ist

$$F(x) = \frac{16h}{\pi^2} \left( \sin \frac{\pi}{4} \cos \frac{\pi}{2a} x - \frac{1}{3^2} \sin \frac{3\pi}{4} \cos \frac{3\pi}{2a} x + \frac{1}{5^2} \sin \frac{5\pi}{4} \cos \frac{5\pi}{2a} x - + \dots \right)$$

oder

$$F(x) = \frac{16h}{\pi^2} \sin \frac{\pi}{4} \left( \cos \frac{\pi}{2a} x - \frac{1}{3^2} \cos \frac{3\pi}{2a} x - \frac{1}{5^2} \cos \frac{5\pi}{2a} x + \dots \right) \quad (51)$$

und

$$F'(x) = (-1) \frac{16h}{\pi^2} \frac{\pi}{2a} \sin \frac{\pi}{4} \left( \sin \frac{\pi}{2a} x - \frac{3}{3^2} \sin \frac{3\pi}{2a} x - \frac{5}{5^2} \sin \frac{5\pi}{2a} x + \dots \right).$$

Zur Berechnung der Normalspannung sind 3 Glieder genügend. Es soll später eine genaue Berechnung für das Seitenverhältnis  $a : b = 4$  vorgenommen werden, weil dieser Belastungsfall den Versuchen zugrunde liegt, die im Festigkeits-

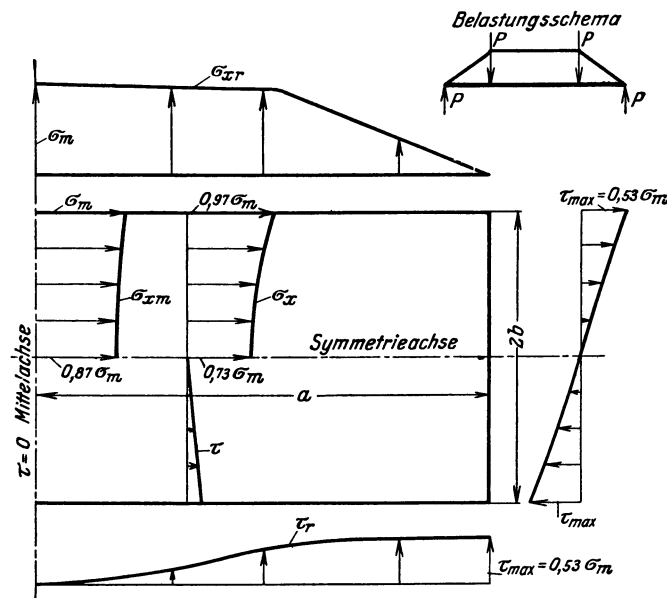


Abb. 8. Spannungsbild bei zwei Lasten.  $a : b = \pi$ .

laboratorium der Technischen Hochschule vom Verfasser vorgenommen worden sind. Die Verteilung der Spannungen ist aus Abb. 8 ersichtlich. Die Spannungen werden dargestellt durch die Gleichungen

$$\sigma_x = \frac{16}{\pi^2} \cdot \sigma_m (-1)^{\frac{m+1}{2}} \sin \frac{m\pi}{4} \cdot \frac{1}{m^2} \cos \frac{m\pi}{2a} x \left( \frac{2a}{m\pi} \right)^2 F''(y), \quad (52)$$

$$\tau = \frac{16}{\pi^2} \cdot \sigma_m (-1)^{\frac{m+1}{2}} \sin \frac{m\pi}{4} \cdot \frac{1}{m^2} \sin \frac{m\pi}{2a} x \left[ \left( \frac{2a}{m\pi} \right) F'(y) \right]. \quad (53)$$

Für  $x = a$  wird  $\sin \frac{m\pi}{2a} x = \sin \frac{m\pi}{2}$  und  $(-1)^{\frac{m+1}{2}} \cdot \sin \frac{m\pi}{2} = (\pm 1) = 1$ .

Also Vorzeichenwechsel  $++--$  (s. Tabelle 6).

Die mittragende Breite an der Stelle  $x = 0$  wird

$$B_m = \frac{16}{\pi^2} \sum \pm \frac{1}{m^2} \cdot \frac{b}{2} \sin \frac{\pi}{4} \mathfrak{I}g \frac{m\pi}{2a} \cdot b \left( -\mathfrak{I}g \frac{m\pi}{2a} b + \frac{1}{\mathfrak{I}g \frac{m\pi}{2a} \cdot b} + \frac{2a}{m\pi b} \right) \quad (54)$$

oder

$$B_m = \frac{16}{\pi^2} \cdot \sin \frac{\pi}{4} \left( 0,86b - \frac{1}{9} 0,39b - \frac{1}{25} 0,21b \right)$$

oder

$$B_m = \frac{16}{\pi^2} \cdot 0,71b(0,86 - 0,04 - 0,01),$$

$$B_m = 0,926b.$$

Hier zeigt sich eine starke Zunahme der mittragenden Breite wegen der Anhäufung der Schubspannungen am Ende des Trägers.

#### 4. Spannungsverteilung an den Enden des Flansches.

Die bisherigen Lösungen haben den Mangel, daß am Trägerende  $x = a$  die Randbedingungen nicht streng erfüllt sind. Zwar sind dort die Normalspannungen  $\sigma_x = 0$ , aber die Schubspannungen verschwinden nicht. Wir können sie zum Verschwinden bringen, wenn wir die Gleichung für die Schubspannungen an der Stelle  $x = a$

$$\tau = \sum \sigma_m \left( \sin \frac{m\pi}{2a} x \right) \cdot \frac{b}{2} \cdot \frac{m\pi}{2a} \mathfrak{I}g \frac{m\pi}{2a} b \left[ -\frac{\mathfrak{S}in \frac{m\pi}{2a} \cdot y}{\mathfrak{C}os \frac{m\pi}{2a} b} + \frac{y}{b} \frac{\mathfrak{C}os \frac{m\pi}{2a} \cdot y}{\mathfrak{S}in \frac{m\pi}{2a} b} + \frac{\mathfrak{S}in \frac{m\pi}{2a} \cdot y}{\frac{b m \pi}{2a} \mathfrak{S}in \frac{m\pi}{2a} b} \right] \quad (38)$$

in eine Fouriersche Reihe auflösen und einen zweiten Spannungszustand nach dieser Reihe über die erste Lösung legen. Für die Genauigkeit unserer Lösung ist maßgebend, daß die zweite Fouriersche Reihe so gewählt wird, daß ihre Integralreihe an der Stelle  $y = b$  verschwindet. Diese Bedingung ist nämlich gleichzeitig Bedingung dafür, daß die Spannungen  $\sigma_y$  am Rande  $y = b$  verschwinden. Wenn wir unsere erste Lösung für  $x = a$  mit  $-\sum_m A \sigma_m \frac{2a}{m\pi} F'_1(y)$  bezeichnen und die zweite Lösung, die wir zum Verschwinden der Schubspannungen brauchen, mit  $\sum_n B \sigma_m \sin ky \cdot F_2(a)$ , so heißt jetzt unsere Bedingungsgleichung für  $x = a$

(Schubspannung erste Lösung) = - (Schubspannung zweite Lösung)

oder

$$\tau_1 = -\sigma_m \sum_m A \frac{2a}{m\pi} F'(y) = -\sum_n C \cdot \sigma_m \cdot \sin \frac{n\pi}{2b} \cdot y \cdot F'_2(a) = -\tau_2. \quad (55)$$

Diese Bedingung ergibt die Gleichung für die Schubspannungen

$$\tau = \sigma_m \sum \sin \frac{m\pi}{2a} x \cdot \frac{b}{2} \cdot \frac{m\pi}{2a} \Im \frac{m\pi}{2a} \cdot b \left( -\frac{\Im \sin \frac{m\pi}{2a} \cdot y}{\Im \frac{m\pi}{2a} \cdot b} + \frac{y}{b} \frac{\Im \frac{m\pi}{2a} \cdot y}{\Im \frac{m\pi}{2a} \cdot b} + \frac{\Im \frac{m\pi}{2a} \cdot y}{b \frac{m\pi}{2a} \Im \frac{m\pi}{2a}} \right) + \sum \frac{4a^3 n^2}{b^3 m^3 \pi} \frac{A \sigma_m}{\left[1 + \left(\frac{a n}{b m}\right)^2\right]^2} \sin \frac{n\pi}{2b} y [F'_2(x)], \quad (56)$$

Diese Gleichung erfüllt nun auch die letzte Randbedingung, daß für  $x = a$  die Schubspannung verschwindet.

Die Fourier-Koeffizienten der Reihe sind so gewählt, daß die zweite Lösung eine periodische Funktion darstellt, welche die Schubspannung von  $-b$  darstellt und sich von dort an spiegelbildlich wiederholt. Die Ableitung der Koeffizienten ist im Anhang errechnet. Da die Fourier-Koeffizienten dieser zweiten Reihe von den Faktoren in der ersten Reihe abhängen, so können wir die Koeffizienten der zweiten Reihe als Summen Fourierscher Koeffizienten der ersten Reihe angeben. Nennen wir

$$C_n = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{a^3}{b^3} \sum A_m \frac{n^2 m}{\left[m^2 + \left(\frac{a}{b}\right)^2 n^2\right]^2}. \quad (57)$$

Dann heißt das  $n$ te Glied unserer zweiten Reihe für die Einzellast in der Mitte:

$$\tau_2 = \sigma_m \cdot \frac{4a^3}{\pi b^3} \left[ \frac{1 \cdot n^2}{\left[1 + \left(\frac{a}{b}\right)^2 n^2\right]^2} - \frac{1}{3^2} \frac{3n^2}{\left[3^2 + \left(\frac{a}{b}\right)^2 n^2\right]^2} + \frac{1}{5^2} \frac{5n^2}{\left[5^2 + \left(\frac{a}{b}\right)^2 n^2\right]^2} \right] \sin \frac{n\pi}{2b} y F'_2(x). \quad (58)$$

Da die Funktion sich der ersten Funktion außerordentlich gut anpaßt, genügen 2 oder höchstens 3 Glieder zur Berechnung. Aus dem Ansatz  $\tau_2 = \sum C \cdot \sin \frac{n\pi}{2b} y$  folgt für die Spannungsfunktion ein Ansatz  $F_2(y) = C \cos \frac{n\pi}{2b} y$ . Dies ergibt für die zweite Lösung der Differentialgleichung

$$\Delta \Delta F_2(x y) = 0$$

wiederum die Formel

$$F_2(x) = A \cdot \Im \frac{n\pi x}{2b} + B \cdot x \cdot \Im \frac{n\pi x}{2b}. \quad (59)$$

Die Koeffizienten  $A$  und  $B$  müssen nun wieder so gewählt werden, daß die Randbedingungen erfüllt sind. Die Randbedingungen für unsere Plattengleichung sind folgende:

1. für  $y = b$  muß  $\sigma_y = \frac{\delta^2 F}{\delta x^2} = 0$ ,
2. für  $x = a$  muß  $\sigma_x = \frac{\delta^2 F}{\delta y^2} = 0$  und
3. für  $x = a$  muß  $\tau_1 = -\tau_2$  sein.

Die erste Bedingung ist durch den Ansatz  $F_2(y) = C \cdot \cos \frac{n\pi}{2b} y$  von selbst erfüllt. Die zweite Bedingung können wir dann erfüllen, wenn  $F_2(x)$  an der Stelle  $x = a$  den Wert 0 erhält. Die dritte Bedingung ist durch die Ableitung der Koeffizienten erfüllt. Es muß aber die Funktion  $\frac{\partial F(x)}{\partial x}$  an der Stelle  $x = a$  den Wert  $-1$  annehmen. Die Funktion für  $\tau_2 = -\frac{\partial^2 F}{\partial y \partial x}$  heißt, wenn  $C_n$  die Fourier-Koeffizienten sind,

$$-\frac{\partial^2 F_2}{\partial x \partial y} = \tau_2 = \sigma_m \sum C_n \cdot \sin \frac{n\pi}{2b} \cdot y \left( A \mathfrak{S}in \frac{n\pi}{2b} x + B \left[ x \mathfrak{C}of \left( \frac{n\pi}{2b} \right) x + \frac{2b}{n\pi} \mathfrak{S}in \left( \frac{n\pi}{2b} \right) x \right] \right) \quad (60)$$

und

$$F_2 = \sigma_m C_n \left( \frac{2b}{n\pi} \right) \cos \frac{n\pi}{2b} y \left( \frac{2b}{n\pi} A \mathfrak{C}of \frac{n\pi}{2b} x + B x \frac{2b}{n\pi} \mathfrak{S}in \frac{n\pi}{2b} x \right). \quad (61)$$

Die beiden Gleichungen zur Bestimmung der Konstanten  $A$  und  $B$  sind also

$$\text{(Bedingung 2)} \quad A \mathfrak{C}of \frac{n\pi}{2b} \cdot a + B a \mathfrak{S}in \frac{n\pi}{2b} \cdot a = 0, \quad (62)$$

$$\text{(Bedingung 3)} \quad A \mathfrak{S}in \frac{n\pi}{2b} a + B \left( a \mathfrak{C}of \frac{n\pi}{2b} a + \frac{2b}{n\pi} \mathfrak{S}in \frac{n\pi}{2b} \cdot a \right) = -1. \quad (63)$$

Durch Multiplikation mit Cosinus bzw. Sinus und durch Subtraktion der ersten von der zweiten Gleichung erhalten wir also

$$-B a \mathfrak{S}in^2 \frac{n\pi}{2b} a + B a \mathfrak{C}of^2 \frac{n\pi}{2b} a + B \frac{2b}{n\pi} \mathfrak{S}in \frac{n\pi}{2b} a \mathfrak{C}of \frac{n\pi}{2b} \cdot a = -\mathfrak{C}of \frac{n\pi}{2b} \cdot a \quad (64)$$

oder

$$B a + B \frac{2b}{n\pi} \mathfrak{C}of \frac{n\pi}{2b} a \mathfrak{S}in \frac{n\pi}{2b} a = -\mathfrak{C}of \frac{n\pi}{2b} \cdot a; \quad (64a)$$

daraus

$$B = \frac{-\mathfrak{C}of \frac{n\pi}{2b} \cdot a}{a + \frac{b}{n\pi} \cdot \mathfrak{S}in \frac{n\pi}{b} \cdot a} \quad (65)$$

und

$$A = -B a \cdot \mathfrak{S}g \frac{n\pi}{2b} \cdot a \quad (66)$$

oder

$$A = -B a \frac{\mathfrak{S}in \frac{n\pi}{2b} \cdot a}{\mathfrak{C}of \frac{n\pi}{2b} \cdot a} = + \frac{a \mathfrak{S}in \frac{n\pi}{2b} \cdot a}{a + \frac{b}{n\pi} \mathfrak{S}in \frac{n\pi}{b} \cdot a}. \quad (66)$$

Danach können wir die zweite Lösung für unsere Spannungsfunktion anschreiben. Sie heißt:

$$F_2(xy) = \sigma_m \left( \frac{2b}{n\pi} \right)^2 (\pm) C \cos \frac{n\pi}{2b} \cdot y \frac{-a \mathfrak{S}in \frac{n\pi}{2b} \cdot a \mathfrak{C}of \frac{n\pi}{2b} x + x \mathfrak{C}of \frac{n\pi}{2b} \cdot a \cdot \mathfrak{S}in \frac{n\pi}{2b} x}{a + \frac{b}{n\pi} \mathfrak{S}in \frac{n\pi}{2b} a \cdot \mathfrak{C}of \frac{n\pi}{2b} \cdot a}. \quad (67)$$

Die Normalspannungen und die Schubspannungen folgen dann durch Differentiation

$$\sigma_x = \frac{\delta^2 F_2}{\delta y^2} = -\sigma_m(\pm) C \cos \frac{n\pi}{2b} y \frac{a \operatorname{Sin} \frac{n\pi}{2b} a \cdot \operatorname{Cos} \frac{a\pi}{2b} x - x \operatorname{Cos} \frac{n\pi}{2b} a \operatorname{Sin} \frac{n\pi}{2b} x}{a + \frac{2b}{n\pi} + \operatorname{Sin} \frac{n\pi}{ab} a \operatorname{Cos} \frac{n\pi}{2b} a}, \quad (68)$$

$$\tau = -\frac{\delta^2 F_2}{\delta x \delta y} = \sigma_m(\pm) C \sin \frac{n\pi}{2b} y \frac{a \operatorname{Sin} \frac{n\pi}{2b} a \operatorname{Sin} \frac{n\pi}{2b} x - \operatorname{Cos} \frac{n\pi}{2b} a \cdot a \left( x \operatorname{Cos} \frac{n\pi}{2b} x + \frac{2b}{n\pi} \operatorname{Sin} \frac{n\pi}{2b} x \right)}{a + \frac{2b}{n\pi} \operatorname{Sin} \frac{n\pi}{b^2} a \operatorname{Cos} \frac{n\pi}{2b} a}, \quad (69)$$

$$\sigma_y = \frac{\delta^2 F_2}{\delta x^2} = -\sigma_m(\pm) C \cos \frac{n\pi}{2b} y \frac{a \operatorname{Sin} \frac{n\pi}{2b} a \operatorname{Cos} \frac{n\pi}{2b} x - \operatorname{Cos} \frac{n\pi}{2b} a \cdot a \left( x \operatorname{Sin} \frac{n\pi}{2b} x + \frac{4b}{n\pi} \operatorname{Cos} \frac{n\pi}{2b} x \right)}{a + \frac{2b}{n\pi} \operatorname{Sin} \frac{n\pi}{2b} a \operatorname{Cos} \frac{n\pi}{2b} a}. \quad (70)$$

Wenn wir diese zweite Lösung durch Superposition zur ersten Lösung hinzufügen, so verschwinden an der Stelle  $x = a$  alle Schubspannungen. Auch die übrigen Randbedingungen sind nach wie vor streng erfüllt.

An diesen Gleichungen können wir noch eine Reihe von Vereinfachungen vornehmen. Wir schreiben abgekürzt  $F(xy) = F_1(xy) + F_2(xy)$ , wobei wir unter  $F_1$  und  $F_2$  die erste und zweite Lösung verstehen wollen. Die hyperbolischen Funktionen haben nun die Eigenschaft, daß bei hohen Werten  $\frac{n\pi}{2b} \cdot a$  oder  $\frac{m\pi}{2a} \cdot b$ , d. h. bei großer Länge oder bei höheren Koeffizienten,  $n$  oder  $m$  angenähert wird:

$$\operatorname{Sin} \frac{n\pi}{2b} \cdot a \approx \operatorname{Cos} \frac{n\pi}{2b} \cdot a \approx \frac{1}{2} e^{\frac{n\pi}{2b} \cdot a}$$

oder

$$\operatorname{Sin} \frac{m\pi}{2a} \cdot b \approx \operatorname{Cos} \frac{m\pi}{2a} b \approx \frac{1}{2} e^{\frac{m\pi}{2a} \cdot b}.$$

Es genügt schon, wenn  $\frac{n\pi}{2b} \cdot a$  größer wird als 2,5, die Vereinfachung anzuwenden, oder für  $\frac{a}{b} > \frac{5}{n\pi}$ ; für  $n = \frac{a}{b} > 1,7$ .

Wir können dann im Nenner zunächst den ersten Summanden streichen, da in dem Ausdruck

$$a \left( 1 + \frac{2b}{an\pi} \operatorname{Cos} \frac{n\pi}{2b} a \operatorname{Sin} \frac{n\pi}{2b} a \right)$$

die Zahl 1 klein ist gegen das Produkt

$$\frac{2b}{an\pi} \operatorname{Cos} \frac{n\pi}{2b} a \operatorname{Sin} \frac{n\pi}{2b} a.$$

Wir erhalten dann als zweite Lösung folgende Spannungsfunktion

$$F_2(xy) = \sigma_m \left( \frac{2b}{n\pi} \right)^2 (\pm) C \cos \frac{n\pi}{2b} y \frac{an\pi}{2b} \cdot 2e^{\left(-\frac{n\pi}{2b} \cdot a\right)} \left( \operatorname{Cos} \frac{n\pi}{2b} x - \frac{x}{a} \operatorname{Sin} \frac{n\pi}{2b} x \right). \quad (71)$$

Ferner wird

$$\sigma_x = -\sigma_m(\pm) C \cos \frac{n\pi}{2b} \cdot y \frac{an\pi}{2b} \cdot 2e^{\left(-\frac{n\pi}{2b} \cdot a\right)} \left( \mathfrak{Cof} \frac{n\pi}{2b} x - \frac{x}{a} \mathfrak{Sin} \frac{n\pi}{2b} x \right), \quad (72)$$

$$\tau = -\frac{\partial^2 F}{\partial x \partial y} = \sigma_m(\pm) C \sin \frac{n\pi}{2b} y \frac{an\pi}{2b} \cdot 2e^{\left(-\frac{n\pi}{2b} \cdot a\right)} \left( \mathfrak{Sin} \frac{n\pi}{2b} x - \frac{x}{a} \mathfrak{Cof} \frac{n\pi}{2b} x - \frac{2b}{an\pi} \mathfrak{Sin} \frac{n\pi}{2b} x \right), \quad (73)$$

$$\sigma_y = \frac{\partial^2 F}{\partial x^2} = +\sigma_m(\pm) C \cos \frac{n\pi}{2b} y \frac{an\pi}{2b} \cdot 2e^{\left(-\frac{n\pi}{2b} \cdot a\right)} \left( \mathfrak{Cof} \frac{n\pi}{2b} x - \frac{x}{a} \mathfrak{Sin} \frac{n\pi}{2b} x - \frac{4b}{an\pi} \mathfrak{Cof} \frac{n\pi}{2b} x \right). \quad (74)$$

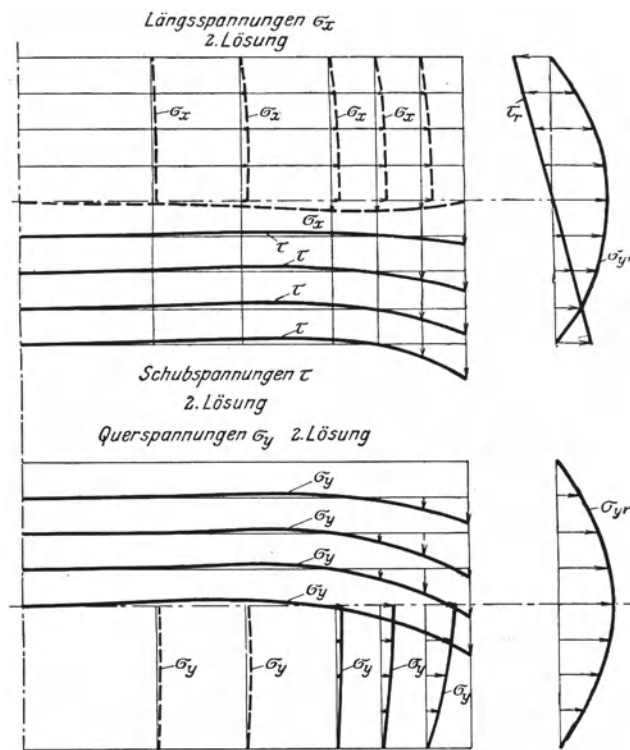


Abb. 9. Spannungsbild der 2. Lösung für cosinusförmiges Moment.  $a : b = \pi$ .

Für die zweite Lösung lassen sich die Formeln noch weiter vereinfachen, da für großes  $\frac{n\pi}{2b}$

$$\mathfrak{Cof} \frac{n\pi}{2b} y = \mathfrak{Sin} \frac{n\pi}{2b} \cdot y = \frac{1}{2} e^{\frac{n\pi y}{2b}}.$$

Es gelten dann folgende Gleichungen für die Spannungsfunktion:

$$F_2(xy) = \sigma_m \left( \frac{2b}{n\pi} \right)^2 (\pm) C \cos \frac{n\pi}{2b} y e^{\frac{n\pi}{2b}(x-a)} \cdot \frac{an\pi}{2b} \left( 1 - \frac{x}{a} \right), \quad (75)$$

$$\sigma_{x_2} = \frac{\partial^2 F}{\partial y^2} = -\sigma_m(\pm) C \cos \frac{n\pi}{2b} y e^{\frac{n\pi}{2b}(x-a)} \cdot \frac{an\pi}{2b} \left( 1 - \frac{x}{a} \right), \quad (76)$$

$$\tau_2 = -\frac{\partial^2 F}{\partial x \partial y} = \sigma_m(\pm) C \sin \frac{n\pi}{2b} y e^{\frac{n\pi}{2b}(x-a)} \cdot \frac{an\pi}{2b} \left( 1 - \frac{x}{a} - \frac{2b}{an\pi} \right), \quad (77)$$

$$\sigma_{y_2} = \frac{\partial^2 F}{\partial x^2} = -\sigma_m(\pm) C \cos \frac{n\pi}{2b} y \cdot e^{\frac{n\pi}{2b}(x-a)} \frac{an\pi}{2b} \left( 1 - \frac{x}{a} - \frac{4b}{an\pi} \right). \quad (78)$$



Legen wir nun den einfachsten Fall der cosinusförmigen Lastverteilung zugrunde, den wir in unserem ersten Beispiel behandelten, so wird  $m = 1$ , und unsere Formel für die Koeffizienten  $C$  der Lösung 2 heißt

$$C_n = \frac{4 a^3}{\pi b^3} \cdot \frac{n^2}{\left[1 + \left(\frac{a}{b}\right)^2 n^2\right]^2},$$

also

$$C_1 = \frac{1}{3}; \quad C_3 = -0,045; \quad C_5 = 0,016.$$

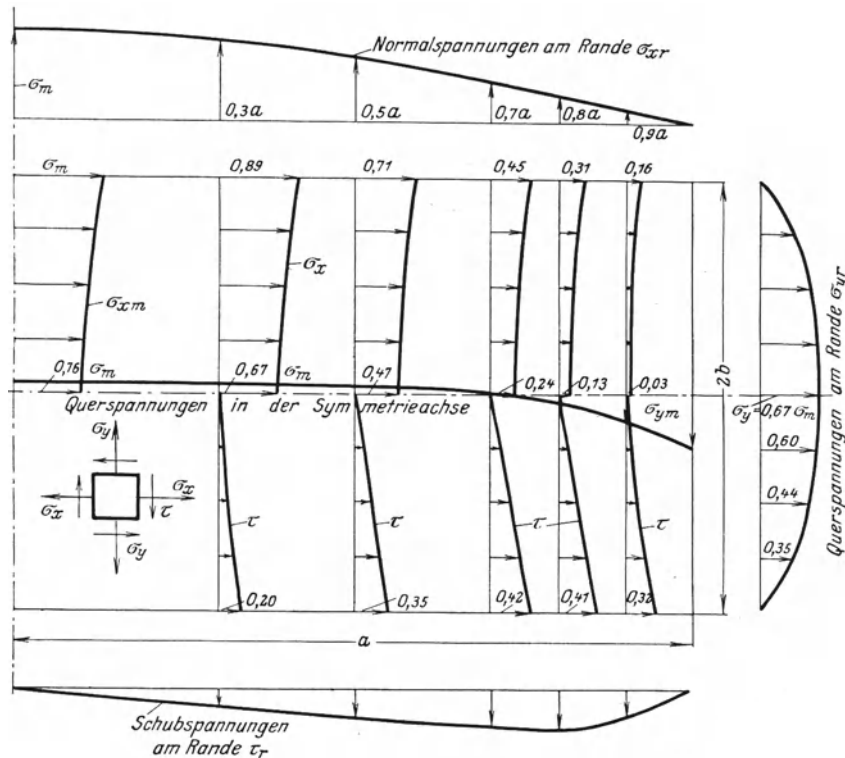


Abb. 10. Genaues Spannungsbild bei cosinusförmiger Randspannung.  $a : b = \pi$ .

Zur Berechnung der mittragenden Breite an den Enden brauchen wir noch das Integral

$$J_2 = \int \sigma_x \cdot dy;$$

dies ergibt

$$J_2 = -\sigma_m \cdot C \cdot \frac{2b}{n\pi} \cdot \frac{an\pi}{2b} \left(1 - \frac{x}{a}\right) e^{\frac{n\pi}{2b}(x-a)} \int_0^b \cos \frac{n\pi}{2b} \cdot y \, dy,$$

$$J_2 = -\sigma_m \cdot C \cdot a \left(1 - \frac{x}{a}\right) e^{\frac{n\pi}{2b}(x-a)}. \quad (79)$$

Diese Formel ergibt für  $x = 0,9a$  und für 2 Glieder der zweiten Fourierreihe den Wert

$$\begin{aligned} J_2 &= -\sigma_m \cdot 0,1 a \left( C_1 e^{\frac{n\pi}{2b}(x-a)} + C_2 e^{\frac{n\pi}{2b}(x-a)} \right) \\ &= -\sigma_m \cdot 0,1 a \cdot (0,333 \cdot 0,61 + 0,045 \cdot 0,22) \end{aligned}$$

oder

$$J_2 = -\sigma_m \cdot 0,022 \cdot a = -\sigma_m \cdot 0,022 \pi b,$$

also

$$J_2 = 0,068 \sigma_m.$$

Es ist aber nach Lösung (1)

$$B_{m_1} = 0,86 b.$$

Also

$$J_1 = \int \sigma_x \cdot dy = 0,86 b \cdot \sigma_r = 0,86 b \cdot 0,16 \sigma_m = 0,137 \sigma_m \cdot b$$

und

$$B_m = \frac{J_1 - J_2}{\sigma_r} = \frac{0,137 - 0,067}{0,16 \sigma_m} \sigma_m \cdot b,$$

$$B_m = \frac{0,69}{0,16} \cdot b = \underline{0,43 b}.$$

Man sieht, daß die mittragende Breite, am Ende sehr stark, in diesem Falle auf die Hälfte fällt. Es ist jedoch klar aus der Abb. 9 zu ersehen, und es folgt aus dem Aufbau der Gleichungen, daß die Wirkung der zweiten Lösung in einem Abstand  $b$  von der kurzen Kante prozentual außerordentlich klein wird, so daß dort nur noch ca. 10% Verlust in Frage kommen.

Die Spannungen  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$  und  $\tau$  sind für den Fall einer cosinusförmigen Momentenverteilung bei einem Seitenverhältnis  $a : b = \pi$  in den Tabellen 7, 8, 9 und 10 errechnet. Dabei sind die Lösungen (1) und (2) getrennt behandelt, um den Einfluß klarzustellen.

Die Spannungen nach Lösung (2) sind für sich allein in Abb. 9 gezeichnet. Es zeigt sich, daß die Spannungen  $\sigma_{x_2}$  nach der zweiten Lösung die Randspannung im ganzen unverändert lassen, da sie dort zu Null werden. Dagegen verringern sie in der Mitte die Längsspannungen  $\sigma_{x_1}$ . Doch wirkt sich dies nur in der Nähe der Enden aus, wo die Spannungen aus der ersten Lösung sehr niedrig sind.

Besonders auffallend ist das Auftreten einer sehr hohen Querspannung  $\sigma_{y_2}$  an den Enden des Trägers. Diese Spannung äußert sich als negative, also Druckspannung, und ist wegen der Möglichkeit des Ausknickens besonders zu beachten. Sie gibt uns auch ein recht gutes Bild einer Spannungsverteilung bei einem Träger, der sehr breite Flanschen hat.

Die Schubspannung  $\tau_2$  folgt dem Verlaufe der Querspannung  $\sigma_y$ . Man sieht, daß bei diesen Spannungen die fühlbare Wirkung bis zu einer Entfernung von  $\frac{b}{2}$  vom kurzen Rande reicht.

Es liegt der Gedanke nahe, diese Vereinfachungen auch für die erste Lösung sehr breiter Träger heranzuziehen. In der Tat läßt sich dies durchführen, wenn

$$\frac{m \pi b}{2 a} > 2$$

ist.

Dann wird wiederum

$$\Im \frac{m \pi b}{2 a} \approx 1$$

und

$$\mathfrak{Cof} \frac{m\pi b}{2a} = \mathfrak{Sin} \frac{m\pi b}{2a} = \frac{1}{2} e^{\frac{m\pi b}{2a}},$$

so daß die abgekürzte Lösung (1) für die Spannungsfunktion lautet:

$$F_1(xy) = - \left( \frac{2a}{m\pi} \right)^2 \cdot \sigma_m \cdot \cos \frac{m\pi x}{2a} \cdot \frac{b m \pi}{4a} \cdot 2 \cdot e^{-\frac{m\pi b}{2a}} \left( \mathfrak{Cof} \frac{m\pi}{2a} \cdot y - \frac{y}{b} \cdot \mathfrak{Sin} \frac{m\pi y}{2a} \right). \quad (80)$$

Die Formel für die mittragende Breite wird besonders einfach wegen

$$-\mathfrak{Tg} \frac{m\pi b}{2a} + \frac{1}{\mathfrak{Tg} \frac{m\pi}{2a} \cdot b} \approx 0,$$

also

$$\boxed{B_m \approx \frac{b}{2} \cdot \frac{2a}{b m \pi} = \frac{a}{m \pi}} \quad (81)$$

bei  $m=1$  und der Spannweite  $2a$ , also auf jeder Seite des Steges 16% der Spannweite.

### B. Genaues Berechnungsbeispiel für einen Träger mit 2 Lasten und einem Seitenverhältnis $a : b = 4$ .

Die genauen Berechnungen für diesen Fall sind in den Tabellen 15 bis 30 durchgeführt. Die Spannungsfunktion für unseren Fall setzt sich wieder aus zwei Lösungen  $F_1(xy)$  und  $F_2(xy)$  zusammen, die so übereinander gelagert werden, daß die Schubspannungen am Rande  $x=a$  verschwinden. Es ist die erste Lösung

$$F_1(xy) = - \frac{16}{\pi^2} \cdot 0,71 \sigma_m \left[ \left( \frac{2a}{\pi} \right)^2 \cos \frac{\pi}{2a} x F_1 \left( \frac{\pi}{2a} y \right) - \frac{1}{9} \left( \frac{2a}{3\pi} \right)^2 \cos \frac{3\pi}{2a} x F_1 \left( \frac{3\pi}{2a} y \right) \right. \\ \left. - \frac{1}{25} \left( \frac{2a}{5\pi} \right)^2 \cos \frac{5\pi}{2a} x F_1 \left( \frac{5\pi}{2a} y \right) + \frac{1}{49} \left( \frac{2a}{7\pi} \right)^2 \cos \frac{7\pi}{2a} x F_1 \left( \frac{7\pi}{2a} y \right) + \dots \right]$$

und die zweite Lösung

$$F_2(xy) = - \sigma_m \left( \frac{2b}{n\pi} \right)^2 C \cos \frac{n\pi}{2b} \cdot y \cdot \frac{a\pi n}{2b} \left( 1 - \frac{x}{a} \right) e^{-\frac{n\pi}{2b}(a-x)} (-1)^{\frac{n+1}{2}},$$

wobei

$$C = \pm \frac{16}{\pi^2} \sin \frac{m\pi}{4} \sum \frac{4a^3}{\pi b^3} \frac{n^2}{m \left[ m^2 + \left( \frac{a}{b} \right)^2 n^2 \right]^2}.$$

Die Gesamtlösung heißt also

$$F(xy) = F_1(xy) + F_2(xy),$$

und die Spannungen folgen daraus durch Differentiation wie bei den bisherigen Beispielen. Der Übersichtlichkeit wegen wollen wir nur Gleichungen der Spannungen für die zweite Lösung anschreiben. Diese lauten

$$\sigma_{x_2} = + \sum \sigma_m C \cos \frac{n\pi}{2b} y \frac{a\pi n}{2b} \left(1 - \frac{x}{a}\right) e^{-\frac{n\pi}{2b}(a-x)} (-1)^{\frac{n+1}{2}},$$

$$\tau_2 = - \sum \sigma_m C \sin \frac{n\pi}{2b} y \frac{a\pi n}{2b} \left(1 - \frac{x}{a} - \frac{2b}{a\pi n}\right) e^{-\frac{n\pi}{2b}(a-x)} (-1)^{\frac{n+1}{2}},$$

$$\sigma_y = - \sum \sigma_m C \cos \frac{n\pi}{2b} y \frac{a\pi n}{2b} \left(1 - \frac{x}{a} - \frac{4b}{a\pi n}\right) e^{-\frac{n\pi}{2b}(a-x)} (-1)^{\frac{n+1}{2}},$$

wobei  $n = 1, 3$  und  $5$ .

Die Koeffizienten  $C$  setzen sich selbst wieder aus Summen von Fourierkoeffizienten zusammen, deren Vorzeichen sich nach der ersten Lösung richten.

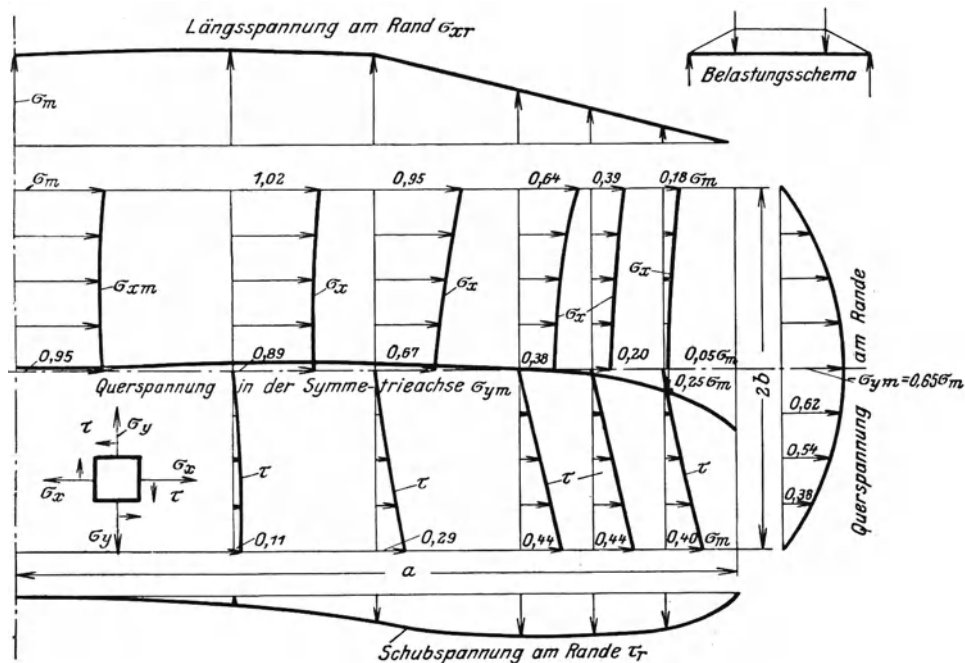


Abb. 11. Genaues Spannungsbild bei trapezförmiger Randspannung.  $a : b = 4$ .

Es wird also für  $n = 1$

$$C_1 = \frac{16}{\pi^2} \cdot 0,71 \cdot \frac{256}{\pi} \left( \frac{1}{17^2} + \frac{1}{3 \cdot 25^2} - \frac{1}{5 \cdot 41^2} - \frac{1}{7 \cdot 65^2} \right),$$

$$C_1 = 1,14 \cdot 0,815 (0,345 + 0,053 - 0,12 - 0,003),$$

$$C_1 = 1,14 \cdot 0,815 \cdot 0,383 = 0,356.$$

Ferner angenähert

$$C_3 = -1,14 \cdot \frac{1}{9\pi} \left( 1 + \frac{1}{3} - \frac{1}{5} - \frac{1}{7} + \frac{1}{9} + \dots \right),$$

$$C_3 = -0,045,$$

$$C_5 = +0,015 \text{ usf.}$$

Man sieht, daß diese Koeffizienten nur wenig von den Werten verschieden sind, die wir bei einem andern Seitenverhältnis und bei anderer Spannungsverteilung erhielten.

Die errechneten Spannungen sind in Abb. 11 eingetragen. Man sieht, daß die Schubspannungen am Rande sich zu den Enden hinziehen, wodurch die große mittragende Breite erklärt wird.

Die Querspannung  $\sigma_y$  nimmt am Ende der Symmetrieachse wieder den hohen negativen Wert an, den wir schon im vorigen Abschnitt beobachten konnten.

Die mittragende Breite für  $a : b = 4$  ergibt sich wie folgt: für das Glied mit  $m = 1$

$$\begin{aligned} B_{m1} &= \frac{b}{2} \Im g \frac{\pi b}{2a} \left( -\Im g \frac{\pi b}{2a} + \frac{1}{\Im g \frac{\pi b}{2a}} + \frac{2a}{b\pi} \right) \\ &= \frac{b}{2} \cdot 0,373 \cdot (-0,37 + 2,69 + 2,55) \\ &= 0,186 b \cdot 4,87 = 0,91 b. \end{aligned}$$

Für  $m = 3$  wird

$$B_{m3} = \frac{l}{2} \Im g \frac{3\pi}{2a} \left( -\Im g \frac{3\pi}{2a} + \frac{1}{\Im g \frac{3\pi}{2a}} + \frac{2a}{3b\pi} \right),$$

also

$$B_{m3} = 0,51 b.$$

Ähnlich ist

$$B_{m5} = 0,29 b$$

und

$$B_{m7} = 0,18 b.$$

Daraus folgt als mittragende Breite für  $x = 0$

$$\begin{aligned} B_m &= \frac{16}{\pi^2} \sin \frac{\pi}{4} \left( 0,91 b - \frac{1}{9} 0,51 b - \frac{1}{25} 0,29 b + \frac{1}{49} \cdot 0,18 \right), \\ B_m &= 1,14 (0,91 b - 0,06 b - 0,01 b + \dots), \\ &= 1,14 \cdot 0,84 = 0,96 b. \end{aligned}$$

Die mittragende Breite für  $x = a = 0,9$  ergibt sich dagegen unter Berücksichtigung der Lösung 2 wie folgt:

Es ist für Lösung 1 und  $x : a = 0,9$

$$\begin{array}{r} \int_0^b \sigma_x dy = 0,91 b \cdot 0,16 \sigma_m = 0,146 b \cdot \sigma_m \\ \quad + 0,51 b \cdot 0,05 \sigma_m = 0,026 b \cdot \sigma_m \\ \quad - 0,29 b \cdot 0,03 \sigma_m = 0,009 b \cdot \sigma_m \\ \hline \text{Summe} = 0,161 b \cdot \sigma_m. \end{array}$$

Also für Lösung 2 und  $x : a = 0,9$  ist

$$\begin{aligned} \int_0^b \sigma_x dy &= \sigma_m \cdot a \left( 1 - \frac{x}{a} \right) x (0,356 \cdot 0,53 - 0,045 \cdot 0,15) \\ &= \sigma_m \cdot 4 b \cdot 0,1 (0,19 - 0,01) = 0,072 b \cdot \sigma_m. \end{aligned}$$

Also

$$\int \sigma_x dy = J_1 - J_2 = (0,161 - 0,072 b \sigma_m) = 0,089 b \sigma_m.$$

Daraus folgt die mittragende Breite für  $x : a = 0,9$  zu

$$B_m = \frac{0,089 b}{0,18} = 0,49 b.$$

Ähnlich ist

für $x = 0,8a$ ,	$B_m = 0,73b$ ,
für $x = 0,7a$ ,	$B_m = 0,76b$ ,
für $x = 0,5a$ ,	$B_m = 0,81b$ ,
für $x = 0,3a$ ,	$B_m = 0,90b$ .

Man sieht, daß am Ende fast dieselbe mittragende Breite besteht wie bei dem Träger mit cosinusförmiger Momentverteilung und dem Seitenverhältnis  $a : b = \pi$ . Der Grund ist leicht einzusehen. An den Enden ist bei fast allen Trägern die Spannungsverteilung ähnlich. Man kann in erster Annäherung annehmen, daß man bei jeder Momentenlinie einen linearen Anstieg an den Enden hat, und diesem linearen Anstieg entspricht dieselbe Verteilung der Spannungen. Aus der Verringerung der mittragenden Breite an den Enden folgt, daß dort die Spannungen stärker ansteigen, als hier errechnet ist. Dadurch ziehen sich die

Schubspannungen mehr nach den Enden, und  $B_m$  in der Mitte wird um einige Prozent höher.

Die Spannungen sind in den Tabellen 15 bis 30 errechnet.

Für den letzten Fall wurden auch Richtung und Größe der Hauptspannungen mit Hilfe der bekannten Formeln

$$\operatorname{tg} 2\varphi = -\frac{2\tau}{\sigma_x - \sigma_y} \quad \text{und} \quad \sigma_0 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau^2}$$

errechnet. Danach wurde der Verlauf auf den Hauptspannungstrajektorien angenähert festgelegt. Die Trajektorien sind in Abb. 12 aufgetragen. Sie zeigen uns auch physikalisch, worauf die verhältnismäßig große mittragende Breite schon an den Enden begründet ist. Die gekrümmten Trajektorien pressen den keilförmigen Teil in der Mitte der Enden stark zusammen, wodurch eine Zugkomponente in Richtung der Trägerachse entsteht

## 6. Der eingespannte und der durchlaufende Träger.

Es kann nicht Aufgabe dieser Arbeit sein, alle möglichen Fälle von Grenzbedingungen durchzurechnen. Es soll aber für einen besonders einfachen Fall ein durchlaufender Träger kurz untersucht werden.

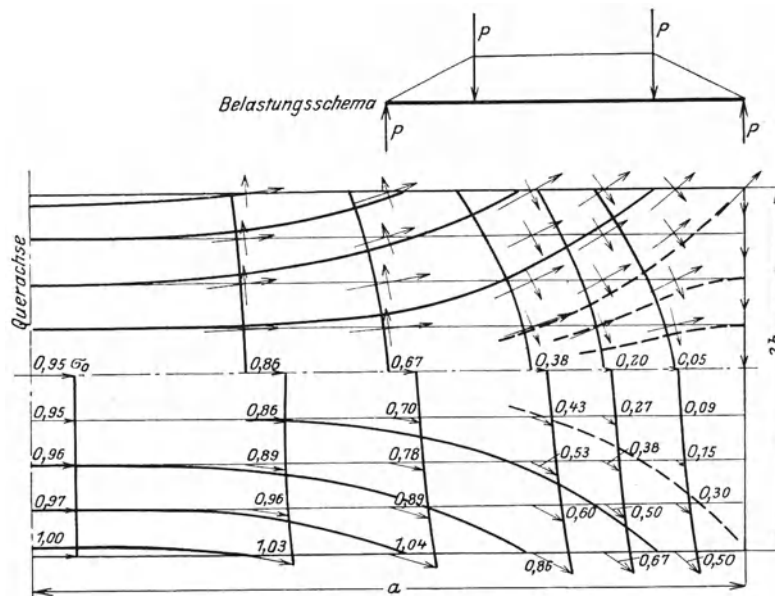


Abb. 12. Spannungstrajektorien.

Wir wählen als Beispiel einen Träger auf unendlich vielen Stützen, der durch Einzellasten in der Mitte beansprucht wird (s. Abb. 13).

Die Gleichung für die Spannungsfunktion heißt

$$F(xy) = -\frac{8\sigma_m}{\pi^2} \sum \frac{1}{m^2} \cos \frac{m\pi}{2a} x \left(\frac{2a}{m\pi}\right)^2 F(y).$$

Die Lösung  $F_2$  tritt wegen der vollkommenen Symmetrie nicht auf. Die mittragende Breite nach diesem Beispiel zeigt für breite Flanschen gute Übereinstimmung mit der eingangs erwähnten Lösung von Kàrmàn.

Diese Gleichung ist dieselbe wie die eines frei aufliegenden Trägers mit der halben Spannweite  $2a$ ; d. h., beim durchlaufenden Träger wird die mittragende Breite beträchtlich verringert, bei sehr breiten Flanschen auf die Hälfte. Diese Tatsache

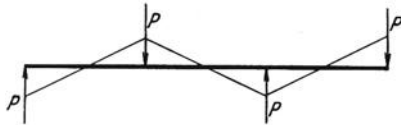


Abb. 13.

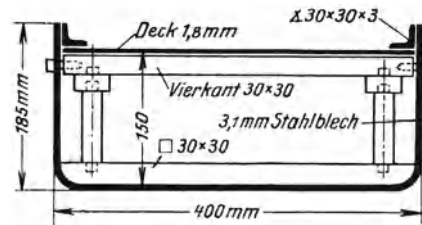


Abb. 14. Versuchskörper.

muß besonders bei durchlaufenden Decksunterzügen berücksichtigt werden, ebenso bei Lukenendbalken, schweren Rahmenspanen und ähnlichen Konstruktionen.

Falls man nicht besondere Gleichungen für die durchlaufenden Träger aufstellen will, kann die mittragende Breite für die positiven Momente angenähert berechnet werden. Sie wird schätzungsweise so groß wie bei einem Träger, dessen Stützweite die Länge der positiven Momentenfläche ist.

Die mittragende Breite über den Stützen ist angenähert so groß wie bei einem Kragträger, dessen Auskragung vom Momenten-Nullpunkt bis zur Stütze reicht. Die Verringerung der mittragenden Breite wird im allgemeinen über den Stützen sehr erheblich werden.

Wir haben bisher nur Fälle betrachtet, in welchen jeder Steg einseitig mit einem Flansch versehen ist. Betrachten wir eine versteifte Wand mit vielen Stegträgern in gleichem Abstand, so wird sich der Spannungszustand in der Längsrichtung nur unwesentlich ändern. Dagegen werden die Spannungen  $\sigma_y$  in der Querrichtung nach dem Steg zu wandern, so daß ein ähnlicher Spannungszustand entsteht wie bei T-Trägern. Bei diesen letzteren ist jedoch äußerste Vorsicht geboten, da die Flanschen selten knickfest sind.

Die mittragende Breite für solche Trägerreihen ist gegenüber den abgeleiteten Formeln doppelt zu rechnen. Im Steg werden die Schubspannungen demnach auch den doppelten Wert erreichen.

Über die Spannungsverteilung im Deck und flachen Boden des Schiffes kann man gleichfalls einige Aussagen machen. Da die Enden einen verhältnismäßig geringen Einfluß haben, wird die Spannungsverteilung nicht viel von der in einem rechteckigen Flansch abweichen. Das große Seitenverhältnis wird im

allgemeinen ein restloses Mittragen des Decks gewährleisten. In sämtlichen Decks wird ein ähnlicher Spannungszustand vorhanden sein. Vorsicht ist dagegen bei solchen Schiffen geboten, bei denen sehr große Lasten im Bereich der halben Mittschiffslänge liegen, da dann eine sehr ungünstige Schubspannungsverteilung eine Verringerung der mittragenden Breite verursacht. Diese Fälle müssen besonders geprüft werden.

Die mittragende Breite der Brückenaufbauten richtet sich nach den Gesetzen, die hier für rechteckige Träger abgeleitet wurden.

### III. Versuche.

Zu der vorliegenden Arbeit wurde der Verfasser durch Versuche angeregt, die er im Festigkeitslaboratorium der Technischen Hochschule Danzig vorgenommen hatte. Den Versuchen war der genau durchgerechnete Fall eines Trägers mit 2 symmetrischen Lasten zugrunde gelegt. Es wurde zu diesem Zweck ein Kastenträger gebaut, dessen Querschnitt aus Abb. 14 zu ersehen ist. Der Boden und die Seiten waren 3,0 mm, das Deck 1,8 mm stark. Die Verbindung der Seitenwände mit dem Deck wurde durch Winkel  $30 \times 30 \times 3$  hergestellt.

An den Auflagen waren Querverstärkungen eingebaut, die den Druck auf die Stege übertragen. Die Enden hatten 10 mm starke Querschotte zur Aufnahme der Druckkräfte.

Die Länge betrug 1600 mm, die Breite 400 mm und die lichte Höhe 150 mm, so daß ein Seitenverhältnis der Gurtung von  $a : b = 4$  erreicht wurde.

Das rechnerische Trägheitsmoment ergab sich zu  $1700 \text{ cm}^4$ . Die Belastung erfolgte an den beiden Enden durch Lasten von 5,1 t, während die Auflager je 40 cm von den Enden entfernt angebracht wurde.

Die neutrale Faser lag theoretisch 7,95 cm über der Unterkante des Bodens, so daß folgende Widerstandsmomente errechnet wurden:

$$\text{a) für den Boden} \quad W_B = \frac{1700}{7,95} = 214 \text{ cm}^3,$$

$$\text{b) für das Deck} \quad W_D = \frac{1700}{7,55} = 225 \text{ cm}^3,$$

$$\text{c) für die Oberkante des Stegs} \quad W_S = \frac{1700}{10,55} = 161 \text{ cm}^3.$$

Dies ergibt für das Deck eine Zugspannung von

$$k_z = \frac{5,1 \cdot 10^3 \cdot 40}{225} = 885 \text{ kg/cm}^2.$$

Im Boden war eine Druckspannung von

$$k_p = \frac{5,1 \cdot 40 \cdot 10^3}{214} = 950 \text{ kg/cm}^2$$

zu erwarten.

Die Druckspannung liegt oberhalb der Knickgrenze einer 3 mm starken Platte. Die Grenze kann jedoch bei Platten, wie ja auch aus den Mitteilungen von Hoffmann vor der INA hervorgeht, unbedenklich überschritten werden,



ohne daß dauernde Formänderungen auftreten. Dagegen müssen wir uns damit abfinden, daß die Durchbiegungen größer und auch die Spannungen im Deck höher werden, als die Rechnung ergibt. Im übrigen wollen wir hier auf die Spannungen im Steg und im Boden nicht weiter eingehen, da das über den Rahmen dieser Arbeit hinausgehen würde.

Bei allen Versuchen sind Fehlerquellen vorhanden, und man muß sich von vornherein über ihre Größenordnung Rechenschaft geben. Bei dem Versuchs-

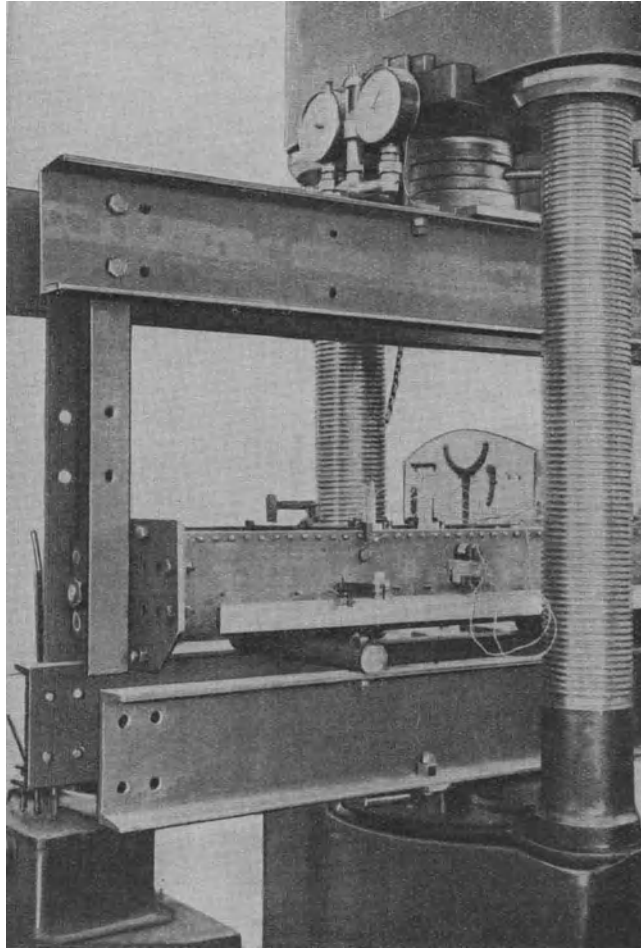


Abb. 15. Versuchsanordnung.

körper liegt zweifellos ein Mangel in der ungleichmäßigen Beschaffenheit des Materials. Das Deck wurde durch die Längsspannungen nach oben durchgebeult und hatte sicher beim Nieten noch kleine Beulen bekommen, die sich ganz besonders unangenehm äußerten. Es war daher nicht zu erwarten, daß die relativ kleinen Querdehnungen gemessen werden konnten. Dagegen wurden die Längsdehnungen durch diesen Fehler nicht entscheidend beeinflusst.

Eine besondere Fehlerquelle lag in der statischen Unbestimmtheit des Systems, dessen Aufbau aus Abb. 15 ersichtlich ist. Die Festigkeitsmaschine war für

den Versuch reichlich grob, so daß sie nicht gleichmäßig drückte. Es zeigte sich daher auch, daß der Träger nicht vollkommen symmetrisch belastet war. Doch wurde dadurch das Spannungsbild nicht wesentlich verändert.

### Meßapparate.

Zur Messung der Durchbiegungen wurden einfache Hebelapparate konstruiert, wie sie in Abb. 16 a und 16 b dargestellt sind. Sie hatten 30fache bzw. 20fache Übersetzung.

Zur Messung der Dehnungen wurde der Okhuizensche Dehnungsmesser verwendet. Er eignete sich besonders dafür, weil er äußerst einfach zu handhaben

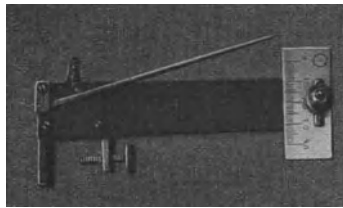


Abb. 16 a.



Abb. 16 b.

ist und auch eine verhältnismäßig rauhe Behandlung verträgt. Er beruht auf dem Prinzip des Doppelhebels. Hebel und Zeiger haben je 30- bis 35fache

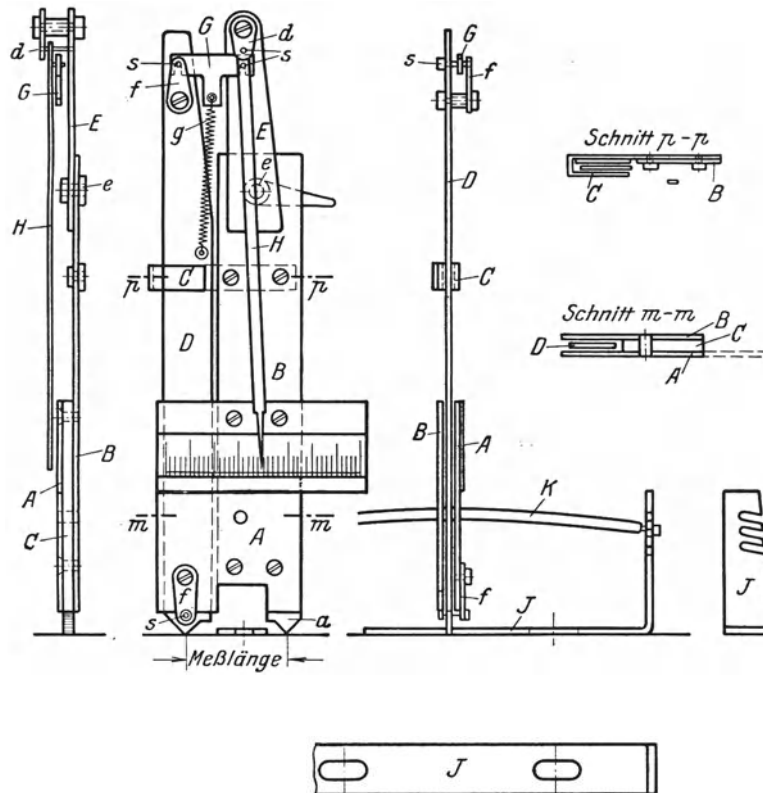


Abb. 17. Okhuizenscher Dehnungsmesser.

Übersetzung, so daß 1000fache Übersetzung insgesamt gewährleistet ist. (Siehe Abb. 17.)

Die genaue Übersetzung jedes Apparates ist aus den Tabellen zu ersehen.

Zur Feststellung der Dehnungen wurde der Körper je zweimal belastet und entlastet, so daß 5 Ablesungen vorgenommen werden konnten, deren Differenzen 4 Messungen ergaben (vgl. die Tabelle 32).

#### Ermittlung der Spannungen.

Wie aus den früheren Ableitungen hervorgeht, genügt es beim ebenen Spannungszustand nicht, einfach die Dehnungen in einer Richtung zu messen, da

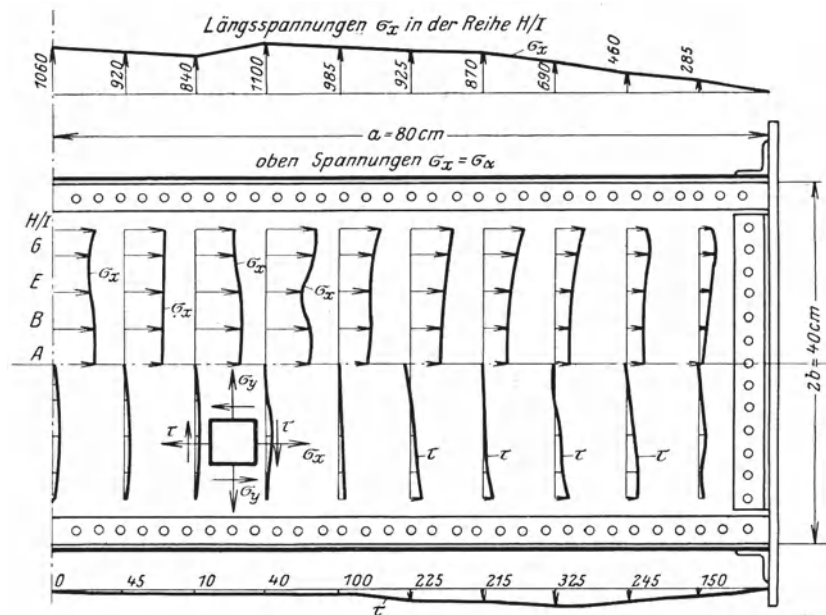


Abb. 18. Normal- und Schubspannungen gemessen.

dann der zwangsläufige Zusammenhang zwischen  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$  und  $\tau$  nicht berücksichtigt ist.

Wir wissen aber, daß ein Kreis sich beim gleichmäßigen Spannungszustand zu einer Ellipse deformiert. Wenn keine Querspannung vorhanden ist, so wird diese Dehnungsellipse durch die Querkontraktion abgeplattet.

Ich will mich hier nicht damit aufhalten, den Zusammenhang zwischen Dehnungen und Spannungen festzustellen, sondern verweise darüber auf die Lehrbücher der Festigkeitslehre und die Dissertation von Wyss (s. Literaturverzeichnis) und die kurze Ableitung im Anhang. Ich möchte hier nur erwähnen, daß die Summe von je zwei aufeinander senkrecht stehenden Dehnungen beim gleichmäßigen Spannungszustand einen konstanten Wert ergibt. Bei der geringen Meßlänge von 2 cm, die unsere Dehnungsmesser haben, ist im Meßbereich ein angenähert gleichförmiger Spannungszustand vorhanden, so daß wir diese Tatsache zur Korrektur der Meßfehler verwenden können.



Auch die Hauptspannungstrajektorien, die punktweise errechnet sind, zeigen denselben Charakter, wie er nach der Theorie zu erwarten ist. Nur die Querspannungen  $\sigma_y$  decken sich nicht wegen der schon früher erwähnten Durchbeulung in der Querrichtung.

### Durchbiegungen.

Zum Schluß seien noch kurz die ermittelten Durchbiegungen mit den theoretischen verglichen. Die Meßplatte war an zwei Punkten je 2 cm von den Auflagen in halber Höhe des Körpers befestigt, so daß der Abstand der Fixpunkte 76 cm betrug. Diese Anordnung ergab Durchbiegungen an den Meßpunkten nach Tabelle 31.

Die Tabelle zeigt, daß die Durchbiegungen im Mittelteil die errechneten um 30 bis 50% übersteigen. Das ist darauf zurückzuführen, daß in diesem Gebiet die Knickgrenze auf der Druckseite schon sehr stark überschritten ist. An den Enden zeigt dagegen der Boden eine erhebliche Widerstandsfähigkeit, obwohl sicher Spannungen über der Knickgrenze erreicht werden. Die größte Durchbiegung durch Schubkräfte macht ca 25% der errechneten größten Durchbiegung durch Momente aus.

Auch bei Schiffen wird durch den Schub eine Durchbiegung in der Größenordnung von 15% erzielt, so daß die Vergrößerung der Durchbiegung zum Teil durch die Schubkräfte, zum Teil durch den Spannungsabfall nach der vorliegenden Theorie und zum Teil durch Ausknicken der versteiften Wandung erklärt werden kann.

## IV. Anhang.

### Ableitungen von Formeln.

#### 1. Differentialgleichung der Spannungsfunktion.

Der Spannungszustand muß folgenden Gleichungen genügen, um die Gleichgewichts- und Verträglichkeitsbedingungen zu erfüllen. Das Gleichgewicht wird ausgedrückt durch die Gleichungen:

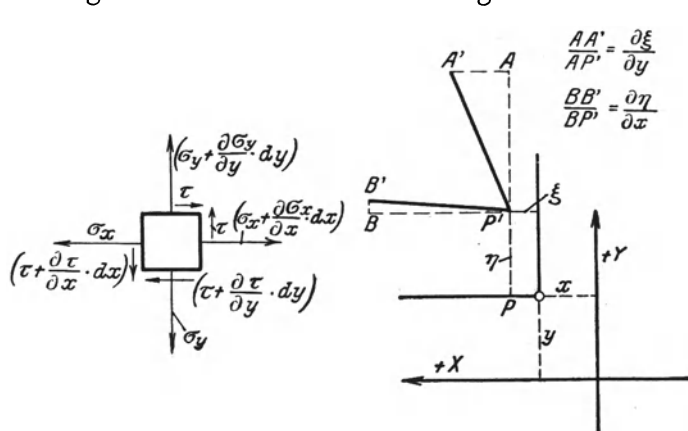


Abb. 21.

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau}{\partial y} = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau}{\partial x} = 0. \quad (2)$$

Die Verträglichkeit der Formänderungen wird erhalten durch die Gleichung

$$E \varepsilon_x = \sigma_x - \frac{\sigma_y}{m} = E \frac{\partial \xi}{\partial x}, \quad (3)$$

$$E \varepsilon_y = \sigma_y - \frac{\sigma_x}{m} = E \frac{\partial \eta}{\partial y}, \quad (4)$$

$$\gamma = \frac{\partial \xi}{\partial y} + \frac{\partial \eta}{\partial x} = \frac{\tau}{G}. \quad (5)$$

Aus (5) folgt durch zweimalige partielle Differentiation

$$\frac{1}{G} \cdot \frac{\partial^2 \tau}{\partial x \partial y} = \frac{\partial^3 \xi}{\partial x \partial y^2} + \frac{\partial^3 \eta}{\partial x^2 \partial y}; \quad (5)$$

ebenso aus (3) und (4)

$$E \frac{\partial^3 \xi}{\partial x \partial y} = \frac{\partial^2 \sigma_x}{\partial y^2} - \frac{1}{m} \frac{\partial^2 \sigma_y}{\partial y^2}$$

und

$$E \frac{\partial^3 \eta}{\partial x^2 \partial y} = \frac{\partial^2 \sigma_y}{\partial x^2} - \frac{1}{m} \frac{\partial^2 \sigma_x}{\partial y^2}.$$

Durch Substitution in (5) kommt

$$\frac{E}{G} \frac{\partial^2 \tau}{\partial x \partial y} = \frac{\partial^2 \sigma_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \sigma_x}{\partial x^2} - \frac{1}{m} \left( \frac{\partial^2 \sigma_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \sigma_y}{\partial y^2} \right), \quad (6)$$

$$\frac{E}{G} \frac{\partial^2 \tau}{\partial x \partial y} = \frac{2}{m} (m+1) \frac{\partial^2 \tau}{\partial x \partial y}.$$

Setzen wir nun nach Airy

$$\sigma_x = \frac{\partial^2 F}{\partial y^2}; \quad (7) \quad \sigma_y = \frac{\partial^2 F}{\partial x^2} \quad (8) \quad \text{und} \quad \tau = \frac{-\partial^4 F}{\partial x^2 \partial y^2}, \quad (9)$$

dann wird

$$\frac{\partial^4 F}{\partial y^4} + \frac{\partial^4 F}{\partial x^4} - \frac{1}{m} \cdot 2 \frac{\partial^4 F}{\partial x^2 \partial y^2} = -\frac{2}{m} \frac{(m+1) \partial^4 F}{\partial x^2 \partial y^2} \quad (10)$$

oder

$$\frac{\partial^4 F}{\partial y^4} + \frac{\partial^4 F}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 F}{\partial x^2 \partial y^2} = 0. \quad (11)$$

## 2. Einfluß des Gurtes und der mittragenden Breite auf die Spannungen.

Es seien nach Abb. 22

$F_1$  die Fläche des Steges,

$F_2$  die mittragende Fläche des Gurtes, wobei

$F_2 = \frac{d}{\sigma_r} \int_0^b \sigma_x dy$  bedeuten soll, wenn

$d$  die Dicke der Gurtplatte ist.

Ferner sei  $l_1$  der Schwerpunktsabstand des Stegträgers allein,

$l$  der Schwerpunktsabstand des Gesamtträgers vom Gurt,

$J_1$  das Trägheitsmoment des Stegträgers,

$J$  das Trägheitsmoment des Gesamtträgers,

dann ist unter Voraussetzung der linearen Spannungsverteilung im Träger

$$J = F_1 (l_1 - l)^2 + J_1 + F_2 l^2. \quad (1)$$

$$\frac{l_1 - l}{l_1} = \frac{F_2}{F_2 + F_1} \quad \text{oder} \quad l = \frac{l_1 F_1}{F_1 + F_2}. \quad (2)$$

$$J = \frac{F_1 F_2^2 l_1^2}{(F_1 + F_2)^2} + J_1 + F_2 \frac{l_1^2 F_1^2}{F_1 + F_2}; \quad (3)$$

$$J = \frac{F_1 + F_2}{(F_2 + F_1)^2} \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot l_1^2 + J_1,$$

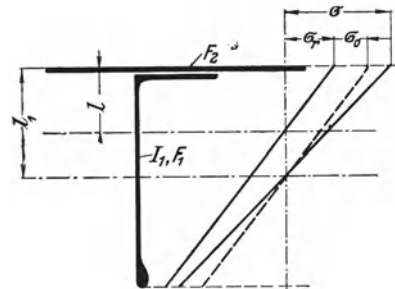


Abb. 22.

also

$$J = \frac{F_1 F_2 l_1^2}{F_2 + F_1} + J_1,$$

und

$$W_0 = \frac{J_1}{l} + \frac{l_1^2}{l} \frac{F_1 F_2}{F_1 + F_2}, \quad (4)$$

$$W_0 = \frac{J_1}{l_1} \frac{F_2 + F_1}{F_1} + \frac{l_1^2 F_1 F_2 (F_1 + F_2)}{l_1 F_1 (F_1 + F_2)},$$

$$W_0 = \frac{J_1}{l_1} \left(1 + \frac{F_2}{F_1}\right) + l_1 F_2.$$

Daraus folgt das Moment, das durch den Gesamtträger aufgenommen wird, zu

$$M = W_0 \cdot \sigma_r. \quad (5)$$

$$M = \sigma_r \left( \frac{J_1}{l_1} + \frac{J_1}{l_1} \cdot \frac{F_2}{F_1} + F_2 l_1 \right) \quad (6)$$

oder

$$M = \frac{J_1}{l_1} \sigma_r \left( 1 + \frac{F_2}{F_1} + \frac{F_2 l_1^2}{J_1} \right)$$

also

$$\sigma_r = \frac{M_1 l_1}{J_1} \frac{1}{1 + \frac{F_2}{F_1} + \frac{F_2 l_1^2}{J_1}}. \quad (7)$$

Ist hierin  $F_2 = 0$ , so ist  $\sigma_r = \frac{M}{J_1} = \frac{M}{W_1}$  die gewöhnliche Formel für die Kantenspannung. Wir rechnen nun  $F_2 = d \int \frac{\sigma_x d_y}{\sigma_r}$  unter der Annahme aus, die Spannung verteile sich wie das Biegemoment über den Träger. Dann setzen wir die jeweilige mittragende Breite in Gleichung (7) ein und erhalten die Spannungsverteilung sehr genau. Die Rechnung zeigt, daß eine Wiederholung nicht notwendig ist, da sich bei einer kleinen Spannungsänderung die mittragende Breite kaum ändert.

#### Ableitung der Formeln für die Errechnung der Spannungen aus den gewonnenen Dehnungen.

Es sei  $\lambda_0$  die Dehnung in der Hauptachse. Dann ist die Dehnung in der Richtung  $\alpha$  nach der Ellipsenkonstruktion (Abb. 23)

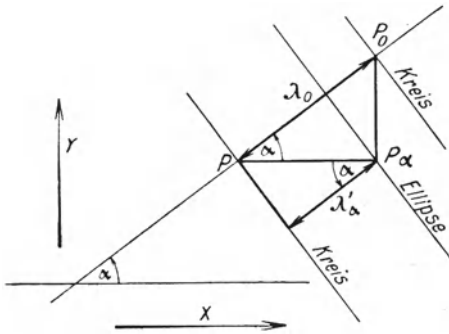


Abb. 23.

$$\lambda'_\alpha = (P P_\alpha) \cos \alpha = (P P_0 \cos \alpha) \cos \alpha.$$

$$\lambda'_\alpha = \lambda_0 \cos^2 \alpha$$

bei einer Dehnung der Hauptachse in  $y$ -Richtung um  $\frac{\lambda_\pi}{2}$  ist

$$\lambda''_\alpha = \lambda_\pi \cdot \cos^2 \left( \frac{\pi}{2} - \alpha \right) = \lambda_\pi \cdot \sin^2 \alpha.$$

Also ist

$$\lambda_\alpha = \lambda'_\alpha + \lambda''_\alpha = \lambda_0 \cos^2 \alpha + \lambda_\pi \cdot \sin^2 \alpha. \quad (1)$$

Ähnlich findet man

$$\lambda_{\alpha + \frac{\pi}{2}} = \lambda_0 \sin^2 \alpha + \lambda_{\frac{\pi}{2}} \cos^2 \alpha.$$

Durch Summierung kommt

$$\lambda_{\alpha} + \lambda_{\alpha + \frac{\pi}{2}} = \lambda_0 + \lambda_{\frac{\pi}{2}} = \text{const.} \quad (3)$$

Das heißt, die Summe zweier Dehnungen, deren Richtungen aufeinander senkrecht stehen, ist konstant, wenn der Spannungszustand gleichförmig ist. Durch Subtraktion kommt

$$\lambda_{\alpha} - \lambda_{\alpha + \frac{\pi}{2}} = (\lambda_0 - \lambda_{\frac{\pi}{2}}) \cos 2\alpha. \quad (4)$$

Aus Gleichung (4) folgt

$$\lambda_{\alpha + \frac{\pi}{4}} - \lambda_{\alpha + \frac{3\pi}{4}} = (\lambda_0 - \lambda_{\frac{\pi}{2}}) \cos 2\left(\alpha + \frac{\pi}{4}\right) = -(\lambda_0 - \lambda_{\frac{\pi}{2}}) \sin 2\alpha. \quad (5)$$

Also

$$\text{tg } 2\alpha = -\frac{\lambda_{\alpha + \frac{\pi}{4}} - \lambda_{\alpha + \frac{3\pi}{4}}}{\lambda_{\alpha} - \lambda_{\alpha + \frac{\pi}{2}}}. \quad (6)$$

Setzen wir

$$\begin{aligned} \lambda_{\alpha} + \lambda_{\alpha + \frac{\pi}{2}} &= \Sigma(\alpha), \\ \lambda_{\alpha} - \lambda_{\alpha + \frac{\pi}{2}} &= D(\alpha), \\ \lambda_{\alpha + \frac{\pi}{4}} - \lambda_{\alpha + \frac{3\pi}{4}} &= D\left(\alpha + \frac{\pi}{4}\right), \end{aligned}$$

dann ist

$$\text{tg}(2\alpha) = -\frac{D\left(\alpha + \frac{\pi}{4}\right)}{D(\alpha)} \quad (6)$$

und

$$\alpha = -\frac{1}{2} \text{arc tg } \frac{D\left(\alpha + \frac{\pi}{4}\right)}{D(\alpha)}. \quad (6b)$$

Die Hauptdehnungen können wir aus Gleichung (3) und (4) finden, die mit den neu eingeführten Bezeichnungen lauten:

$$\begin{aligned} \lambda_0 + \lambda_{\frac{\pi}{2}} &= \Sigma(\alpha) \\ \lambda_0 - \lambda_{\frac{\pi}{2}} &= \frac{D(\alpha)}{\cos 2\alpha}. \end{aligned}$$

Es ist aber

$$\frac{1}{\cos 2\alpha} = \sqrt{1 + \text{tg}^2 2\alpha} = \frac{1}{D(\alpha)} \sqrt{D^2(\alpha) + D^2\left(\alpha + \frac{\pi}{4}\right)}, \quad (7)$$

$$\lambda_0 = \frac{1}{2} \left( \Sigma(\alpha) + \sqrt{D^2(\alpha) + D^2\left(\alpha + \frac{\pi}{4}\right)} \right), \quad (8)$$

$$\lambda_{\frac{\pi}{2}} = \frac{1}{2} \left( \Sigma(\alpha) - \sqrt{D^2(\alpha) + D^2\left(\alpha + \frac{\pi}{4}\right)} \right). \quad (9)$$



**Bestimmung der Spannungen.**

Es ist bekanntlich die bezogene Dehnung

$$\varepsilon_0 = \frac{1}{E} \left( \sigma_0 - \frac{\sigma_\pi}{2} \right), \quad (10)$$

$$\varepsilon_{\frac{\pi}{2}} = \frac{1}{E} \left( \frac{\sigma_\pi}{2} - \frac{\sigma_0}{m} \right). \quad (11)$$

Also

$$\frac{\sigma_0}{E} \left( 1 - \frac{1}{m^2} \right) = \varepsilon_0 + \frac{1}{m} \varepsilon_{\frac{\pi}{2}},$$

$$\sigma_0 = \frac{E m^2}{m^2 - 1} \cdot \frac{1}{2} \left[ \frac{(1+m) \sum(\alpha)}{m} + \frac{(1-m)}{m} \sqrt{D^2(\alpha) + D^2\left(\alpha + \frac{\pi}{4}\right)} \right], \quad (12)$$

$$\sigma_0 = \frac{E m}{2} \left[ \frac{\sum(\alpha)}{m-1} + \frac{1}{m+1} \sqrt{D^2(\alpha) + D^2\left(\alpha + \frac{\pi}{4}\right)} \right].$$

Ebenso

$$\sigma_{\frac{\pi}{2}} = \frac{m E}{2} \cdot \left[ \frac{\sum(\alpha)}{m-1} - \frac{1}{m+1} \sqrt{D^2(\alpha) + D^2\left(\alpha + \frac{\pi}{4}\right)} \right], \quad (13)$$

Es folgt aber aus den Gleichgewichtsbedingungen

$$\sigma_\alpha = \sigma_0 \cos^2 \alpha + \sigma_{\frac{\pi}{2}} \sin^2 \alpha \quad (14)$$

oder aus

$$\cos^2 \alpha = \frac{1}{2} (1 + \cos 2\alpha), \quad \sin^2 \alpha = \frac{1}{2} (1 - \cos 2\alpha),$$

$$\sigma_\alpha = \frac{1}{2} (\sigma_0 + \sigma_{\frac{\pi}{2}}) + \frac{1}{2} (\sigma_0 - \sigma_{\frac{\pi}{2}}) \cos 2\alpha,$$

und

$$\tau_\alpha = -\frac{1}{2} (\sigma_0 - \sigma_{\frac{\pi}{2}}) \sin 2\alpha, \quad (15)$$

wobei die Schubspannung positiv ist, wenn sie im Uhrzeigersinn dreht. In der Richtung der Hauptachse ist  $\tau = 0$ .

Dann ist

$$\sigma_\alpha = \frac{m E}{2} \left[ \frac{\sum(\alpha)}{m-1} + \frac{\sqrt{D^2(\alpha) + D^2\left(\alpha + \frac{\pi}{4}\right)}}{m+1} \cos 2\alpha \right], \quad (16)$$

$$\tau_\alpha = -\frac{m E}{2} \cdot \frac{\sqrt{D^2(\alpha) + D^2\left(\alpha + \frac{\pi}{4}\right)}}{m+1} \cdot \sin 2\alpha. \quad (17)$$

Es ist aber

$$\cos 2\alpha = \frac{D(\alpha)}{\sqrt{D^2(\alpha) + D^2\left(\alpha + \frac{\pi}{4}\right)}},$$

$$\sin 2\alpha = \frac{-D\left(\alpha + \frac{\pi}{4}\right)}{\sqrt{D^2(\alpha) + D^2\left(\alpha + \frac{\pi}{2}\right)}}.$$

Also

$$\sigma_{\alpha} = \frac{mE}{2} \left( \frac{\sum(\alpha)}{m-1} + \frac{D(\alpha)}{m+1} \right), \quad (18)$$

$$\sigma_{\alpha+\frac{\pi}{2}} = \frac{mE}{2} \left[ \frac{\sum(\alpha)}{m-1} - \frac{D(\alpha)}{m+1} \right], \quad (19)$$

$$\tau_{\alpha} = \frac{mE}{2} \cdot \frac{D\left(\alpha + \frac{\pi}{4}\right)}{m+1}, \quad (20)$$

$$\tau_{\alpha+\frac{\pi}{2}} = -\frac{mE}{2} \frac{D\left(\alpha + \frac{\pi}{4}\right)}{m+1}. \quad (21)$$

Die maximale Schubspannung folgt aus Gleichung (17) für

$$\sin 2\alpha = \pm 1;$$

$$\tau_{\max} = \pm \frac{mE}{2} \frac{\sqrt{D^2(\alpha) + D^2\left(\alpha + \frac{\pi}{4}\right)}}{m+1}. \quad (22)$$

Das Vorzeichen der Wurzel ist gleich dem Vorzeichen von  $D(\alpha)$ , da  $\alpha$  zwischen  $\pm 45^\circ$  liegt, ist  $\cos 2\alpha$  positiv.

$$\frac{D(\alpha)}{\cos 2\alpha} = \sqrt{D^2(\alpha) + D^2\left(\alpha + \frac{\pi}{4}\right)}.$$

Ferner ist

$$\tau_{\alpha} = \frac{mE}{2(m+1)} D\left(\alpha + \frac{\pi}{4}\right) = G D\left(\alpha + \frac{\pi}{4}\right) = G \gamma_{\alpha}, \quad (23)$$

$$\gamma_{\alpha} = D\left(\alpha + \frac{\pi}{4}\right) = \varepsilon_{\alpha + \frac{\pi}{4}} - \varepsilon_{\alpha + \frac{3\pi}{4}}.$$

Nun ist bei unseren Meßapparaten die Dehnung  $\lambda$  auf 2 cm Meßlänge bezogen. Unsere Formeln gelten aber für ein  $\varepsilon$  bei 1 cm Meßlänge. Daher müssen die Spannungen auf der rechten Seite durch 2 dividiert werden, wenn wir  $\varepsilon$  durch  $\alpha$  ersetzen.

Für  $m = 10/3$  folgt

$$\left( \frac{mE}{2(m+1)} \right) = \frac{10}{26} \cdot 2150 = 83,0 = A, \quad (24)$$

$$\left( \frac{mE}{2(m-1)} \right) = \frac{10}{14} \cdot 2150 = 153,6 = B. \quad (25)$$

Also

$$\sigma_0 = 76,8 \sum(\alpha) + 41,5 \sqrt{\quad}, \quad (26)$$

$$\sigma_{\frac{\pi}{2}} = 76,8 \sum(\alpha) - 41,5 \sqrt{\quad}, \quad (27)$$

$$\sigma_{\alpha} = 76,8 \sum(\alpha) + 41,5 D(\alpha), \quad (28)$$

$$\sigma_{\left(\alpha + \frac{\pi}{2}\right)} = 76,8 \sum(\alpha) - 41,5 D(\alpha), \quad (29)$$

$$\tau_{\alpha} = \frac{83}{2} D(\alpha) = \tau_{\alpha + \frac{\pi}{4}}, \quad (30)$$

$$\tau_{\max} = \pm \frac{83,0}{2} \sqrt{D^2(\alpha) + D^2\left(\alpha + \frac{\pi}{4}\right)} = 41,5 \sqrt{\quad}, \quad (31)$$

wobei

$$\begin{aligned} \sqrt{-} &= \sqrt{D^2(a) + D^2\left(\alpha + \frac{\pi}{4}\right)}, \\ D(\alpha) &= \lambda_\alpha - \lambda\left(\alpha + \frac{\pi}{2}\right), \\ D\left(\alpha + \frac{\pi}{4}\right) &= \lambda\left(\alpha + \frac{\pi}{4}\right) - \lambda\left(\alpha + \frac{3\pi}{4}\right), \\ \Sigma(\alpha) &= \lambda_\alpha + \lambda\left(\alpha + \frac{\pi}{2}\right). \end{aligned}$$

### 3. Ableitung von Fourierschen Reihen.

Es sei  $f(x)$  eine Funktion, die durch eine Fouriersche Reihe ersetzt werden soll. Die Koeffizienten dieser Fourierschen Reihe von der Form

$$F(x) = A_0 + \sum A_n \cdot \cos kx + \sum B_n \sin kx$$

werden errechnet mit den bestimmten Integralen

$$\begin{aligned} A_0 &= \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} f(x) dx, \\ A_n &= \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(x) \cos kx dx, \\ B_n &= \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(x) \sin kx dx, \end{aligned}$$

wobei  $f(x)$  die darzustellende Funktion und  $4a$  die Periode (sonst  $2\pi$ ) bedeutet.

Es sei nun

$$\begin{aligned} \varphi(x) &= f(x) + f(2\pi - x) = f(x) + f(-x), \\ \psi(x) &= f(x) - f(-x), \\ \varphi_1(x) &= \varphi(x) + \varphi(\pi - x), \\ \varphi_2(x) &= \varphi(x) - \varphi(\pi - x), \\ \psi_1(x) &= \psi(x) + \psi(\pi - x), \\ \psi_2(x) &= \psi(x) - \psi(\pi - x). \end{aligned}$$

Setzen wir nun im Sonderfall

A.

$$f(x) = f(\pi - x) \quad \text{und} \quad f(x) = -f(2\pi - x),$$

so wird

$$\begin{aligned} \varphi(x) &= 0; & \psi(x) &= 2f(x); & \varphi_1(x) &= 0, \\ \varphi_2(x) &= 0; & \psi_1(x) &= 4f(x); & \psi_2(x) &= 0. \end{aligned}$$

Also:

$$A_0 = A_n = 0;$$

ferner für gerades  $k$ :

$$B_n = 0,$$

für ungerades  $k$ :

$$B_n = \frac{1}{\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} 4f(x) \cdot \sin kx dx.$$

B. Wenn

$$f(x) = f(2\pi - x) = f(-x),$$

und

$$f(x) = -f(\pi - x),$$

so wird

$$\begin{aligned} \varphi(x) &= 2f(x), & \psi(x) &= 0, \\ \varphi_1(x) &= 0, & \psi_1(x) &= 0, \\ \varphi_2(x) &= 4f(x), & \psi_2(x) &= 0; \end{aligned}$$

also für gerades  $k$ :

$$A_0 = A_n = B_n = 0.$$

Für ungerades  $k$  ist dann

$$A_0 = B_n = 0;$$

$$A_n = \frac{4}{\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} f(x) \cos kx \, dx.$$

**4. Ableitung der Fourierschen Reihen für verschiedene Belastungsfälle und Ableitung von Formeln für die Theorie der Scheiben.**

a) Es soll eine Fouriersche Reihe dargestellt werden für eine Funktion, die aus Geraden besteht, so daß die Geraden um  $x = 0, y = h$ , zum Punkt  $x = 2b, y = -h$  laufen und von diesem Punkt zum Punkt  $x = 4b, y = +h$ . Auf der negativen Seite der  $x$ -Achse soll sich die Funktion spiegelbildlich wiederholen. (Abb. 24.) Wir haben also die Voraussetzung, daß

1.  $f(x) = f(2\pi - x)$ ,
2.  $f(x) = -f(\pi - x)$ .

Daraus folgt

$$f(x) = h - \left(\frac{h}{a}\right)x.$$

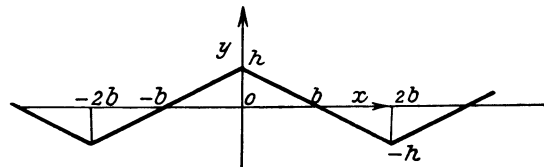


Abb. 24.

Die Periode ist  $4a$ ,

also

$$\cos kx = \cos \frac{m\pi}{2a} \cdot x.$$

Also ist  $A_0 = B_n = 0$  und  $m = 1, 3, 5$

$$A_n = \frac{4}{2a} \int_0^a \left(h - \frac{h}{a}x\right) \cos \frac{m\pi}{2a}x \, dx = \frac{2}{a} \cdot h \left[ \frac{\sin \frac{m\pi}{2a}x}{\frac{m\pi}{2a}} \right]_0^a - \frac{2h}{a^2} \left[ \frac{x \sin \frac{m\pi}{2a}x}{\frac{m\pi}{2a}} \right]_0^a$$

$$+ \frac{2h}{a^2} \left[ \frac{\cos \frac{m\pi}{2a}x}{\left(\frac{m\pi}{2a}\right)^2} \right]_0^a = \frac{2h}{a} \cdot \frac{2a}{m\pi} - \frac{2h}{a} \cdot \frac{2a}{m\pi} - \frac{2h}{a^2} \cdot \frac{4a^2}{m^2\pi^2} (-1),$$

$$A_n = \frac{8h}{\pi^2} \cdot \frac{1}{m^2}.$$

Die Reihe heißt

$$f(x) = \frac{8h}{\pi^2} \sum \frac{1}{m^2} \cdot \cos \frac{m\pi}{2a} \cdot x.$$

Sie ist differentiierbar, daher wird

$$f'(x) = \frac{8h}{\pi^2} \cdot \sum \left( \frac{m\pi}{2a} \right) \cdot \frac{1}{m^2} \sin \frac{m\pi}{2a} x.$$

b) Es soll eine Funktion dargestellt werden, deren Geraden ebenso verlaufen, wie in der vorigen Aufgabe angegeben ist, bei der aber die Spitzen des Dreiecks durch Parallele zur  $x$ -Achse abgeschnitten sind. (Abb. 25.) Es gilt wiederum die Voraussetzung

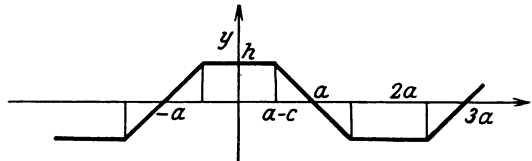


Abb. 25.

$$f(x) = f(2\pi - x) \quad \text{und} \quad f(x) = -f(\pi - x);$$

denn

$$A_0 = B_n = 0$$

und für ungerades  $n$

$$\begin{aligned} A_n &= \frac{4}{2a} \int_0^a f(x) \cdot \cos \frac{m\pi}{2a} x dx \\ &= \frac{2}{a} \int_0^{a-c} f_1(x) \cos \frac{m\pi}{2a} x dx + \frac{2}{a} \int_{a-c}^a f_2(x) \cos \frac{m\pi}{2a} x dx, \\ f_1(x) &= h; \quad f_2(x) = \frac{ah}{c} - \frac{h}{c} x = \frac{h}{c} (a - x). \end{aligned}$$

Also

$$\begin{aligned} A_n &= \left( \frac{2}{a} \right) h \cdot \left[ \frac{\sin \frac{m\pi}{2a} x}{\frac{m\pi}{2a}} \right]_0^{a-c} + \left( \frac{2}{a} \right) \frac{h}{c} \cdot a \left[ \frac{\sin \frac{m\pi}{2a} x}{\frac{m\pi}{2a}} \right]_{a-c}^a - \left( \frac{2}{a} \right) \frac{h}{c} \cdot \left[ x \frac{\sin \frac{m\pi}{2a} x}{\frac{m\pi}{2a}} \right]_{a-c}^a \\ &\quad + \left( \frac{2}{a} \right) \frac{h}{c} \left[ \frac{-\cos \frac{m\pi}{2a} x}{\left( \frac{m\pi}{2a} \right)^2} \right]_{a-c}^a. \\ A_n &= \frac{2h}{a} \cdot \frac{2a}{m\pi} \sin \left( \frac{m\pi}{2a} (a-c) \right) + \frac{2h}{c} \cdot \frac{2a}{m\pi} \cdot \left( \sin \frac{m\pi}{2} - \sin \frac{m\pi}{2a} (a-c) \right) \\ &\quad - \frac{2}{a} \cdot \frac{h}{c} \frac{2a}{m\pi} \left[ a \sin \frac{m\pi}{2} - (a-c) \sin \frac{m\pi}{2a} (a-c) \right] \\ &\quad - \frac{2h}{ac} \cdot \frac{4a^2}{m^2 \pi^2} \left[ \cos \frac{m\pi}{2} - \cos \frac{m\pi}{2a} (a-c) \right] \quad m = 1, 3, 5. \end{aligned}$$

Es ist

$$\cos \frac{m\pi}{2a} (a-c) = \sin \frac{m\pi}{2} \cdot \sin \frac{m\pi}{2a} c$$

und

$$\sin \frac{m\pi}{2a} (a-c) = \sin \frac{m\pi}{2} \cos \frac{m\pi}{2a} c,$$

$$\cos \frac{m\pi}{2} = 0 \quad \text{und} \quad \sin \frac{m\pi}{2} = +1; \quad -1; \quad +1.$$

Also

$$A_n = \frac{4h}{m\pi} \cdot \cos \frac{m\pi}{2a} \cdot c + \frac{4h}{m\pi} \cdot \frac{a}{c} - \frac{4h}{m\pi} \cdot \frac{a}{c} \cos \frac{m\pi}{2a} \cdot c \\ - \frac{4h}{m\pi} \cdot \frac{a}{c} + \frac{4h}{m\pi} \left( \frac{a}{c} - 1 \right) \cos \frac{m\pi}{2a} \cdot c + \frac{8h}{m^2 \pi^2} \cdot \frac{a}{c} \sin \frac{m\pi}{2} \cdot \sin \frac{m\pi}{2a}.$$

Also

$$f(x) = \frac{8h}{\pi^2} \cdot \frac{a}{c} \sum - \frac{(-1)^{\frac{(m+1)}{2}} \sin \frac{m\pi}{2a} \cdot c}{m^2} \cos \frac{m\pi}{2a} x.$$

Auch diese Reihe ist differentierbar.

c) Eine Funktion in Fourierschen Reihen so darzustellen, daß von  $-a$  bis  $+a$  ein nach unten offener, von  $a$  bis  $2a$  ein nach oben offener Parabelbogen entsteht, usw. (Abb. 26.)

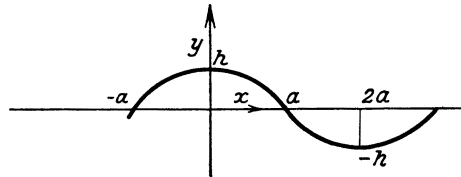


Abb. 26.

Es ist wiederum:

$$f(x) = f(-x), \quad \text{und} \quad f(x) = -f(\pi - x)$$

und

$$f(x) = h - \frac{h}{a^2} \cdot x^2$$

die darzustellende Funktion im Bereich  $-b$  bis  $+b$ , also

$$A_0 = B_n = 0,$$

$$A_n = \frac{4}{2a} \int_0^a f(x) \cos \frac{m\pi}{2a} \cdot x dx = \frac{2}{a} \cdot h \cdot \frac{2a}{m \cdot \pi} \left[ \sin \frac{m\pi}{2a} \cdot x \right]_0^a - \frac{2}{a} \cdot \frac{h}{a^2} \cdot \frac{2a}{m \cdot \pi} \cdot x^2 \left[ \sin \frac{m\pi}{2a} \cdot x \right]_0^a \\ + \frac{2}{a} \cdot \frac{h}{a^2} \cdot \frac{2a}{m \cdot \pi} \int_0^a \sin \frac{m\pi}{2a} x \cdot 2x dx = \frac{4h}{m\pi} - \frac{4h}{m\pi} - \frac{4h}{a^2} \cdot \frac{1}{m \cdot \pi} \left[ \frac{2x \cos \frac{m\pi}{2a} x}{\frac{m\pi}{2a}} \right]_0^a \\ + \frac{4h}{a^2} \cdot \frac{1}{m \cdot \pi} \cdot 2 \left[ \frac{\sin \frac{m\pi}{2a} x}{\left( \frac{m\pi}{2a} \right)^2} \right]_0^a,$$

$$A_n = \frac{4}{a^2} \cdot \frac{2h}{m \cdot \pi} \cdot \frac{4a^2}{m^2 \pi^2} = \frac{32h}{\pi^3 m^3} \cdot \sin \left( \frac{m\pi}{2} \right);$$

Also

$$f(x) = \frac{32h}{\pi^3} \pm \sum \frac{1}{m^3} \cdot \cos \frac{m\pi}{2a} \cdot x.$$

Die Differentiation ergibt

$$f'(x) = \frac{32h}{\pi^3} \cdot \sum \pm \frac{m\pi}{2a} \cdot \frac{1}{m^3} \cdot \sin \frac{m\pi}{2} x.$$

d) Bestimmung des Fourier-Koeffizienten für Reihen von der Form

$$\tau = -\frac{\partial^2 F}{\partial x \partial y} = \sigma_m \cdot \frac{b}{2} \cdot \frac{m\pi}{2a} \operatorname{Tg} \frac{m\pi}{2a} \cdot b \left[ -\frac{\operatorname{Sin} \frac{m\pi}{2a} \cdot y}{\operatorname{Cos} \frac{m\pi}{2a} \cdot b} + \frac{y}{b} \frac{\operatorname{Cos} \frac{m\pi}{2a} y}{\operatorname{Sin} \frac{m\pi}{2a} \cdot b} + \frac{2a}{m \cdot \pi \cdot b} \frac{\operatorname{Sin} \frac{m\pi}{2a} \cdot y}{\operatorname{Sin} \frac{m\pi}{2a} b} \right].$$

Wir machen dabei folgende Voraussetzungen:

1. Die Funktion ist ungerade, was auch aus der Form der Gleichung selbst folgt.
2. Das Bild der Funktion von  $0 - b$  wiederholt sich von  $b$  bis  $2b$  spiegelsymmetrisch; dasselbe ist von  $-b$  bis  $-2b$  der Fall. (Abb. 27.)

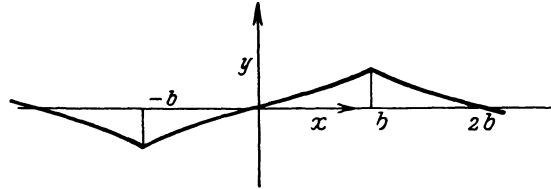


Abb. 27.

Daraus folgt die Periode  $4b$  und die Bedingungsgleichungen:

$$1. f(x) = -f(-y), \quad 2. f(\pi - y) = f(y).$$

Dies ergibt

$$\psi(x) = 2f(y),$$

$$\psi_1(x) = 4f(y).$$

Also

$$B_k = \frac{4}{2b} \int_0^b f(y) \sin ky \, dy.$$

Die Koeffizienten  $k$  bestimmen sich zu  $k = \frac{n \cdot \pi}{2b} \cdot y$ , da der Wert der Funktion für  $y = b$  ein Höchstwert sein soll. Diese Bedingung macht gleichzeitig an der Stelle  $y = b \cos \frac{n\pi}{2b} \cdot y = 0$ , wodurch  $\sigma_y$  für  $y = b$  0 wird.

Die Spannungsfunktion heißt:

$$F(x, y) = -\sigma_m \cdot \frac{a \cdot b}{m \cdot \pi} \cdot \cos \frac{m\pi}{2a} \cdot x \cdot \operatorname{Tg} \frac{m\pi}{2a} \cdot b \cdot \left[ \frac{\operatorname{Cos} \frac{m\pi}{2a} \cdot y}{\operatorname{Cos} \frac{m\pi}{2a} \cdot b} - \frac{y}{b} \frac{\operatorname{Sin} \frac{m\pi}{2a} \cdot y}{\operatorname{Sin} \frac{m\pi}{2a} \cdot b} \right]$$

und

$$\tau_a = \left[ -\frac{\partial^2 F}{\partial x \partial y} \right]_{x=a} = \left[ -\frac{\partial F(x)}{\partial x} \right]_{x=a} \cdot \frac{\partial F y}{\partial y} = -\sigma_m \cdot F'(y) \cdot \frac{4a}{m\pi}.$$

Unsere Gleichung lautet also abgekürzt

$$\begin{aligned} B_n &= \frac{4a}{b m \pi} \int_0^b \sigma_m F'(y) \sin \frac{n\pi}{2b} \cdot y \, dy \\ &= \frac{4a}{b m \pi} \cdot \sigma_m \left( [F(y)]^b \sin \frac{n\pi}{2b} \cdot y - \frac{n\pi}{2b} \int_0^b F(y) \cos \frac{n\pi}{2b} y \, dy \right). \end{aligned}$$

Nun ist aber an der Stelle  $x = a$

$$\tau_a = \sigma_m \left\{ \frac{b}{2} \frac{m\pi}{2a} \left[ -\frac{\operatorname{Sin} \frac{m\pi}{2a} y}{\operatorname{Cos} \frac{m\pi}{2a} b} + \frac{y}{b} \frac{\operatorname{Cos} \frac{m\pi}{2a} y}{\operatorname{Sin} \frac{m\pi}{2a} b} + \frac{2a}{b m \pi} \cdot \frac{\operatorname{Sin} \frac{m\pi}{2a} \cdot y}{\operatorname{Sin} \frac{m\pi}{2a} b} \right] \operatorname{Tg} \frac{m\pi}{2a} b \right\},$$

also

$$B_n = \frac{2}{b} \cdot \sigma_m \left\{ \frac{b}{2} \left[ -\frac{\operatorname{Cos} \frac{m\pi}{2a} y}{\operatorname{Cos} \frac{m\pi}{2a} b} + \frac{y}{b} \frac{\operatorname{Sin} \frac{m\pi}{2a} \cdot y}{\operatorname{Sin} \frac{m\pi}{2a} \cdot b} \right]_0^b \operatorname{Tg} \frac{m\pi}{2a} \cdot b \left( \sin \frac{n\pi}{2b} y \right)_0^b \right. \\ \left. - \sigma_m \frac{2}{b} \cdot \frac{b}{2} \cdot \frac{n\pi}{2b} \int_0^b \left( -\frac{\operatorname{Cos} \frac{m\pi}{2a} y}{\operatorname{Cos} \frac{m\pi}{2a} b} + \frac{y}{b} \frac{\operatorname{Sin} \frac{m\pi}{2a} \cdot y}{\operatorname{Sin} \frac{m\pi}{2a} \cdot b} \right) \operatorname{Tg} \frac{m\pi}{2a} b \cos \frac{n\pi}{2b} y dy \right\}.$$

Der erste Summand wird 0, also ist

$$B_n = -\sigma_m \operatorname{Tg} \frac{m\pi}{2a} b \cdot \frac{n\pi}{2b} \int_0^b \left( \frac{-\operatorname{Cos} \frac{m\pi}{2a} y}{\operatorname{Cos} \frac{m\pi}{2a} b} + \frac{y}{b} \frac{\operatorname{Sin} \frac{m\pi}{2a} \cdot y}{\operatorname{Sin} \frac{m\pi}{2a} b} \right) \cos \frac{n\pi}{2b} y dy \\ = -\sigma_m \cdot \operatorname{Tg} \frac{m\pi}{2a} b \cdot \frac{n\pi}{2b} \left\{ \frac{(2a)^2}{(m\pi)^2} \cdot \frac{-1}{1 + \left(\frac{an}{bm}\right)^2} \left( \frac{\frac{m\pi}{2a} \operatorname{Sin} \frac{m\pi}{2a} y \cos \frac{n\pi}{2b} y + \frac{m\pi}{2b} \operatorname{Cos} \frac{m\pi}{2a} y \sin \frac{n\pi}{2b} y \right)_0^b \right. \\ \left. + \frac{y}{b} \cdot \frac{\int_0^b \operatorname{Sin} \frac{m\pi}{2a} y \cos \frac{n\pi}{2b} y dy}{\operatorname{Sin} \frac{m\pi}{2a} b} - \frac{1}{b} \frac{\int_0^b \left( \operatorname{Sin} \frac{m\pi}{2a} y \cos \frac{n\pi}{2b} y dy \right) dy}{\operatorname{Sin} \frac{m\pi}{2a} b} \right\} \\ = -\sigma_m \cdot \operatorname{Tg} \frac{m\pi}{2a} b \cdot \frac{n\pi}{2b} \left\{ \frac{+4a^2 \cdot \frac{n\pi}{2b} \operatorname{Cos} \frac{m\pi}{2a} b \cdot (-1)^{\frac{1+n}{2}}}{\pi^2 \left[ m^2 + \left(\frac{an}{b}\right)^2 \right] \operatorname{Cos} \frac{m\pi}{2a} b} \right. \\ \left. + \frac{y}{b \operatorname{Sin} \frac{m\pi}{2a} b} \cdot \frac{(2a)^2}{(m\pi)^2} \cdot \frac{1}{1 + \left(\frac{an}{bm}\right)^2} \left( \frac{m\pi}{2a} \operatorname{Cos} \frac{m\pi}{2a} y \cos \frac{n\pi}{2b} y + \frac{n\pi}{2b} \operatorname{Sin} \frac{m\pi}{2a} y \sin \frac{n\pi}{2b} y \right)_0^b \right. \\ \left. - \frac{1}{b} \frac{1}{\operatorname{Sin} \frac{m\pi}{2a} b} \frac{(2a)^2}{(m\pi)^2} \frac{1}{1 + \left(\frac{an}{bm}\right)^2} \left[ \frac{m\pi}{2a} (2a)^2 \frac{\left( \frac{m\pi}{2a} \operatorname{Sin} \frac{m\pi}{2a} y \cos \frac{n\pi}{2b} y + \frac{n\pi}{2b} \operatorname{Cos} \frac{m\pi}{2a} y \sin \frac{n\pi}{2b} y \right)_0^b}{1 + \left(\frac{an}{bm}\right)^2} \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{n\pi}{2b} \cdot \frac{(2a)^2}{(m\pi)^2} \frac{1}{1 + \left(\frac{an}{bm}\right)^2} \left( \frac{m\pi}{2a} \operatorname{Cos} \frac{m\pi}{2a} y \sin \frac{n\pi}{2b} y - \frac{n\pi}{2b} \operatorname{Sin} \frac{m\pi}{2a} y \cos \frac{n\pi}{2b} y \right) \right]_0^b \right\}$$



$$\begin{aligned}
&= -\sigma_m \Im g \frac{m\pi}{2a} b \left( \frac{n\pi}{2b} \right) \left\{ (-1)^{\frac{n+1}{2}} \frac{4a^2}{\pi^2} \frac{\frac{n\pi}{2b}}{m^2 + \left(\frac{a}{b}\right)^2 n^2} - \frac{4a^2}{\pi^2} \frac{\frac{n\pi}{2b} (-1)^{\frac{n+1}{2}}}{m^2 + \left(\frac{a}{b}\right)^2 \cdot n^2} \right. \\
&\quad \left. + \frac{1}{b} \frac{1}{\Im \sin \frac{m\pi}{2a} b} \frac{1}{\left[1 + \left(\frac{an}{bm}\right)^2\right]^2} \left(\frac{2a}{m\pi}\right)^3 \left[ \pm \frac{n\pi}{2b} \Im \left| \frac{m\pi}{2a} b \right| \pm \frac{n\pi}{2b} \Im \left| \frac{m\pi}{2a} \cdot b \right| \right] (-1)^{\frac{n+1}{2}} \right\} \\
&= -\sigma_m \cdot \Im g \frac{m\pi}{2a} \cdot b \left( \frac{n\pi}{2b} \right) \frac{1}{b} \cdot \frac{(-1)^{\frac{1+n}{2}}}{\left[1 + \left(\frac{an}{bm}\right)^2\right]^2} \left(\frac{2a}{m\pi}\right)^3 \frac{\frac{n\pi}{2b} \cdot 2}{\Im g \frac{m\pi}{2a} b} \\
&= -\sigma_m \frac{n^2 \pi^2}{4b^2} \cdot \frac{2}{b} \frac{m^2 a^3}{\pi^3} \frac{(-1)^{\frac{1+n}{2}}}{\left[m^2 + \left(\frac{a}{b}\right)^2 n^2\right]^2}, \\
B_n &= -\sigma_m \cdot \frac{4a^3}{\pi b^3} \frac{(-1)^{\frac{1+n}{2}} n^2 \cdot m}{\left[m^2 + \left(\frac{a}{b}\right)^2 n^2\right]^2},
\end{aligned}$$

und unsere Fouriersche Reihe heißt

$$\begin{aligned}
\tau_{(a)} &= -\sigma_m (-1)^{\frac{(1+n)}{2}} \frac{4a^3}{\pi b^3} \left[ \left( \frac{1A_1}{\left(1 + \left(\frac{a}{b}\right)^2\right)^2} + \frac{3A_3}{\left(3^2 + \left(\frac{a}{b}\right)^2\right)^2} + \frac{5A_5}{\left(5^2 + \left(\frac{a}{b}\right)^2\right)^2} \right) \sin \frac{\pi}{2b} y \right. \\
&\quad \left. - \left( \frac{1A_1 \cdot 3^2}{\left(1 + \left(\frac{a}{b}\right)^2 3^2\right)^2} + \frac{3A_3 \cdot 3^2}{\left(3^2 + \left(\frac{a}{b}\right)^2 3^2\right)^2} + \frac{5A_5 \cdot 3^2}{\left(5^2 + \left(\frac{a}{b}\right)^2 3^2\right)^2} \right) \sin \frac{3\pi}{2b} y + \dots \right]
\end{aligned}$$

Da die Koeffizienten  $A_1, A_3, A_5$  mindestens mit dem Quadrat abnehmen, so werden die Koeffizienten der zweiten Reihe schon sehr klein unter gewöhnlichen Verhältnissen.

Ganz allgemein heißt also die

$$-\tau_a = -\sigma_m (-1)^{\frac{n+1}{2}} \frac{4a^3}{\pi b^3} \sum \frac{mA_m \cdot n^2}{\left(m^2 + \left(\frac{a}{b}\right)^2 n^2\right)^2} \sin \frac{n\pi}{2b} y.$$

Für großes  $\frac{a}{b}$  gilt

$$\tau_a = \sigma_m \sum \sin \frac{n\pi}{2b} y \frac{4}{\pi} \cdot \pm \frac{An \cdot m}{n^2} \frac{b}{a} = \pm \sum An \frac{4}{\pi} \frac{b}{a} \frac{m}{n^2} \sin \frac{n\pi}{2b} y,$$

für  $m = 1$

$$\tau_a \approx \frac{4}{\pi} \cdot \frac{b}{a} \frac{1}{n^2} \sin \frac{n\pi}{2b} y.$$

## 5. Formelableitungen für Hyperbelfunktionen.

- a) 
$$J = \int_0^b \mathfrak{Cof} \frac{n\pi}{2a} y \cos \frac{m\pi}{2b} y dy = \frac{2a}{n\pi} \cdot \mathfrak{Sin} \frac{n\pi}{2a} y \cdot \cos \frac{m\pi}{2b} y$$

$$+ \int \frac{2a}{n\pi} \cdot \frac{m\pi}{2b} \cdot \mathfrak{Sin} \frac{n\pi}{2a} y \cdot \sin \frac{m\pi}{2b} y \cdot dy = \frac{2a}{n\pi} \cdot \mathfrak{Sin} \frac{n\pi}{2a} y \cdot \cos \frac{m\pi}{2b} y$$

$$+ \left(\frac{2a}{n\pi}\right)^2 \frac{m\pi}{2b} \mathfrak{Cof} \frac{n\pi}{2b} y \sin \frac{n\pi}{2a} y - \int_0^b \left(\frac{2a}{n\pi}\right)^2 \cdot \left(\frac{m\pi}{2b}\right)^2 \cdot \mathfrak{Cof} \frac{m\pi}{2a} y \cdot \cos \frac{m\pi}{2b} y dy,$$

$$J = \left(1 + \left[\frac{2a}{n\pi}\right]^2 \left[\frac{m\pi}{2b}\right]^2\right) = \frac{2a}{n\pi} \mathfrak{Sin} \frac{n\pi}{2a} y \cos \frac{m\pi}{2b} + \left(\frac{2a}{n\pi}\right)^2 \frac{m\pi}{2b} \mathfrak{Cof} k_1 y \sin k_2 y,$$

$$J = \left(\frac{2a}{n\pi}\right)^2 \frac{1}{1 + \left(\frac{am}{bn}\right)^2} \left(\frac{n\pi}{2a} \mathfrak{Sin} \frac{n\pi}{2a} y \cos \frac{m\pi}{2b} y + \frac{m\pi}{2b} \mathfrak{Cof} \frac{n\pi}{2a} y \sin \frac{m\pi}{2b} y\right).$$

$$m = 1, 3, 5; \quad n = 1, 3, 5.$$
- b) 
$$J = \int \mathfrak{Sin} k_1 y \sin k_2 y dy = \frac{1}{k_1} \mathfrak{Cof} k_1 y \sin k_2 y - \int \frac{k_2}{k_1} \mathfrak{Cof} k_1 y \cos k_2 y dy$$

$$= \frac{1}{k_1} \mathfrak{Cof} k_1 x \sin k_2 x - \frac{k_2}{k_1^2} \mathfrak{Sin} k_1 x \cos k_2 x - \left(\frac{k_2}{k_1}\right)^2 \int \mathfrak{Sin} k_1 x \sin k_2 x dx,$$

$$J \cdot \left(1 + \left[\frac{k_2}{k_1}\right]^2\right) = \frac{1}{k_1} \mathfrak{Cof} k_1 x \sin k_2 x - \frac{k_2}{k_1^2} \mathfrak{Sin} k_1 x \cos k_2 x,$$

$$J = \frac{1}{k_1^2} \cdot \frac{1}{1 + \left(\frac{k_2}{k_1}\right)^2} \left(\frac{n\pi}{2a} \mathfrak{Cof} \frac{n\pi}{2a} y \sin \frac{m\pi}{2b} y - \frac{m\pi}{2b} \mathfrak{Sin} \frac{n\pi}{2a} y \cos \frac{m\pi}{2b} y\right).$$

$$m = 1, 3, 5; \quad n = 1, 3, 5.$$
- c) 
$$J = \int_0^b dx \mathfrak{Cof} k_1 y \sin k_2 y = \frac{1}{k_1} \mathfrak{Sin} k_1 y \sin k_2 y - \int \frac{1}{k_1} \cdot k_2 \mathfrak{Sin} k_1 y \cos k_2 y,$$

$$J = \frac{1}{k_1} \mathfrak{Sin} k_1 y \sin k_2 y - \frac{k_2}{k_1^2} \mathfrak{Cof} k_1 y \cos k_2 y - \int \frac{k_2^2}{k_1^2} \mathfrak{Cof} k_1 y \sin k_2 y,$$

$$J = \frac{1}{k_1^2} \cdot \frac{1}{1 + \left(\frac{k_2}{k_1}\right)^2} (k_1 \mathfrak{Sin} k_1 y \sin k_2 y - k_2 \mathfrak{Cof} k_1 y \cos k_2 y)_0^b \quad m = 1, 3, 5; \quad n = 1, 3, 5.$$
- d) 
$$J = \int \mathfrak{Sin} k_1 y \cos k_2 y = \frac{1}{k_1} \mathfrak{Cof} k_1 y \cos k_2 y + \int \frac{k_2}{k_1} \mathfrak{Cof} k_1 y \sin k_2 y,$$

$$J = \frac{1}{k_1} \mathfrak{Cof} k_1 y \cos k_2 y + \frac{k_2}{k_1^2} \mathfrak{Sin} k_1 y \sin k_2 y - \frac{k_2^2}{k_1^2} \cdot J$$

$$= \frac{1}{k_1^2} \cdot \frac{1}{C} (k_1 \mathfrak{Cof} k_1 y \cos k_2 y + k_2 \mathfrak{Sin} k_1 y \sin k_2 y) \quad m = 1, 3, 5; \quad n = 1, 3, 5.$$
- e) 
$$J = \int \sin^2 k_1 y dy = -\frac{1}{k_1} y \sin k_1 y \cos k_1 y + \frac{k}{k_1} \int \cos^2 k_1 y dy$$

$$= -\frac{1}{k_1} [\sin k_1 y \cdot \cos k_1 y]_0^b + [y]_0^b - \int_0^b \sin^2 k_1 y dy,$$

$$J = \frac{b}{2}.$$

### Literatur.

- T. B. Abell: A Study of framing of ships. I.N.A. 1921, S. 163.  
 Bach: Elastizität und Festigkeit. 9. Aufl. 1924.  
 Bortsch: Die mitwirkende Plattenbreite, Bauing. 1921, S. 662.  
 Bruhn: Beanspruchung von Schiffsverbänden. Schiffbau I, S. 561.  
 — Querfestigkeit. Schiffbau III, S. 11.  
 — Freebord u. Strength of ships. I.N.A. 1920.  
 Buchsbaum: Beanspruchung von Schottversteifungen. Schiffbau 07/08. S. 756.  
 Eggenschwyler: Berechnung von Schleusentoren und ähnlichen Bauwerken. Diss. 1922.  
 Foster King: I.N.A. 1916, S. 155, und Schiffbau 1919.  
 A. und L. Föppl: Drang und Zwang 1920.  
 Henky: Näherungsverfahren zur Berechnung des Spannungszustandes. Beiträge zur technischen Mechanik, S. 62.  
 Hort: Differentialgl. des Ingenieurs.  
 Hovgard: Festigkeit wasserdichter Schotte. S. 1910.  
 Huber: Schubspannungen im gebogenen T-Balken, Beiträge zur technischen Mechanik, S. 25.  
 Isherwood: A new System of ships Construction. I.N.A. 1908.  
 v. Kármán: Die mittragende Breite. Beiträge zur technischen Mechanik. S. 114.  
 Lilly: Web stresses in Plate Girders. Eng. Febr. 1907.  
 Lienau: Materialspannungen in den Längsverbänden stählerner Handelsschiffe. S. T. G. 1913, S. 603.  
 — Schwere Decksunterzüge. Schiffbau 1913/14.  
 Lorenz: Technische Elastizitätslehre 1913.  
 Henri Marcus: Theorie elastischer Gewebe. Springer 1924.  
 Müller-Breslau: Neuere Methoden der Festigkeitslehre.  
 A. Nádai, Dr.: Formänderungen und Spannungen in rechteckigen elastischen Platten. Forsch.-Arb. Ing. 1915.  
 — Über die Biegung durchlaufender Platten und der rechteckigen Platte mit freien Rändern. Z. ang. Math. Mech. 1922, Heft 1.  
 — Theorie der Plattenbiegung. Z. ang. Math. Mech. 1922, Heft 5.  
 Pietzker: Festigkeit der Schiffe. Berlin 1911.  
 Read and Stanbery: On the relation between stress and strain in the structure of vessels. I.N.A. 1894.  
 Reihnsner: Über die Knicksicherheit ebener Bleche. Zentralbl. Bauverw. 1909, S. 93.  
 Timoschenko, L.: Sur la stabilité des systemes élastiques. Ann. des ponts et chaussées.  
 — Biegung von Stäben. Beiträge zur technischen Mechanik, S. 74.  
 Wyss: Spannungen in den Knotenblechen eiserner Fachwerke. Forsch.-Arb. 262.

## V. Tabellen.

Tabelle 1.

Spannungen im Flansch bei cosinusförmigem Moment.

Seitenverhältnis  $a : b = \pi$ ;  $(b \cdot \pi) : 2a = 0,5$ ,  $m = 1$ ;  $\text{Zg} \frac{mb}{2a} = 0,464$ .

$y : b$	0	$1/4$	$1/2$	$3/4$	1
$\frac{\pi}{2a} \cdot y$	0	0,125	0,25	0,375	0,50
$\text{Cos} \frac{\pi}{2a} \cdot y$	0	1,01	1,03	1,07	1,128
$\text{Sin} \frac{\pi}{2a} \cdot y$	1	0,125	0,25	0,38	0,52
a) $\text{Cos} \frac{\pi}{2a} \cdot y : \text{Cos} \frac{\pi}{2a} \cdot b$	0,89	0,90	0,92	0,95	1,0
b) $\text{Cos} \frac{\pi}{2a} \cdot y : \text{Sin} \frac{\pi}{2a} \cdot b$	1,92	1,94	1,97	2,06	2,16
c) $\text{Sin} \frac{\pi}{2a} \cdot y : \text{Cos} \frac{\pi}{2a} \cdot b$	0,00	0,110	0,224	0,340	0,46
d) $\text{Sin} \frac{\pi}{2a} \cdot y : \text{Sin} \frac{\pi}{2a} \cdot b$	0,000	0,240	0,486	0,736	1,00
e) $\frac{y}{b} \cdot \left( \text{Cos} \frac{\pi}{2a} \cdot y : \text{Sin} \frac{\pi}{2a} \cdot b \right)$	0,00	0,490	0,99	1,54	2,16
f) $\left( \text{Cos} \frac{\pi}{2a} \cdot y : \text{Sin} \frac{\pi}{2a} \cdot b \right)$	7,68	7,76	7,88	8,24	8,64
g) $\left( \text{Sin} \frac{\pi}{2a} \cdot y : \text{Sin} \frac{\pi}{2a} \cdot b \right)$	0,00	0,060	0,24	0,55	1,00
h) $2 \cdot \left( \text{Sin} \frac{\pi}{2a} \cdot y : \text{Sin} \frac{\pi}{2a} \cdot b \right)$	0,00	0,48	0,972	0,472	2,00
$g + f$	7,68	7,82	8,12	8,79	9,64
$-a + g + f$	6,79	6,92	7,20	7,84	8,64
$\sigma_x = (-a + g + f) \cdot \frac{\text{Zg} 0,5}{4} \sigma_m$	0,77	0,805	0,836	0,912	1,00 $\sigma_m$
$a - g$	0,789	0,84	0,68	0,40	0
$\sigma_y = (a - g) 0,116 \sigma_m$	0,103	0,097	0,79	0,046	0 $\sigma_m$
$e + h$	0,00	0,97	1,96	3,01	4,16
$-c + e + h$	0	0,86	1,74	2,67	3,70
$\tau = (-c + e + h) \cdot 0,116 \sigma_m$	0	0,10	0,202	0,31	0,43 $\sigma_m$

Tabelle 2.

Spannungen bei cosinusförmigem Moment

für  $\frac{a}{b} = \pi$  und  $m = 3$ , also  $\frac{\pi b}{2a} \cdot m = \frac{3}{2}$

oder  $\frac{a}{b} = \frac{\pi}{3}$ ;  $\frac{3}{4} \cdot \mathfrak{Zg} \frac{\pi b}{2a} = \frac{3}{4} \mathfrak{Zg} 1,5 = \frac{3}{4} \cdot 0,915 = 0,680$ .

$y : b$	0	$1/4$	$1/2$	$3/4$	1
$\frac{3\pi}{2a} \cdot y$	0	0,375	0,75	1,125	1,50
$\mathfrak{Cof} \frac{3\pi}{2a} \cdot y$	1,00	1,07	1,29	1,70	2,35
$\mathfrak{Sin} \frac{3\pi}{2a} \cdot y$	0,00	0,38	0,82	1,38	2,13
a) $\mathfrak{Cof} \frac{3\pi}{2a} \cdot y : \mathfrak{Cof} \frac{3\pi}{2a} \cdot b$	0,42	0,46	0,55	0,72	1,00
b) $\mathfrak{Cof} \frac{3\pi}{2a} \cdot y : \mathfrak{Sin} 1,5$	0,48	0,50	0,61	0,80	1,10
c) $\mathfrak{Sin} \frac{3\pi}{2a} \cdot y = \mathfrak{Cof} 1,5$	0,00	0,16	0,35	0,59	0,90
d) $\mathfrak{Sin} \frac{3\pi}{2a} \cdot y : \mathfrak{Sin} 1,5$	0	0,18	0,38	0,65	1,00
e) $\frac{y}{e} \mathfrak{Cof} \frac{3\pi}{2a} \cdot y \mathfrak{Sin} 1,5$	0	0,13	0,31	0,60	1,10
f) $\frac{4}{3} \mathfrak{Cof} \frac{3\pi}{2a} \cdot y \mathfrak{Sin} 1,5$	0,64	0,67	0,81	1,07	1,47
g) $\frac{y}{1} \mathfrak{Sin} \frac{3\pi}{2a} y : \mathfrak{Sin} 1,5$	0	0,05	0,19	0,49	1,00
h) $\frac{2}{3} \cdot \mathfrak{Sin} \frac{3\pi}{2a} y : \mathfrak{Sin} 1,5$	0	0,12	0,25	0,43	0,67
$(g + f)$	0,64	0,72	1,00	1,56	2,13
$g + f - a =$	0,22	0,26	0,45	0,84	1,47
$\sigma_x = \frac{3}{4} \mathfrak{Zg} 1,5 (g + f - a) =$	0,14	0,178	0,306	0,57	1,00 $\sigma_m$
$a - g$	0,42	0,41	0,36	0,23	0,00
$\sigma_y = 0,68 \cdot (a - g)$	0,29	0,28	0,25	0,16	0,00 $\sigma_m$
$c + h$	0,00	0,25	0,56	1,08	1,77
$c + h - c$	0,00	0,09	0,21	0,49	0,87
$\tau = 0,68 \sigma_m (c + h - c)$	0,00	0,06	0,14	0,33	0,59 $\sigma_m$

Tabelle 3.

Spannungen bei cosinusförmigem Moment

$$\frac{a}{b} = \pi, m = 5; \text{ also } \frac{m \cdot \pi b}{2a} = \frac{5}{2} = 2,5 \text{ und } \frac{2a}{5b\pi} = \frac{2}{5}; \frac{5\pi b}{2a} \mathfrak{Zg} \cdot \frac{5\pi b}{2a} = 2,5 \mathfrak{Zg} 2,5 = 0,986.$$

$y : b$	0	$1/4$	$1/2$	$3/4$	1
$\frac{5 \cdot \pi}{2a} \cdot y = \frac{5}{2} \frac{y}{b}$	0	0,625	1,25	1,875	2,5
$\mathfrak{Cof} \frac{5\pi}{2a} \cdot y$	1,00	1,20	1,89	3,34	6,13
$\mathfrak{Sin} \frac{5\pi}{2a} \cdot y$	0,00	0,67	1,60	3,18	6,05
a) $\mathfrak{Cof} \frac{5\pi}{2a} \cdot y : \mathfrak{Cof} 2,5$	0,16	0,195	0,31	0,54	1,00
b) $\mathfrak{Cof} 5\pi a : \mathfrak{Sin} 2,5$	0,16	0,198	0,31	0,55	1,02

Fortsetzung von Tabelle 3.

$y : b$	0	$1/4$	$1/2$	$3/4$	1
c) $\text{Ein } \frac{5\pi y}{2a} : \text{Uof } 2,5$	0,00	0,11	0,25	0,52	0,98
d) $\text{Ein } \frac{5}{2a}\pi y : \text{Ein } 2,5$	0,00	0,11	0,26	0,53	1,00
e) $\frac{y}{b} \text{Uof } \frac{5}{2a}\pi \cdot y : \text{Ein } 2,5$	0,00	0,05	0,16	0,41	1,02
f) $\frac{4}{5} \text{Uof } \frac{5\pi}{2a} \cdot y : \text{Ein } 2,5$	0,13	0,16	0,25	0,44	0,82
g) $\frac{y}{b} \text{Ein } \frac{5\pi}{2a} \cdot y : \text{Ein } 2,5$	0,00	0,03	0,13	0,40	1,00
h) $\frac{2}{5} \text{Ein } \frac{5\pi}{2a} \cdot y : \text{Ein } 2,5$	0,00	0,04	0,10	0,21	0,40
$f + g$	0,13	0,19	0,38	0,84	1,82
$f + g - a$	0,03	0,00	0,07	0,30	0,82
$\sigma_x = \frac{5}{2} \cdot 0,98 (f + g - a)$	-0,03	0,00	0,08	0,37	1,00 $\sigma_m$
$(a - g)$	0,16	0,165	0,18	0,14	0,00
$\sigma_y = 1,25 \cdot 0,98 (a - g)$	0,20	0,20	0,22	0,18	0,00 $\sigma_m$
$e + h$	0,00	0,09	0,26	0,62	1,42
$e + h - c$	0,00	-0,02	+0,01	0,10	0,44
$\tau = 1,23$	0,00	0,02	0,00	0,12	0,54 $\sigma_m$

Tabelle 4.

Moment durch Einzellast in der Mitte. Seitenverhältnis  $a : b = \pi$

$$F(x) = \frac{8}{\pi^2} \cdot \sigma_m \cdot \left( \cos \frac{\pi x}{2a} + \frac{1}{9} \cos \frac{3\pi}{2a} \cdot x + \frac{1}{25} \cdot \cos \frac{5\pi}{2a} \cdot x + \dots \right)$$

Spannungen für  $x = 0$

$y : b$	0	$1/4$	$1/2$	$3/4$	1
für $m = 1 \sigma_{x_1}$	0,777	0,805	0,836	0,912	1,00
$\frac{1}{9}$ für $m = 3 \sigma_{x_3}$	0,015	0,020	0,034	0,065	0,11
$\frac{1}{25}$ für $m = 5 \sigma_{x_5}$	—	—	0,003	0,015	0,04
$m = 7$	—	—	—	—	0,02
Normalspannungen					
Summe	0,792	0,825	0,873	0,992	1,15
$\sigma_x = \frac{8}{\pi^2} \cdot \text{Summe}$	0,64	0,67	0,71	0,80	0,96 $\sigma_m$

Schubspannungen für  $x = a$

Schubspannungen für $m = 1 \tau_1$	0,00	0,10	0,20	0,31	0,43
für $m = 3 \tau_3$	-0,00	-0,01	-0,02	-0,04	-0,07
für $m = 5 \tau_5$	0,00	0,00	0,00	0,01	0,02
Summe	0,00	0,09	0,18	0,28	0,38
$\tau = \frac{8}{\pi^2} \sum$	0,00	0,07	0,15	0,23	0,31 $\sigma_m$

Spannungen für  $x = \frac{a}{3}$ ;  $\sigma_{r_1} = \cos \frac{\pi}{6} \sigma_m = 0,82 \sigma_m$ ;  $\sigma_{r_3} = 0$ ;  $\sigma_{r_5} = \cos \frac{\pi}{6} \sigma_m$

$\sigma_{x_1} =$	0,64	0,66	0,69	0,75	0,82
$\sigma_{x_b} =$	0	—	0,00	-0,01	-0,03
Summe	0,64	0,66	0,69	0,74	0,79
$\sigma_{x_5} = \frac{8}{\pi^2} \sum$	0,52	0,54	0,57	0,61	0,66 $\sigma_m$

Fortsetzung von Tabelle 4.

Für  $x = \frac{a}{3}$  wird  $\tau_1 = \sin \frac{\pi}{6} = \frac{1}{2}$ ;  $\tau_3 = \sin \frac{\pi}{2} = 1$ ;  $\tau_5 = \sin \frac{5\pi}{6} = \sin \frac{\pi}{6} = \frac{1}{2}$ .

$y : b$	0	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	1
Also $\tau_1 =$	0,00	0,05	0,10	0,16	0,22
$\tau_3 =$	—	+ 0,01	+ 0,02	+ 0,04	+ 0,07
$\tau_5 =$	—	—	—	0,01	+ 0,02
Summe	0,00	0,06	0,12	0,21	0,31 $\sigma_m$
$\tau = 0,82 \sum$	0,00	0,05	0,10	0,18	0,25 $\sigma_m$

Normalspannungen am Rande

$\cos \frac{\pi}{2a} x$	1,0	0,89	0,75	0,31	0,0	
+ $\frac{1}{9} \cos \frac{3\pi}{2a} x$	0,11	0,02	— 0,08	— 0,09	0,0	
+ $\frac{1}{25} \cos \frac{5\pi}{2a} x$	0,04	+ 0,03	— 0,03	+ 0,04	0,00	
Summe	1,15	0,94	0,60	0,26	0,00	
$\sigma_y = 0,82 \cdot$	Summe	0,94	0,77	0,49	0,21	0,00 $\sigma_m$

Schubspannungen am Rande

$\frac{x}{a} =$	0,00	0,3	0,5	0,8	1,0	
$\tau$ für $m = 1$	0,00	0,20	0,30	0,41	0,43	
$\tau$ für $m = 3$	0,00	0,07	0,92	— 0,04	— 0,07	
$\tau$ für $m = 5$	0,00	0,02	— 0,02	— 0,00	+ 0,02	
Summe	0,0	0,29	0,30	0,37	0,38	
$\tau_y = 0,82 \cdot$	Summe	0,0	0,24	0,25	0,30	0,31 $\sigma_m$

Tabelle 5.

Gleichmäßig verteilte Last.  $a : b = \pi$ .

$$F(x) = \frac{32}{\pi^3} \sigma_m \left( \cos \frac{\pi}{2a} \cdot x - \frac{1}{3^3} \cos \frac{3\pi}{2a} \cdot x + \frac{1}{5^3} \cos \frac{5\pi}{2a} \cdot x - \dots \right)$$

$y : b$	0	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	1	
Normalspannungen für $x = 0$						
$\sigma_x$ für $m = 1$	0,777	0,805	0,836	0,912	1,00	
$\frac{1}{27} \cdot \sigma_x$ für $m = 3$	— 0,005	— 0,007	— 0,011	— 0,022	— 0,037	
$\frac{1}{25} \cdot \sigma_x$ für $m = 5$	—	—	0,001	0,003	0,008	
Summe	0,772	0,798	0,826	0,893	0,971	
$\sigma_x = \frac{32}{31} \cdot$	Summe	0,800	0,825	0,853	0,924	1,000 $\sigma_m$

Schubspannungen für  $x = a$ 

$\tau$ für $m = 1$	0,00	0,10	0,20	0,31	0,43	
$\frac{1}{27} \tau$ für $m = 3$	+ 0,00	+ 0,00	+ 0,01	+ 0,01	+ 0,02	
$\frac{1}{125} \tau$ für $m = 5$	— 0,00	—	—	0,01	0,02	
Summe	0,00	0,10	0,21	0,32	0,45	
$\tau = \frac{32}{31} \cdot$	Summe	0,00	0,10	0,22	0,33	0,47 $\sigma_m$

Fortsetzung von Tabelle 5.

Normal- und Schubspannungen für  $x = \frac{a}{3}$ .

$$\cos \frac{\pi}{6} = 0,82; \quad \cos \frac{3\pi}{6} = 0; \quad \cos \frac{5\pi}{6} = -\cos \frac{\pi}{6} = -0,82.$$

$y : b$	0	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	1	
$\sigma_x$ für $m = 1$	0,64	0,66	0,69	0,75	0,82	
$\sigma_x$ für $m = 5$	0,00	—	0,00	—	—0,01	
	Summe	0,64	0,66	0,69	0,75	0,81
$\sigma_x = \frac{32}{31}$	Summe	0,66	0,68	0,71	0,77	0,83 $\sigma_m$
$\tau \sin \frac{\pi}{6} = 0,5; \quad \sin \frac{3\pi}{6} = 1; \quad \sin \frac{5\pi}{6} = \sin \frac{\pi}{6} = \frac{1}{2}$ .						
$\tau$ für $m = 1$	0,0	0,05	0,10	0,16	0,21	
$\tau$ für $m = 3$	—	—	0,01	0,01	0,02	
$\tau$ für $m = 5$	—	—	—	—	0,01	
	Summe	0,0	0,05	0,11	0,17	0,24
$\tau = \frac{32}{31}$	Summe	0,0	0,05	0,11	0,18	0,25 $\sigma_m$

Normal- und Schubspannungen am Rande  $y = b$

$x : a$	0,0	0,3	0,5	0,8	1,0	
$\cos \frac{\pi}{2a} \cdot x$	1,0	0,89	0,71	0,31	0,0	
$\frac{1}{27} \cos \frac{3\pi}{2a} \cdot x$	—0,04	—0,01	+0,03	+0,03	0,0	
$\frac{1}{125} \cos \frac{5\pi}{2a} \cdot x$	0,01	—0,01	—0,01	+0,01	0,0	
	Summe	0,97	0,87	0,73	0,35	0,0
$\sigma_x = \frac{32}{31}$	Summe	1,00	0,90	0,75	0,36	0,0 $\sigma_m$
$\sin \frac{\pi}{2a} \cdot x$	0	0,20	0,30	0,40	0,43	
$\frac{1}{27} \sin \frac{3\pi}{2a} \cdot x$	—	—	—	0,01	0,02	
	Summe	0	0,20	0,30	0,41	0,45
$\tau = \frac{32}{31}$	Summe	0	0,20	0,31	0,42	0,46 $\sigma_m$

Tabelle 6.

Belastung durch zwei Einzellasten  $a : b = \pi$ .

$$F(x) = \frac{16h}{\pi^2} \cdot \sin \frac{\pi}{4} \cdot \left( \cos \frac{\pi}{2a} x - \frac{1}{3^2} \cos \frac{3\pi}{2a} \cdot x - \frac{1}{5^2} \cos \frac{5\pi}{2a} x + \right)$$

Normalspannungen  $\sigma_x$ . Für  $x = 0$ .

$y : b$	0	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	1	
$\sigma_x$ für $m = 1$	0,777	0,805	0,836	0,912	1,000	
$-\frac{1}{9} \sigma_x$ für $m = 3$	—0,077	—0,020	—0,034	—0,065	—0,111	
$-\frac{1}{25} \sigma_x$ für $m = 5$	—0,001	0,000	0,003	0,015	0,040	
	Summe	0,760	0,785	0,805	0,842	0,812
$\frac{16 \cdot 0,71}{9,9} = 1,14 \cdot \Sigma$		0,870	0,890	0,910	0,96	1,00 $\sigma_m$



Fortsetzung von Tabelle 6.  
Schubspannungen  $\tau$  für  $x = a$ .

$y : b$	0	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	1	
$m = 1 \quad \tau = \tau_1 \quad \text{für } m = 1$	0,00	0,100	0,200	0,310	0,430	
$\tau_3 = + \frac{1}{9} t_3 \quad \text{für } m = 3$	—	+ 0,007	+ 0,016	+ 0,037	+ 0,066	
$\tau_5 = + \frac{1}{25} t_5 \quad \text{für } m = 5$	—	—	—	- 0,005	- 0,022	
$\tau_7 \text{ f. } \frac{1}{49} t_7 \quad \text{für } m = 7$	—	—	—	—	0,010	
	Summe	0,00	0,107	0,216	0,342	0,464
$\tau = 1,14 \cdot$	Summe	0,00	1,22	0,247	0,391	0,530 $\sigma_m$

Normal- und Schubspannungen für  $x = \frac{a}{3}$ .

$\sigma_x \text{ für } m = 1$	0,64	0,66	0,69	0,75	0,82	
$-\frac{1}{25} \sigma_x \text{ für } m = 5$	—	—	—	0,01	0,03	
	Summe	0,64	0,66	0,69	0,76	0,85
1,14 ·	Summe	0,73	0,75	0,79	0,87	0,97
$\tau \text{ für } m = 1$	0,00	0,05	0,10	0,16	0,22	
$-\tau \text{ für } m = 3$	—	- 0,01	- 0,02	- 0,04	- 0,07	
$-\tau \text{ für } m = 5$	—	—	—	—	- 0,01	
	Summe	0,00	0,04	0,08	0,12	0,14
$\tau = 1,14 \cdot$	Summe	0,00	0,05	0,09	0,14	0,16 $\sigma_m$

Normal- und Schubspannungen am Rande  $y = b$ .

$x = a$	0	0,3	0,5	0,8	1,0	
$\cos \frac{\pi}{2a} \cdot x$	1,0	0,89	0,71	0,31	0,00	
$-\frac{1}{9} \cos \frac{3\pi}{2a} \cdot x$	- 0,11	- 0,02	+ 0,08	+ 0,09	0,00	
$-\frac{1}{25} \cos \frac{5\pi}{2a} \cdot x$	- 0,004	- 0,03	+ 0,03	- 0,04	0,00	
	Summe	0,85	0,84	0,82	0,36	0,00
$\sigma_x = 1,14 \cdot$	Summe	0,97	0,96	0,94	0,41	0,00 $\sigma_m$
$\tau \text{ für } m = 1$	0	0,20	0,30	0,41	0,43	
$\tau \text{ für } m = 3$	0	- 0,07	0,02	0,04	0,07	
$\tau \text{ für } m = 5$	0	- 0,02	+ 0,02	0,0	- 0,02	
	Summe	0	0,11	0,34	0,45	0,48
$\tau = 1,14 \cdot$	Summe	0	0,13	0,39	0,51	0,55 $\sigma_m$

Tabelle 7.

Trigonometrische Funktionen zur Berechnung der Spannungen.

$y : b =$	0	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	1
$\frac{\pi}{2b} y =$	0	$\frac{\pi}{8}$	$\frac{\pi}{4}$	$\frac{3\pi}{8}$	$\frac{\pi}{2}$
$\frac{\pi}{2b} y$ (Bogen)	0,0°	22,5°	45°	67,5°	90°
$\frac{3\pi}{2b} y$ (Grad)	0,0°	67,5°	135°	202,5°	270°
$\frac{5\pi}{2b} y$ (Grad)	0°	112,5°	225°	337,5°	450°

Fortsetzung von Tabelle 7.

$y : b =$	0	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	1
$\cos \frac{\pi}{2a} y$	1,0	0,92	0,71	0,38	0,00
$\cos \frac{3\pi}{2a} y$	+ 1,0	+ 0,38	- 0,71	- 0,92	- 0,00
$\cos \frac{5\pi}{2a} y$	+ 1,0	- 0,38	- 0,71	+ 0,92	+ 0,00
$\sin \frac{\pi}{2a} y$	0	0,38	0,71	0,92	1,00
$\sin \frac{3\pi}{2b} y$	0	0,92	0,71	- 0,38	- 1,00
$\sin \frac{5\pi}{2a} y$	0	0,92	- 0,71	- 0,38	+ 1,00

Tabelle 8.

Berechnung der Lösung 2 für cosinusförmiges Moment.  $a : b = \pi$ .

$x : a =$	0,0	0,3	0,5	0,7	0,8	0,9	0,10
$1 - \frac{x}{a}$	1,0	0,7	0,5	0,3	0,2	0,1	0,0
$1 - \frac{x}{a} - \frac{2b}{a\pi}$	0,8	0,5	0,3	0,1	0,0	- 0,1	- 0,2
$1 - \frac{x}{a} - \frac{2b}{3a\pi}$	—	—	—	—	0,13	0,03	- 0,07
$1 - \frac{x}{a} - \frac{2b}{5a\pi}$	—	—	—	—	—	—	- 0,04
$1 - \frac{x}{a} - \frac{4b}{a\pi}$	0,6	0,3	0,1	- 0,1	- 0,2	- 0,3	- 0,4
$1 - \frac{x}{a} - \frac{4b}{3a\pi}$	—	—	—	0,17	0,07	- 0,03	- 0,13
$1 - \frac{x}{a} - \frac{4b}{5a\pi}$	—	—	—	—	—	—	0,08
$-\frac{\pi a}{2b} \left(1 - \frac{x}{a}\right)$	- 5,0	- 3,5	- 2,5	- 1,5	- 1,0	- 0,5	- 0,0
$-\frac{3\pi a}{2b} \left(1 - \frac{x}{a}\right)$	—	—	- 7,5	- 4,5	- 3,0	- 1,5	- 0,0
$-\frac{5\pi a}{2b} \left(1 - \frac{x}{a}\right)$	—	—	—	- 7,5	- 5,0	- 2,5	0,0
$e^{-k \left(1 - \frac{x}{a}\right)}$	0,01	—	0,09	0,23	0,37	0,61	1,0
$e^{-3k \left(1 - \frac{x}{a}\right)}$	—	—	0,00	0,01	0,05	0,22	1,0
$e^{-5k \left(1 - \frac{x}{a}\right)}$	—	—	—	—	0,01	0,08	1,0
$\frac{\pi}{2b} e^{-k \left(1 - \frac{x}{a}\right)}$	0,05	—	0,45	1,15	1,85	3,05	5,00
$\frac{\pi a}{2b} e^{-k \left(1 - \frac{x}{a}\right)}$	—	—	—	0,15	0,75	3,30	15,00
$\frac{\pi a}{2b} e^{-k \left(1 - \frac{x}{a}\right)}$	—	—	—	—	0,25	2,00	25,00
$0,333 \frac{\pi a}{2b} e^{-k \left(1 - \frac{x}{a}\right)}$	0,02	—	0,15	0,38	0,62	1,02	1,67
$- 0,045 \frac{3\pi a}{2b} e^{-k \left(1 - \frac{x}{a}\right)}$	—	—	—	0,01	0,03	0,15	0,67
$+ 0,016 \frac{5\pi a}{2b} e^{-k \left(1 - \frac{x}{a}\right)}$	—	—	—	—	—	+ 0,03	+ 0,42

Tabelle 9.

Cosinusförmiges Moment. Genaue Lösung.  $a : b = \pi$ .  
Spannungen  $\sigma_x$ .

1. Lösung. Seitenverhältnis  $a : b = \pi$ .

$x : a$	0,0	0,3	0,5	0,7	0,8	0,9	1,0 $\sigma_m$
$y : b = 1 : 1 \sigma_x =$	1,0	0,89	0,71	0,45	0,31	0,16	0,0 $\sigma_m$
$y : b = 3 : 4 \sigma_x =$	0,91	0,81	0,65	0,41	0,28	0,15	0,0 $\sigma_m$
$y : b = 1 : 2 \sigma_x =$	0,84	0,75	0,59	0,38	0,26	0,13	0,0 $\sigma_m$
$y : b = 1 : 4 \sigma_x =$	0,81	0,72	0,57	0,36	0,25	0,13	0,0 $\sigma_m$
$y : b = 0 \sigma_x =$	0,78	0,69	0,55	0,35	0,24	0,12	0,0 $\sigma_m$

2. Lösung.  $C_1 = 0,333$ ,  $C_3 = 0,045$ ,  $C_5 = 0,016$ ,  $C_2 = 0,008$ .

$(1 - \frac{x}{a})$	1,0	0,7	0,5	0,3	0,2	0,1	0,0
$y : b = 1 : 1 \sigma_x$	0	0	0	0	0	0	0
$y : b = 3 : 4$	0,01	0,01	0,03	0,04	0,05	0,04	0,10
$\sigma_x$	—	—	—	0,00	+ 0,01	+ 0,01	—
$\sigma_{x_2} =$	—	0,01	0,03	0,05	0,06	0,05	0,00 $\sigma_m$
$y : b = 1 : 2$	0,01	0,01	0,06	0,08	0,08	0,07	0,00
$\sigma_{x_2} =$	0,01	0,01	0,06	0,08	0,09	0,08	0,00 $\sigma_m$
$y : b = 1 : 4$	0,02	0,02	0,07	0,10	0,10	0,08	0,00
$\sigma_{x_2} =$	0,02	0,02	0,07	0,10	0,10	— 0,00	0,00 $\sigma_m$
$y : b = 0 \sigma_x$	0,02	0,02	0,08	0,11	0,11	0,09	0,00 $\sigma_m$

Tabelle 10.

Gesamtspannungen  $\sigma_x$  bei cosinusförmigem Moment aus Lösung 1 und 2.  
Seitenverhältnis  $a : b = \pi$ .

$x : a$	0,0	0,3	0,5	0,7	0,8	0,9	1,0
$y : b = 1$	1,0	0,89	0,71	0,45	0,31	0,16	0,0 $\sigma_m$
$y : b = 3 : 4$							
1. Lösung	0,91	0,81	0,65	0,41	0,28	0,15	0,00
2. Lösung	0,01	0,01	0,03	0,05	0,06	0,05	0,00
Summe	0,90	0,80	0,62	0,36	0,22	0,10	0,00 $\sigma_m$
$y : b = 1 : 2$							
1. Lösung	0,84	0,75	0,59	0,38	0,26	0,13	0,00
2. Lösung	0,01	0,01	0,06	0,08	0,09	0,08	0,00
Summe	0,83	0,74	0,53	0,30	0,15	0,05	0,00 $\sigma_m$
$y : b = 1 : 4$							
1. Lösung	0,81	0,72	0,57	0,36	0,25	0,13	0,00
2. Lösung	0,02	0,02	0,07	0,10	0,10	0,08	0,00
Summe	0,79	0,70	0,50	0,26	0,15	0,05	0,00 $\sigma_m$
$y : b = 0$							
1. Lösung	0,78	0,69	0,55	0,35	0,24	0,12	0,00
2. Lösung	0,02	0,02	0,08	0,11	0,11	0,09	0,00
Summe	0,76	0,67	0,47	0,24	0,13	0,03	0,00 $\sigma_m$

Tabelle 11.  
Cosinusförmiges Moment. Genaue Lösung.  
Schubspannungen  $\tau$  für  $a : b = \pi$ .

		1. Lösung.						
$x : a$		0,0	0,3	0,5	0,7	0,8	0,9	1,0
$\sin \frac{\pi}{2} \cdot \frac{x}{a}$		0,0	0,45	0,71	0,89	0,95	0,99	1,00
$y = 0$	$\tau_1$	0,0	0	0	0	0	0	0 $\sigma_m$
$y : b = 1 : 4$	$\tau_1$	0,0	0,05	0,07	0,09	0,10	0,10	0,10 $\sigma_m$
$y : b = 1 : 2$	$\tau_1$	0,0	0,09	0,14	0,18	0,19	0,20	0,20 $\sigma_m$
$y : b = 3 : 4$	$\tau_1$	0,0	0,14	0,22	0,28	0,29	1,31	0,31 $\sigma_m$
$y : b = 1 : 1$	$\tau_1$	0,0	0,18	0,30	0,38	0,41	0,43	0,43 $\sigma_m$

		2. Lösung.						
		$C_1 = 0,333, C_3 = 0,045, C_5 = 0,016.$						
$x : a$		0	0,3	0,5	0,7	0,8	0,9	1,0
$y : b = 0$		0	0	0	0	0	0	0
$y : b = 1 : 4$		0,0	0,00	0,02	0,02	0,0	-0,04	-0,13
		—	—	—	—	—	-0,01	+0,05
$\tau_2 = \frac{2b}{n\pi} \sin n \frac{\pi}{8} F'_2(x)$		—	—	—	—	—	—	-0,02
	$\tau =$	0,0	0,00	0,02	+0,02	0,00	-0,05	-0,10 $\sigma_m$
$y : b = \frac{1}{2}$		0,0	0,01	0,04	0,03	0,0	-0,07	-0,24
$\tau_2 = \frac{2b}{n\pi} \sin n \frac{\pi}{4} F'_2(x)$		—	—	—	—	—	-0,01	+0,04
		—	—	—	—	—	—	+0,01
	$\tau =$	0,0	0,01	0,04	0,03	0,0	-0,08	-0,19 $\sigma_m$
$y : b = \frac{3}{4}$		0,0	0,02	0,04	0,04	0,00	-0,09	-0,30
$\tau_2 = \frac{2b}{n\pi} \sin n \frac{3\pi}{8} F'_2(x)$		—	—	—	—	—	—	-0,02
		—	—	—	—	—	—	+0,01
	$\tau =$	0,00	0,02	0,04	0,04	0,00	-0,09	-0,31 $\sigma_m$
$y : b = 1$		0,00	0,02	0,05	0,04	0,00	-1,10	-0,33
$\tau_2 = \frac{2b}{n\pi} \sin \frac{n\pi}{4} F'(x)$		—	—	—	—	—	+0,01	-0,05
		—	—	—	—	—	—	-0,02
	$\tau =$	0,00	0,02	0,05	0,04	0,0	-0,09	-0,41 $\sigma_m$

Tabelle 12.  
Gesamtspannungen für  $a : b = \pi$ .  $\tau$  aus Lösung 1 und 2.

$x : a$		0,0	0,3	0,5	0,7	0,8	0,9	1,0
$y : b = 0$		0	0	0	0	0	0	0
$y : b = 1 : 4$	Lösung 1	0,0	0,05	0,07	0,09	0,10	0,10	0,10
	Lösung 2	0,00	0,00	0,02	0,02	0,00	-0,05	-0,10
	$\tau = \Sigma$	0,0	0,05	0,09	0,11	0,10	0,05	0,0 $\sigma_m$

Fortsetzung von Tabelle 12.

$x : a$		0,0	0,3	0,5	0,7	0,8	0,9	1,0
$y : b = 0$			0	0	0	0	0	0
$y : b = 1 : 2$	Lösung 1	0,0	0,09	0,14	0,18	0,19	0,20	0,20
	Lösung 2		0,00	0,04	0,03	0,00	-0,08	-0,19
	$\tau = \Sigma$	0,00	0,19	0,18	0,21	0,19	0,12	0,01 $\sigma_m$
$y : b = 3 : 4$	Lösung 1	0,0	0,14	0,22	0,28	0,29	0,31	0,31
	Lösung 2		0,02	0,04	0,04	0,00	-0,09	-0,31
	$\tau = \Sigma$	0,0	0,16	0,26	0,32	0,29	0,22	0,00 $\sigma_m$
$y : b = 1 : 1$	Lösung 1	0,0	0,18	0,30	0,38	0,41	0,43	0,43
	Lösung 2		0,02	0,05	0,04	0,00	-0,09	-0,41
	$\tau = \Sigma$	0,00	0,20	0,35	0,42	0,41	0,32	0,02 $\sigma_m$

Tabelle 13.  
Cosinusförmiges Moment. Genaue Lösung.  
Spannungen  $\sigma_y$ .  $a : b = \pi$ .

1. Lösung.  $\sigma_y = \sigma_{ym} \cos \frac{\pi}{2a} x$ .

$x : a$		0,0	0,3	0,5	0,7	0,8	0,9	1,0
$\cos \frac{\pi}{2a} \cdot x$		1,0	1,0	0,71	0,45	0,31	0,16	0,0
$y = 0$		0,10	0,09	0,07	0,05	0,03	0,02	0,00 $\sigma_m$
$y : b = 1 : 4$		0,10	0,09	0,07	0,04	0,03	0,02	0,00 $\sigma_m$
$y : b = 1 : 2$		0,08	0,07	0,06	0,04	0,02	0,01	0,0 $\sigma_m$
$y : b = 3 : 4$		0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,0 $\sigma_m$
$y : b = 1$		0,00	0,00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0 $\sigma_m$

2. Lösung.

$C_1 = 0,333, C_3 = 0,045, C_5 = 0,016.$

$x : a$		0,0	0,3	0,5	0,7	0,8	0,9	1,0
$y = 0 \left(\frac{2b}{n\pi}\right)^2 F''(x) \cos 0$		0,01	0,01	0,02	-0,04	-0,12	-0,31	-0,67
	$n = 3$	—	—	—	—	—	+0,01	+0,09
	$n = 5$	—	—	—	—	—	—	-0,03
	$\sigma_y = \Sigma$	0,01	0,01	0,02	-0,04	-0,12	-0,30	0,61 $\sigma_m$
$y : b = 1 : 4$	$n = 1$	0,01	0,01	0,02	-0,04	-0,11	-0,28	-0,62
$\left(\frac{2b}{n\pi}\right)^2 F''_2(x) \cos n \frac{\pi}{8}$	$n = 3$	—	—	—	—	—	—	+0,03
	$n = 5$	—	—	—	—	—	—	-0,01
	$\sigma_y = \Sigma$	0,01	0,01	0,02	-0,04	-0,11	-0,28	-0,60 $\sigma_m$
$y : b = 1 : 2$	$n = 1$	0,01	0,01	0,01	-0,03	-0,08	-0,22	-0,48
$\left(\frac{2b}{n\pi}\right)^2 F''_2(x) \cos n \frac{\pi}{4}$	$n = 3$	—	—	—	—	—	-0,01	-0,06
	$n = 5$	—	—	—	—	—	—	+0,02
	$\sigma_y = \Sigma$	0,01	0,01	0,01	-0,03	-0,08	-0,23	-0,52 $\sigma_m$
$y : b = 3 : 4$	$n = 1$	0,00	0,00	0,01	-0,02	-0,05	-0,12	-0,25
$\left(\frac{2b}{n\pi}\right)^2 F''_2(x) \cos \frac{3\pi}{8}$	$n = 3$	—	—	—	—	—	-0,01	-0,08
	$n = 5$	—	—	—	—	—	—	-0,02
	$\sigma_y = \Sigma$	0,0	0,0	0,01	-0,02	-0,05	-0,13	-0,35 $\sigma_m$
$y : b = 1$	$\sigma_y$	0	0	0	0	0	0	0 $\sigma_m$

Tabelle 14.

Cosinusförmiges Moment.  $a : b = \pi$ .

Zusammenstellung der Lösungen 1 und 2 für die Spannungen  $\sigma_y$ .

$\frac{x}{a} =$		0,0	0,3	0,5	0,7	0,8	0,9	1,0
$y : b = 0$	1. Lösung	0,10	0,09	0,07	0,05	+ 0,03	+ 0,02	+ 0,0
	2. Lösung	0,01	0,01	0,02	- 0,04	- 0,12	- 0,31	- 0,61
	$\sigma_y = \sum$	0,11	0,10	0,09	0,01	- 0,09	- 0,29	- 0,61 $\sigma_m$
$y : b = 1 : 4$	1. Lösung	0,10	0,09	0,07	0,04	0,03	0,02	0,00
	2. Lösung	0,01	+ 0,01	+ 0,02	- 0,04	- 0,11	- 0,28	- 0,60
	$\sigma_y = \sum$	0,11	0,10	0,09	0,0	- 0,08	- 0,26	0,60 $\sigma_m$
$y : b = 1 : 2$	1. Lösung	0,08	0,07	0,06	0,04	0,02	0,01	0,00
	2. Lösung	0,01	0,01	0,01	- 0,03	- 0,08	- 0,33	- 0,44
	$\sigma_y = \sum$	0,09	0,08	0,07	0,01	- 0,06	- 0,32	- 0,44 $\sigma_m$
$y : b = 3 : 4$	1. Lösung	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,00
	2. Lösung	0,00	0,00	0,01	- 0,02	- 0,05	- 0,13	- 0,35
		0,05	0,04	0,04	$\pm 0,00$	- 0,04	- 0,12	- 0,35 $\sigma_m$
$y : b = 1 : 1$	Lösung	0,00	0	0	0	0	0	0 $\sigma_m$

Tabelle 15.

Cosinusförmiges Moment:  $a : b = 4$  und  $m = 1$ .

Also  $\frac{m\pi}{2a} \cdot b = \frac{\pi}{8} = 0,392$ ;  $\frac{2 \cdot 2a}{m \cdot b \cdot \pi} = \frac{2 \cdot 8}{\pi} = 2,55 \cdot 2 = 5,1$ .

$\frac{m\pi b}{4a} = 0,196$ ;  $\mathfrak{I}g \frac{\pi b}{2a} = 0,373$ ;  $\frac{\pi b}{4a} \cdot \mathfrak{I}g 0,392 = 0,073$ .

$y : b$	0	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	1
$\frac{m\pi}{2a} \cdot y = \frac{m\pi(y)}{8 \cdot \frac{b}{b}}$	0	0,98	0,196	0,294	0,392
$\mathfrak{C}os \left\{ \frac{m\pi}{8} \cdot \frac{y}{b} \right\} = \mathfrak{C}os \left\{ \frac{m\pi}{2a} y \right\}$	1,00	1,005	1,019	1,044	1,078
$\mathfrak{S}in \frac{m\pi}{8} \cdot \frac{y}{b}$	0	0,098	0,20	0,30	0,40
a) $\mathfrak{C}os \left\{ \frac{m\pi}{8} \cdot \frac{y}{b} \right\} : \mathfrak{C}os \left\{ \frac{ka}{b} \right\}$	0,93	0,94	0,95	0,98	1,00
b) $\mathfrak{C}os \left\{ \frac{m\pi}{8} \cdot \frac{y}{b} \right\} : \mathfrak{S}in \frac{ka}{b}$	2,5	2,53	2,55	2,62	2,69
c) $\mathfrak{S}in \frac{ky}{b} : \mathfrak{C}os \left\{ \frac{ka}{b} \right\}$	0	0,091	0,19	0,28	0,37
d) $\mathfrak{S}in \frac{ky}{b} : \mathfrak{S}in \frac{ka}{b}$	0	0,25	0,50	0,75	1,00
e) $\frac{y}{b} \left( \mathfrak{C}os \left\{ \frac{ky}{b} \right\} : \mathfrak{S}in \frac{ka}{b} \right)$	0	0,63	0,28	1,97	2,69
f) $\frac{4a}{b m \pi} \cdot \left( \mathfrak{C}os \left\{ \frac{ka}{b} \right\} : \mathfrak{S}in \frac{ka}{b} \right)$	12,8	12,9	13,0	13,4	13,7
g) $\frac{y}{b} \left( \mathfrak{S}in \frac{ky}{b} : \mathfrak{S}in \frac{ka}{b} \right)$	0	0,66	0,25	0,56	1,00

Fortsetzung von Tabelle 15.

$y : b$	0	$1/4$	$1/2$	$3/4$	1
h) $\frac{4a}{b m \pi} \left( \text{Sin} \frac{k y}{b} : \text{Sin} \frac{k a}{b} \right)$	0	0,64	0,128	1,90	2,55
$a - g$	0,93	0,88	0,70	0,42	0
$\sigma_y = \frac{m \pi b}{4a} \cdot \mathfrak{I}g \frac{m \pi b}{2a} (a - g) =$	0,072	0,068	0,054	0,032	0 $\sigma_m$
$f - (a - g)$	11,7	12,0	12,3	13,0	13,7
$\sigma_x = K (f - a + g)$	0,86	0,88	0,90	0,95	1,00 $\sigma_m$
$e + h$	0	1,27	2,56	3,87	5,24
$e + h - c$	0	1,18	2,37	3,59	4,87
$\tau = K \cdot (e + h - c)$	0	0,09	0,17	0,26	0,36 $\sigma_m$

$$\begin{aligned} \text{Die mittragende Breite } B_1 &= b \mathfrak{I}g \cdot \pi b \left( -\mathfrak{I}g \frac{\pi b}{2a} + \frac{1}{\mathfrak{I}g \cdot \pi b} + \frac{2a}{b m \pi} \right), \\ &= b \cdot 0,186 (-0,373 + 2,69 + 2,55), \\ B_1 &= b \cdot 0,186 \cdot 4,87 = 0,910 b. \end{aligned}$$

Tabelle 16. Cosinusförmiges Moment.  $a : b = 4$ .  $m = 3$   
 $\frac{m \pi b}{2a} = \frac{3 \pi}{8} = 1,176$ ;  $\frac{2a}{m \pi b} = 0,85$ ;  $\frac{m \pi b}{4a} \mathfrak{I}g 1,176 = 0,588 \cdot 0,826 = 0,485$

$y : b$	0	$1/4$	$1/2$	$3/4$	1
$\frac{m \pi}{2a} y \frac{m \pi (y)}{8 b}$	0	0,294	0,588	0,882	1,176
$\mathfrak{C}o\mathfrak{f} \frac{m \pi y}{8} = \mathfrak{C}o\mathfrak{f} \frac{m \pi}{2a} y$	1,00	1,044	1,175	1,424	1,78
$\text{Sin} \frac{m \pi y}{8 b}$	0	0,30	0,62	1,00	1,47
a) $\mathfrak{C}o\mathfrak{f} \frac{m \pi}{2a} y : \mathfrak{C}o\mathfrak{f} \frac{m \pi}{2a} b$	0,56	0,59	0,66	0,80	1,00
b) $\mathfrak{C}o\mathfrak{f} \frac{m \pi}{2a} y : \text{Sin} \frac{m \pi}{2a} b$	0,68	0,81	0,80	0,96	1,21
c) $\text{Sin} \frac{m \pi}{2a} y : \mathfrak{C}o\mathfrak{f} \frac{m \pi}{2a} b$	0	0,17	0,35	0,56	0,82
d) $\text{Sin} \frac{m \pi}{2a} y : \text{Sin} \frac{m \pi}{2a} b$	0	0,20	0,42	0,68	1,00
e) $\frac{y}{b} \cdot \left[ \mathfrak{C}o\mathfrak{f} \frac{m \pi}{2a} y : \text{Sin} \frac{m b \pi}{2a} \right]$	0	0,18	0,40	0,72	1,21
f) $\frac{4a}{b m \pi} \left[ \mathfrak{C}o\mathfrak{f} \frac{m \pi}{2a} y : \text{Sin} \frac{m b \pi}{2a} \right]$	1,16	1,20	1,36	1,64	2,16
g) $\frac{y}{b} \left( \text{Sin} \frac{m \pi}{2a} y : \text{Sin} \frac{m \pi b}{2a} \right)$	0,0	0,05	0,21	0,51	1,00
h) $\frac{2a}{b m \pi} \left( \text{Sin} \frac{m \pi}{2a} y : \text{Sin} \frac{m \pi b}{2a} \right)$	0	0,17	0,36	0,58	0,85
$a - g$	0,56	0,54	0,45	0,29	0,00
$\sigma_y = \mathfrak{I}g \frac{m \pi b m \pi b}{2a 4a} (a - g)$	0,27	0,26	0,27	0,14	0,00 $\sigma_m$
$f - (a - g)$	0,60	0,66	0,91	1,35	2,06
$\sigma_x = \frac{m \pi b}{4a} \mathfrak{I}g \frac{m \pi b}{2a} (f - a + g)$	0,29	0,32	0,44	0,66	1,00 $\sigma_m$
$e + h$	0	0,18	0,41	0,74	1,24
$e + h - c$	0	0,09	0,20	0,35	0,59 $\sigma_m$
$\tau = \frac{m \pi b}{4a} \mathfrak{I}g \frac{m \pi b}{2a} (e + h - c)$					

$$B_3 = \frac{b}{2} \cdot 0,826 (-0,826 + 1,21 + 0,85) = b \cdot 0,413 \cdot 1,23 = 0,51 b.$$

Tabelle 17.

Cosinusförmiges Moment.  $a : b = 4$ .

$$m = 5; \frac{5\pi b}{2a} = \frac{5}{8} \cdot \pi = 1,96; 2 \cdot \frac{2a}{5\pi b} = 2 \cdot 0,51 = 1,02; \mathfrak{Zg} \frac{5\pi b}{2a} = 0,961; \frac{5\pi b}{4a} \cdot \mathfrak{Zg} 1,96 = 0,98 \cdot 0,96 = 0,94.$$

$y : b$	0	$1/2$	$3/4$	1
$\frac{m\pi}{2a} y = \frac{m\pi}{8} \cdot \left(\frac{y}{b}\right)$	0,0	0,98	1,48	1,96
$\mathfrak{Cof} \frac{m\pi}{8} \cdot \frac{y}{b}$	1,00	1,52	2,31	3,62
$\mathfrak{Sin} \frac{m\pi}{8} \cdot \frac{y}{b}$	0,00	1,14	2,08	3,48
a) $\mathfrak{Cof} \frac{m\pi}{8} \cdot \frac{y}{b} : \mathfrak{Cof} k \frac{a}{b}$	0,27	0,42	0,64	1,00
b) $\mathfrak{Cof} \frac{m\pi}{8} \cdot \frac{y}{b} : \mathfrak{Sin} k \cdot \frac{a}{b}$	0,29	0,44	0,67	1,04
c) $\mathfrak{Sin} k \frac{y}{b} : \mathfrak{Cof} k \frac{a}{b}$	0,00	0,31	0,57	0,96
d) $\mathfrak{Sin} k \frac{y}{b} : \mathfrak{Sin} k \frac{a}{b}$	0,00	0,33	0,60	1,00
e) $\frac{y}{b} \left( \mathfrak{Cof} k \frac{y}{b} : \mathfrak{Sin} k \frac{a}{b} \right)$	0	0,22	0,56	1,04
f) $\frac{4a}{b m \pi} \left( \mathfrak{Cof} k \frac{y}{b} : \mathfrak{Sin} k \frac{a}{b} \right)$	0,29	0,45	0,68	1,06
g) $\frac{y}{b} \left( \mathfrak{Sin} k \frac{y}{b} : \mathfrak{Sin} k \frac{a}{b} \right)$	0,0	0,17	0,45	1,00
h) $\frac{2a}{b m \pi} \left( \mathfrak{Sin} k \frac{y}{b} : \mathfrak{Sin} k \frac{a}{b} \right)$	0,0	0,17	0,31	0,51
$a - g$	0,27	0,25	0,19	0,0
$\sigma_y = \frac{m\pi b}{4a} \cdot \mathfrak{Zg} \frac{m\pi b}{2a} (a - g)$	0,25	0,24	0,18	0,0 $\sigma_m$
$f - (a - g)$	0,02	0,20	0,49	1,06
$\sigma_x = k (f - a + g)$	0,02	0,19	0,46	1,06 $\sigma_m$
$e + h$	0,0	0,39	0,81	1,55
$e + h - c$	0,0	0,08	0,24	0,59
$\tau = k (e + h - c)$	0,0	0,07	0,23	0,56 $\sigma_m$

$$B = \frac{b}{2} \mathfrak{Zg} \left( k \frac{a}{b} \right) \left[ -\mathfrak{Zg} \left( k \frac{a}{b} \right) + \frac{1}{\mathfrak{Zg} k \frac{a}{b}} + \frac{2a}{b m \cdot \pi} \right].$$

$$B_s = \frac{b}{2} \cdot 0,96 \left( -0,96 + \frac{1}{0,96} + 0,51 \right).$$

$$B_s = b \cdot 0,48 \cdot 0,59 = 0,285 b.$$

Tabelle 18.

Cosinusförmiges Moment.

$$a : b = 4; m = 7; \frac{7\pi b}{2a} = 2,75; \frac{4a}{7\pi b} = 0,73; \mathfrak{Zg} \frac{7\pi b}{2a} = 0,99; \frac{7\pi b}{4a} \cdot \mathfrak{Zg} 2,75 = 1,38 \cdot 0,99 = 1,37.$$

$y : b$	0	$1/2$	$3/4$	1
$\frac{m\pi}{2a} y = \frac{m\pi}{8} \cdot \frac{y}{b}$	0,0	1,38	2,06	2,75
$\mathfrak{Cof} \frac{m\pi}{8} \cdot \frac{y}{b}$	1,00	2,11	3,99	7,85
$\mathfrak{Sin} \frac{m\pi}{8} \cdot \frac{y}{b}$	0,00	1,86	3,82	7,79



Fortsetzung von Tabelle 18.

$y : b$	0	$1/2$	$3/4$	1
a) $\text{Cof} \frac{m\pi}{8} \cdot \frac{y}{b} : \text{Cof} k \frac{a}{b}$	0,13	0,27	0,51	1,00
b) $\text{Cof} \frac{m\pi}{8} \cdot \frac{y}{b} : \text{Sin} k \frac{a}{b}$	0,13	0,27	0,51	1,00
c) $\text{Sin} k \frac{y}{b} : \text{Cof} k \frac{a}{b}$	0,00	0,24	0,49	0,99
d) $\text{Sin} k \frac{y}{b} : \text{Sin} k \frac{a}{b}$	0,0	0,24	0,49	1,00
e) $\frac{y}{b} \left( \text{Cof} k \frac{y}{b} : \text{Sin} k \frac{a}{b} \right)$	0	0,14	0,38	1,01
f) $\frac{4a}{b m \pi} \left( \text{Cof} k \frac{y}{b} : \text{Sin} k \frac{a}{b} \right)$	0,10	0,20	0,37	0,74
g) $\frac{y}{b} \left( \text{Sin} k \frac{y}{b} : \text{Sin} k \frac{a}{b} \right)$	0	0,13	0,37	1,00
h) $\frac{2a}{b m \pi} \left( \text{Sin} k \frac{y}{b} : \text{Sin} k \frac{a}{b} \right)$	0,0	0,09	0,18	0,36
$a - g$	0,13	0,14	0,14	0
$\sigma_y = \frac{m\pi b}{4a} \cdot \text{Zg} \frac{m\pi \cdot b}{2a} (a - g)$	0,18	0,19	0,19	0,00 $\sigma_m$
$f - (a - g)$	-0,03	0,06	0,24	0,74
$\sigma_x = K (f - a + g)$	-0,04	0,08	0,33	1,00 $\sigma_m$
$e + h$	0,0	0,23	0,56	0,37
$e + h - c$	0,0	-0,01	0,07	0,38
$\tau = k(e + h - c)$	0,0	-0,11	0,10	0,51 $\sigma_m$

$$B = \frac{b}{2} \cdot \frac{2a}{b m \pi} = \frac{a}{m \pi} = \frac{4b}{3,14 \cdot 7} = 0,32 a$$

$$B_7 = \frac{b}{2} \cdot 0,99 (-0,99 + 1,01 + 0,37)$$

$$B_7 = 0,18 b.$$

Tabelle 19.

Zwei symmetrische Lasten. Seitenverhältnis:  $a : b = 4$ .

$$F_1(x, y) = -1,61 \cdot 0,71 \sigma_m \left[ \left( \frac{\pi}{2a} \right)^2 \cdot \cos \frac{\pi}{2a} \cdot x \cdot F \left( \frac{\pi}{2a} \cdot y \right) - \frac{1}{9} \left( \frac{3\pi}{2a} \right)^2 \cos \frac{3\pi}{2a} \cdot x \cdot F \left( \frac{3\pi}{2a} \cdot y \right) \right. \\ \left. - \frac{1}{25} \left( \frac{5\pi}{2a} \right)^2 \cdot \cos \frac{5\pi}{2a} x \cdot F \left( \frac{5\pi}{2a} y \right) + \frac{1}{49} \left( \frac{7\pi}{2a} \right)^2 \cos \frac{7\pi}{2a} x \cdot F \left( \frac{7\pi}{2a} \cdot y \right) \right] \\ \sigma_x = 1,61 \cdot 0,71 \sigma_m \left[ \frac{b\pi}{4a} \cos \frac{\pi}{2a} x \cdot F''_1 \left( \frac{\pi}{2a} y \right) - \frac{1}{9} \frac{3\pi b}{4a} \cos \frac{3\pi}{2a} x \cdot F''_1 \left( \frac{3\pi}{2a} y \right) - \frac{1}{25} \frac{5\pi b}{4a} \cos \frac{5\pi}{2a} x \cdot F''_1 \left( \frac{5\pi}{2a} y \right) \right].$$

 $\sigma_x$  für  $x = 0$ .

$y : b$	0	$1/4$	$1/2$	$3/4$	1
$\sigma_x$ für $m = 1$	0,86	0,88	0,90	0,94	1,00
$\frac{1}{9} \sigma_x$ für $m = 3$	0,03	-0,04	-0,05	-0,07	-0,11
$\frac{1}{25} \sigma_x$ für $m = 5$	—	—	—	-0,02	-0,04
$\frac{1}{49} \sigma_x$ für $m = 7$	—	—	—	+0,01	+0,02
Summe	0,83	0,84	0,84	0,86	0,87
$\sigma_x(x = 0) =$	0,93	0,94	0,94	0,98	1,00 $\sigma_m$

Fortsetzung von Tabelle 19.

$\tau$  für  $x = a$

$y : b$	0	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	1
+	0	0,09	0,17	0,26	0,36
$(\sin \frac{3\pi}{2a} x) = -1 +$	0	+ 0,01	+ 0,02	+ 0,04	+ 0,06
$\sin \frac{5\pi}{2a} x = +1 -$	—	—	0,00	— 0,01	— 0,02
$\sin \frac{7\pi}{2a} x = -1 -$	—	—	—	—	— 0,01
$\tau = 1,14 \sigma_m \cdot \Sigma$	0	0,10	0,19	0,29	0,39
	0	0,11	0,22	0,32	0,44 $\sigma_m$
$\sigma_y$ für $x = 0$					
$m = 1$	0,072	0,068	0,054	0,032	0,00
$m = 3$	— 0,030	— 0,030	— 0,024	— 0,016	— 0,00
$m = 5$	— 0,010	— 0,009	— 0,009	— 0,007	— 0,00
$m = 7$	0,004	0,004	0,004	0,004	0,00
$\sigma_y = 1,14 \cdot \Sigma$	0,036	0,033	0,023	0,013	0,00
	0,041	0,038	0,026	0,015	0,00 $\sigma_m$

Tabelle 20.

Trigonometrische Funktionen von  $x$ .

$\frac{x}{a}$	0	0,3	0,5	0,7	0,8	0,9	1,0
$\frac{\pi}{2} \cdot \frac{x}{a}$ (Bogen)	0	$\frac{3\pi}{20}$	$\frac{\pi}{4}$	$\frac{7\pi}{20}$	$\frac{2\pi}{5}$	$\frac{9\pi}{20}$	$\frac{\pi}{2}$
$\frac{\pi}{2} \cdot \frac{x}{a}$ (Grad)	0°	27°	45°	63°	72°	81°	90°
$\frac{3\pi}{2} \cdot \frac{x}{a}$ (Grad)	0°	81°	135°	189°	216°	243°	270°
$\frac{5\pi}{2} \cdot \frac{x}{a}$ (Grad)	0°	135°	225°	315°	360°	405°	450°
$\frac{7\pi}{2} \cdot \frac{x}{a}$ (Grad)	0°	189°	315°	441°	504°	567°	630°
$\cos \frac{\pi}{2} \cdot \frac{x}{a}$	1,0	0,89	0,71	0,45	0,31	0,16	0,00
$\cos \frac{3\pi}{2} \cdot \frac{x}{a}$	1,0	0,16	— 0,71	— 0,99	— 0,81	— 0,45	0,00
$-\frac{1}{9} \cos \frac{3\pi}{2} \cdot \frac{x}{a}$	— 0,11	— 0,02	+ 0,08	+ 0,11	+ 0,09	+ 0,05	0,00
$\cos \frac{5\pi}{2} \cdot \frac{x}{a}$	1,0	— 0,71	— 0,71	+ 0,71	+ 1,0	+ 0,71	0,00
$-\frac{1}{25} \cos \frac{5\pi}{2} \cdot \frac{x}{a}$	— 0,04	+ 0,03	+ 0,03	— 0,03	— 0,04	— 0,03	0,00
$\cos \frac{7\pi}{2} \cdot \frac{x}{a}$	1,00	— 0,99	+ 0,71	+ 0,16	— 0,81	— 0,89	0,00
$\frac{1}{49} \cos \frac{7\pi}{2} \cdot \frac{x}{a}$	+ 0,02	— 0,02	+ 0,01	+ 0,003	— 0,02	— 0,02	0,00
$\sin \frac{\pi}{2} \cdot \frac{x}{a}$	0,0	0,45	0,71	0,89	0,95	0,99	1,00

Fortsetzung von Tabelle 20.

$\frac{x}{a}$	0	0,3	0,5	0,7	0,8	0,9	1,0
$\sin \frac{3\pi}{2} \cdot \frac{x}{a}$	0,0	0,99	0,71	-0,16	-0,59	-0,89	-1,00
$-\frac{1}{9} \sin \frac{3\pi}{2} \cdot \frac{x}{a}$	-0,0	-0,11	-0,08	+0,02	+0,06	+0,10	+0,11
$\sin \frac{5\pi}{2} \cdot \frac{x}{a}$	0,0	0,71	-0,71	-0,71	0,00	0,71	1,00
$-\frac{1}{25} \sin \frac{5\pi}{2} \cdot \frac{x}{a}$	0,0	-0,03	+0,03	+0,03	+0,00	-0,03	-0,04
$\sin \frac{7\pi}{2} \cdot \frac{x}{a}$	0,0	0,16	-0,71	+0,99	+0,59	-0,45	-1,00
$\frac{1}{49} \sin \frac{7\pi}{2} \cdot \frac{x}{a}$	0,0	0,00	-0,01	+0,02	+0,01	-0,01	-0,02

Tabelle 21.

Zwei symmetrische Lasten.  $a : b = 4$ . Normalspannungen durch Lösung 1.

$$\sigma_x = \frac{16}{\pi^2} \cdot \sin \frac{m\pi}{4} \cdot \frac{(-1)^{\frac{m+1}{2}}}{m^2}, \quad \cos \frac{m\pi}{2a} x \left( \frac{2a}{m\pi} \right)^2 F''(y).$$

$x : a$	0,0	0,3	0,5	0,7	0,8	0,9	1,00
$y : b = 0$							
$\cos \frac{\pi}{2a} x \left( \frac{2a}{\pi} \right)^2 F''(y)$	+0,86	+0,77	0,61	0,39	0,26	0,13	0,00
$-\frac{1}{9} \cos \frac{3\pi}{2a} x \left( \frac{2a}{3\pi} \right)^2 F''(y)$	-0,03	-0,01	+0,02	+0,03	+0,03	+0,01	0,00
Summe	0,83	0,76	0,63	0,42	0,29	0,14	0,00
$\sigma_x = 1,14 \cdot \text{Summe}$	0,95	0,87	0,72	0,48	0,33	0,16	0,00 $\sigma_m$
$y : b = \frac{1}{4}$							
$\cos \frac{\pi}{2a} x \left( \frac{2a}{\pi} \right)^2 F''(y)$	+0,88	+0,79	0,62	0,40	0,27	0,13	0,0
$-\frac{1}{9} \cos \frac{3\pi}{2a} x \left( \frac{2a}{3\pi} \right)^2 F''(y)$	-0,04	-0,02	0,03	0,03	0,03	0,01	0,0
Summe	0,84	0,77	0,65	0,43	0,30	0,14	0,0
$\sigma_x = 1,14 \cdot \text{Summe}$	0,95	0,88	0,74	0,49	0,34	0,16	0,06 $\sigma_m$
$y : b = \frac{1}{2}$							
$\cos \frac{\pi}{2a} x \left( \frac{2a}{\pi} \right)^2 F'' y$	+0,90	+0,81	0,64	0,41	0,28	0,14	0,0
$-\frac{1}{9} \cos \frac{3\pi}{2a} x \left( \frac{2a}{3\pi} \right)^2 F'' y$	-0,05	-0,01	+0,04	0,05	0,04	0,02	0,0
$-\frac{1}{25} \cos \frac{5\pi}{2a} x \left( \frac{2a}{5\pi} \right)^2 F'' y$	-0,01	+0,01	0,01	-0,01	-0,01	-0,01	0,0
Summe	+0,84	+0,81	0,69	0,45	0,31	0,15	0,0
$\sigma_x = 1,14 \cdot \text{Summe}$	+0,96	+0,90	0,79	0,51	0,35	0,17	0,0 $\sigma_m$
$y : b = \frac{3}{4}$							
$\cos \frac{\pi}{2a} x \left( \frac{2a}{\pi} \right)^2 F''(y)$	0,95	0,85	0,67	0,43	0,29	0,15	0,0
$-\frac{1}{9} \cos \frac{3\pi}{2a} x \left( \frac{2a}{3\pi} \right)^2 F''(y)$	-0,07	-0,01	+0,05	+0,07	+0,06	+0,03	0,0
$-\frac{1}{25} \cos \frac{5\pi}{2a} x \left( \frac{2a}{5\pi} \right)^2 F''(y)$	-0,02	+0,01	0,01	-0,01	-0,02	-0,01	0,0
Summe	+0,01	-0,01	0,00	+0,01	-0,03	-0,01	0,0
$\sigma_x = 1,14 \cdot \text{Summe}$	0,87	0,84	0,73	0,50	0,32	0,16	0,0 $\sigma_m$
	0,97	0,96	0,83	0,57	0,36	0,18	0,0 $\sigma_m$

Fortsetzung von Tabelle 21.

$x : a$	0,0	0,3	0,5	0,7	0,8	0,9	1,00
$y : b = 1$							
$\cos \frac{\pi}{2a} \cdot x F(y)$	1,0	0,89	0,71	0,45	0,31	0,16	0,00
$\frac{1}{9} \cos \frac{3\pi}{2a} x F(y)$	-0,11	-0,02	+0,08	+0,11	+0,09	+0,05	0,0
	-0,04	+0,03	+0,03	-0,03	+0,04	-0,03	0,00
	+0,02	-0,02	+0,01	—	-0,02	-0,02	0,00
Summe	0,87	0,90	0,83	0,56	0,34	+0,16	0,00
$\sigma_x = 1,14 \cdot \text{Summe}$	1,00	1,02	0,95	0,64	0,39	0,18	0,00 $\sigma_m$
Erwünschtes Resultat	1,00	1,00	1,00	0,60	0,40	0,20	0,00 $\sigma_m$

Tabelle 22.

Zwei symmetrische Lasten.  $a : b = 4$ .

Schubspannungen der ersten Lösung  $\tau = \sum_{\pi_2}^{16} \sin \frac{m\pi}{4} \cdot \sin \frac{m\pi}{2} \sin \frac{n\pi}{2a} \cdot x \left( \frac{m\pi}{2a} \right) F'(y)$ .

$x : a$	0,0	0,3	0,5	0,7	0,8	0,9	1,0
für $y : b = 0$ $\tau =$	0	0	0	0	0	0	0 $\sigma_m$
$y : b = 1 : 4$							
$\sin \frac{\pi}{2a} x \frac{2a}{\pi} F'(y)$	0,0	0,04	0,06	0,08	0,09	0,09	0,09
		-0,01	-0,01	+0,01	+0,01	+0,01	+0,01
$\Sigma$	0,0	0,03	0,05	0,08	0,10	0,10	0,10
$\tau = 1,14 \Sigma$	0,0	0,03	0,06	0,09	0,11	0,11	0,11 $\sigma_m$
$y : b = 1 : 2$							
$\sin \frac{\pi}{2a} \cdot x \left( \frac{2a}{\pi} \right) \cdot F'(y)$	0,0	0,08	0,12	0,15	0,16	0,17	0,17
	0,0	-0,02	-0,02	0,00	0,01	0,02	0,02
$\Sigma$	0,0	0,06	0,10	0,15	0,17	0,19	0,19
$\tau = 1,14 \Sigma$	0,0	0,07	0,11	0,17	0,19	0,21	0,22 $\sigma_m$
$y : b = 3 : 4$							
$\sin \frac{\pi}{2a} \cdot x \left( \frac{2a}{\pi} \right) F'(y)$	0,0	0,12	0,18	0,23	0,25	0,26	0,26
		-0,04	-0,03	+0,01	+0,02	+0,03	+0,04
		-0,01	+0,01	+0,01	+0,00	-0,01	-0,01
$\Sigma$	0,0	0,07	0,16	+0,25	0,27	0,28	0,29
$\tau = 1,14 \cdot \Sigma$	0,0	0,08	0,18	0,28	0,31	0,32	0,33 $\sigma_m$
$y : b = 1 : 1$							
$\sin \frac{\pi}{2a} \cdot x \left( \frac{2a}{\pi} \right) F'y$	0,0	0,16	0,25	0,32	0,34	0,36	0,36
	0,0	-0,06	-0,05	+0,01	+0,04	+0,06	+0,06
	0,0	-0,02	+0,02	+0,02	+0,00	-0,02	-0,02
	0,0	+0,00	-0,01	+0,01	+0,01	-0,01	-0,01
$\Sigma$	0,0	+0,08	0,21	+0,36	0,39	0,39	0,39
$\tau = 1,14 \cdot \Sigma$	0,0	0,09	0,26	0,39	0,42	0,46	0,46 $\sigma_m$

Tabelle 23.

Zwei symmetrische Lasten.  $a : b = 4$ .

$$\text{Querspannung } \sigma_y = \frac{16}{\pi^2} \sin \frac{m\pi}{4} \cdot \sin \frac{m\pi}{2} \cdot \cos \frac{m\pi}{2a} x \cdot F(y).$$

$x : a =$	0,0	0,3	0,5	0,7	0,8	0,9	1,0
a) $y : b = 0$							
$\cos \frac{\pi}{2a} \cdot x \cdot Fy$	0,07	0,06	0,05	0,03	0,02	0,01	0,0
$-\frac{1}{9} \cos \frac{3\pi}{2a} \cdot x \cdot F(y)$	-0,03	-0,01	0,02	0,03	0,02	0,01	0,0
$-\frac{1}{25} \cos \frac{5\pi}{2a} \cdot x \cdot F(y)$	-0,01	0,01	0,01	-0,01	-0,01	-0,01	0,0
		0,00	0,00	+0,01	0,00	0,0	0,0
$\sigma_y = 1,14 \sum =$	$\Sigma$ 0,03 0,034	0,06 0,074	0,08 0,09	0,06 0,07	0,03 0,034	0,01 0,01	0,0 0,0 $\sigma_m$
b) $y : b = 1 : 4; \cos \frac{\pi}{2a} x Fy$	0,07	0,06	0,05	0,03	0,02	0,01	0,00
$-\frac{1}{9} \cos \frac{3\pi}{2a} x Fy$	-0,03	-0,01	+0,02	0,03	0,02	0,01	0,00
$-\frac{1}{25} \cos \frac{5\pi}{2a} x Fy$	-0,01	0,01	0,01	-0,01	-0,01	-0,01	0,00
$\sigma_y = 1,14 \sum =$	$\Sigma$ 0,03 0,03	0,06 0,07	0,08 0,09	0,05 0,06	0,03 0,03	0,01 0,01	0,00 0,00 $\sigma_m$
c) $y : b = 1 : 2; \cos \frac{\pi}{2a} x Fy$	0,05	0,05	0,04	0,02	0,02	0,01	0,00
$-\frac{1}{9} \cos \frac{3\pi}{2a} x Fy$	-0,02	-0,00	+0,02	0,02	0,02	0,01	0,00
$-\frac{1}{25} \cos \frac{5\pi}{2a} \cdot x Fy$	-0,01	0,01	0,01	-0,01	-0,01	-0,01	0,00
$\sigma_y = 1,14 \sum =$	$\Sigma$ 0,02 0,02	0,06 0,07	0,07 0,08	0,03 0,04	0,03 0,03	0,01 0,01	0,00 0,00 $\sigma_m$
d) $y : b = 3 : 4; \cos \frac{\pi}{2a} x Fy$	0,03	0,03	0,02	0,01	0,01	0,005	0,00
$-\frac{1}{9} \cos \frac{3\pi}{2a} x Fy$	-0,02	0,00	0,01	0,02	0,01	0,007	0,00
$-\frac{1}{25} \cos \frac{5\pi}{2a} x Fy$	-0,01	+0,01	0,01	-0,01	-0,01	-0,005	0,00
$\sigma_y = 1,14 \sum =$	$\Sigma$ 0,00 0,00	0,04 0,05	0,04 0,05	0,02 0,03	0,01 0,01	0,01 0,01	0,00 0,00 $\sigma_m$
e) $y : b = 1 : 1; \sigma_y$	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tabelle 24.

Berechnung der Lösung 2 für Moment durch zwei Lasten.

Seitenverhältnis  $a : b = 4$ .

$1 - \frac{x}{a}$	1,0	0,7	0,5	0,3	0,2	0,1	0,0
$1 - \frac{x}{a} - \frac{2b}{a\pi}$	0,84	0,54	0,34	0,14	0,04	-0,06	-0,16
$1 - \frac{x}{a} - \frac{2b}{3a\pi}$	0,95	0,65	0,45	0,25	0,15	+0,05	-0,05

Fortsetzung von Tabelle 24.

$1 - \frac{a}{x}$	1,0	0,7	0,5	0,3	0,2	0,1	0,0
$1 - \frac{x}{a} - \frac{2b}{a\pi}$	—	—	—	—	0,17	0,07	-0,03
$1 - \frac{x}{a} - \frac{4b}{a\pi}$	0,68	0,38	0,18	-0,02	-0,12	-0,22	-0,32
$1 - \frac{x}{a} - \frac{4b}{3a\pi}$	—	—	—	0,19	0,09	-0,01	-0,11
$1 - \frac{x}{a} - \frac{4b}{3a\pi}$	—	—	—	—	—	0,04	-0,06
$-\frac{\pi a}{2b} \left(1 - \frac{x}{a}\right)$	-6,28	-4,40	-3,14	-1,88	-1,25	-0,63	-0,00
$-\frac{3\pi a}{2b} \left(1 - \frac{x}{a}\right)$	—	—	—	—	-5,64	-3,75	1,88
$-\frac{5\pi a}{2b} \left(1 - \frac{x}{a}\right)$	—	—	—	—	-6,28	-3,14	0,00
$e^{-\left(\frac{\pi a}{2b} \left[1 - \frac{x}{a}\right]\right)}$	0,00	0,013	0,04	0,15	0,29	0,53	1,00
$e^{-\left(\frac{3\pi a}{2b} \left[1 - \frac{x}{a}\right]\right)}$	—	—	—	0,004	0,02	0,15	1,00
$e^{-\left(\frac{5\pi a}{2b} \left[1 - \frac{x}{a}\right]\right)}$	—	—	—	—	00,0	0,04	1,00
(a) $\frac{\pi a}{2b} \cdot e^{-\left(\frac{\pi a}{2b} \left[1 - \frac{x}{a}\right]\right)}$	0,00	0,08	0,27	0,96	1,80	3,35	6,28
(b) $\frac{3\pi a}{2b} \cdot e^{-\left(\frac{3\pi a}{2b} \left[1 - \frac{x}{a}\right]\right)}$	—	—	—	0,07	0,43	2,90	18,84
(c) $\frac{5\pi a}{2b} \cdot e^{-\left(\frac{5\pi a}{2b} \left[1 - \frac{x}{a}\right]\right)}$	—	—	—	—	0,0	1,26	31,40
0,356 · (a)	0,00	0,03	0,10	0,34	0,65	1,20	2,25
- 0,045 (b)	—	—	—	—	-0,02	-0,13	-0,85
+ 0,015 (c)	—	—	—	—	—	+ 0,02	+ 0,47

Tabelle 25.

Normalspannungen  $\sigma_{x_2}$  (2. Lösung).  
Seitenverhältnis  $a : b = 4$ ; Moment durch 2 Lasten.

$$\sigma_{x_2} = \sum \sigma_m \cdot C_n \cos \frac{n\pi}{2b} \cdot y \frac{a\pi n}{2b} \cdot \left(1 - \frac{x}{a}\right) e^{-\frac{a\pi n}{2b} \left(1 - \frac{x}{a}\right)} (-1)^{\frac{n+1}{2}}$$

$$C_1 = 0,356; \quad C_3 = 0,045; \quad C_5 = 0,015; \quad C_7 = 0,008.$$

$1 - \frac{x}{a}$	1,0	0,7	0,5	0,3	0,2	0,1	1,0
$\sigma_{x_2}$ für $y = 0$ ; $\cos \frac{n\pi}{2b} y = 0$ .							
$\sigma_{x_2}$ f. $n = 1$	0,0	0,02	0,05	0,10	0,13	0,12	0,0
$n = 3$	—	—	—	—	—	-0,01	0,0
$n = 5$	—	—	—	—	—	0,00	0,0
$\sigma_{x_2}$ f. $y = 0 = \sum$	0,0	0,02	0,05	0,10	0,13	0,11	0,0 $\sigma_m$
$\sigma_{x_2}$ für $y = \frac{b}{4}$ ; $\cos \frac{n\pi}{2b} \cdot y = \cos \frac{\pi}{8}$ ; $\cos \frac{3\pi}{8}$ .							
$\sigma_{x_2}$ f. $n = 1$	0,0	0,02	0,05	0,09	0,12	0,10	0,00
$n = 3$	—	—	—	—	—	-0,01	0,00
$\sigma_{x_2}$ (f. $y = \frac{b}{4}) = \sum$	0,0	0,02	0,05	0,09	0,12	0,09	0,00 $\sigma_m$

Fortsetzung von Tabelle 25.

$1 - \frac{x}{a}$	1,0	0,7	0,5	0,3	0,2	0,1	1,0
	$\sigma_{x_2}$ für $y = \frac{b}{2}$ ; $\cos \frac{n\pi}{2b} \cdot y = \cos \frac{\pi}{4}$ ; $\cos \frac{3\pi}{4}$ .						
$\sigma_{x_2}$ f. $n = 1$	0,0	0,01	0,03	0,07	0,09	0,08	0,00
$n = 3$	—	—	—	—	—	+0,01	0,00
$\sigma_{x_2}$ (f. $y = \frac{b}{2}$ ) = $\Sigma$	0,0	0,01	0,03	0,07	0,09	0,09	0,00 $\sigma_m$
	$\sigma_{x_2}$ für $y = \frac{3b}{4}$ ; $\cos \frac{n\pi}{2b} \cdot y = \cos \frac{3\pi}{8}$ ; $\cos \frac{9\pi}{8}$ .						
$\sigma_{x_2}$ f. $n = 1$	0,00	0,01	0,02	0,04	0,05	0,05	0,00
$n = 3$	—	—	—	—	—	+0,01	0,00
$\sigma_{x_2}$ (f. $y = \frac{3b}{4}$ ) = $\Sigma$	0,00	0,01	0,02	0,04	0,05	0,06	0,00 $\sigma_m$
$\sigma_{x_2}$ (f. $y = b$ ) =	0	0	0	0	0	0	0 $\sigma_m$

Tabelle 26.

Schubspannungen  $\tau_2$  (2. Lösung).

Seitenverhältnis  $a : b = 4$  und Moment durch 2 Lasten.

$$\tau_2 = \Sigma C_n \sin \frac{n\pi}{2b} \cdot y \left(1 - \frac{x}{a} - \frac{2b}{a n \pi}\right) \frac{a n \pi}{2b} e^{-\frac{n\pi}{2b}(a-x)}.$$

$\frac{x}{a}$	0	0,3	0,5	0,7	0,8	0,9	0,0
$\left(1 - \frac{x}{a} - \frac{2b}{a\pi}\right) \cdot e^{-\frac{\pi}{2b}(a-x)}$	0,0	0,04	0,09	0,13	0,07	-0,20	-1,00
$\left(1 - \frac{x}{a} - \frac{2b}{3a\pi}\right) e^{-\frac{3\pi}{2b}(a-x)}$	—	—	—	0,02	0,06	+0,15	-1,00
$\left(1 - \frac{x}{a} - \frac{2b}{5a\pi}\right) e^{-\frac{5\pi}{2b}(a-x)}$	—	—	—	—	—	+0,09	-1,00

$$\tau_2 \text{ für } y = b; \sin \frac{n\pi}{2b} \cdot y = +1; -1; +1.$$

$\tau_2$ für $n = 1$	0,0	0,02	0,03	0,05	0,02	-0,07	-0,356
$n = 3$	—	—	—	—	0,00	0,01	-0,045
$n = 5$	—	—	—	—	—	0,00	-0,015
$\tau_2$ (für $y = b$ ) = $\Sigma$	0,0	0,02	0,03	0,05	0,02	-0,07	-0,424 $\sigma^m$

$$\tau_2 \text{ für } y = \frac{3b}{4}; \sin \frac{n\pi}{2b} \cdot y = \sin \frac{3\pi}{8}; \sin \frac{9\pi}{8}; \sin \frac{15\pi}{8}.$$

$\tau_2$ für $n = 1$	0,0	0,02	0,03	0,04	0,02	-0,06	-0,33
$n = 3$	—	—	—	—	—	—	-0,01
$n = 5$	—	—	—	—	—	—	+0,01
$\tau_2$ (für $y = \frac{3b}{4}$ ) = $\Sigma$	0,0	0,02	0,03	0,04	0,02	-0,06	0,33 $\sigma^m$

Fortsetzung von Tabelle 26.

$\frac{x}{a}$	0	0,3	0,5	0,7	0,8	0,9	0,0
$\tau_2$ für $y = \frac{b}{2}$ ; $\sin \frac{n\pi}{2b} \cdot y = \sin \frac{\pi}{4}$ ; $\sin \frac{3\pi}{4}$ ; $\sin \frac{5\pi}{4}$ .							
$\tau_2$ für $n = 1$	0,0	0,01	0,02	0,04	0,02	-0,05	-0,25
$n = 3$	—	—	—	—	—	-0,02	+0,03
$n = 5$	—	—	—	—	—	—	+0,01
$\tau_2$ (für $y = \frac{b}{2}$ ) = $\sum$	0,0	0,01	0,02	0,04	0,02	-0,07	-0,21 $\sigma_m$
$\tau_2$ für $y = \frac{b}{4}$ ; $\sin \frac{n\pi}{2b} \cdot y = \sin \frac{\pi}{8}$ ; $\sin \frac{3\pi}{8}$ ; $\sin \frac{5\pi}{8}$ .							
$\tau_2$ für $n = 1$	0,0	0,01	0,01	0,02	0,01	-0,03	-0,14
	—	—	—	—	—	-0,01	+0,04
	—	—	—	—	—	—	-0,01
$\tau_2$ (für $y = \frac{b}{4}$ ) = $\sum$	0,0	0,01	0,01	0,02	0,01	-0,04	0,11 $\sigma_m$
$\tau_2$ (für $y = 0$ ) =	0	0	0	0	0	0	0 $\sigma_m$

Tabelle 27.

Querspannungen  $\sigma_{y2}$  für ein Moment aus 2 Lasten.  
Seitenverhältnis  $a : b = 4$ .

$$\sigma_{y2} = \sum C_n \sigma_m \cdot \cos \frac{n\pi}{2b} \cdot y \left( 1 - \frac{x}{a} - \frac{4b}{an\pi} \right) \frac{an\pi}{2b} e^{-\frac{a\pi}{2b}(a-x)}.$$

$1 - \frac{x}{a}$	1,0	0,7	0,5	0,3	0,2	0,1	0,0
$\left( 1 - \frac{x}{a} - \frac{4b}{a\pi} \right) e^{-\frac{\pi}{2b}(a-x)}$	0,0	0,03	0,05	-0,02	-0,22	-0,73	-2,00
$\left( 1 - \frac{x}{a} - \frac{4b}{3a\pi} \right) e^{-\frac{3\pi}{2b}(a-x)}$	—	—	—	+0,01	+0,04	0,03	-2,00
$\left( 1 - \frac{x}{a} - \frac{4b}{5a\pi} \right) e^{-\frac{5\pi}{2b}(a-x)}$	—	—	—	—	—	—	-2,00
$\sigma_{y2}$ für $y = 0$ .							
$\sigma_{y2} = 0,356 \cdot \cos 0 F(x)$	0,0	0,01	0,02	-0,01	-0,08	-0,26	0,71
$= -0,045 \cos 0 F(x)$	—	—	—	—	-0,002	+0,00	+0,09
$= 0,015 \cos 0 F(x)$	—	—	—	—	—	—	-0,03
$\sigma_{y2}$ (für $y = 0$ ) = $\sum$	0,0	0,01	0,02	-0,01	-0,00	-0,26	-0,65 $\sigma_m$
$\sigma_{y2}$ für $y = \frac{b}{4}$ ; $\cos \frac{\pi}{8}$ ; $\cos \frac{3\pi}{8}$ ; $\cos \frac{5\pi}{8}$ .							
$\sigma_{y2}$ f. $n = 1 -$	0,0	0,01	0,02	-0,01	-0,07	-0,24	-0,66
$n = 3 +$	—	—	—	—	—	—	+0,03
$n = 5 -$	—	—	—	—	—	—	+0,01
$\sigma_{y2}$ (für $y = \frac{b}{4}$ ) = $\sum$	0,00	0,01	0,02	-0,01	-0,07	-0,24	-0,62 $\sigma_m$
$\sigma_{y2}$ für $y = \frac{b}{2}$ ; $\cos \frac{n\pi}{2b} \cdot y = \cos \frac{\pi}{4}$ ; $\cos \frac{3\pi}{4}$ ; $\cos \frac{5\pi}{4}$ .							
$\sigma_{y2}$ $n = 1 -$	0,0	0,01	0,01	0,00	-0,05	-0,18	-0,50
$n = 3 +$	—	—	—	—	—	—	-0,06
$n = 5 -$	—	—	—	—	—	—	+0,02
$\sigma_{y2}$ (für $y = \frac{b}{2}$ ) = $\sum$	0,0	0,01	0,01	0,00	-0,05	-0,18	-0,54 $\sigma_m$



Fortsetzung von Tabelle 27.

$$\sigma_{y2} \text{ für } y = \frac{3b}{4} \cdot \cos \frac{n\pi}{2b} \cdot y = \cos \frac{3\pi}{8}; \cos \frac{9\pi}{8}; \cos \frac{15\pi}{8}.$$

$1 - \frac{x}{a}$	1,0	0,7	0,5	0,3	0,2	0,1	0,0
$\sigma_{y2} \ n = 1 +$	0,00	0,004	0,01	0,00	-0,03	-0,10	-0,27
$\ n = 3 -$	—	—	—	—	—	—	-0,08
$\ n = 5 +$	—	—	—	—	—	—	-0,03
$\sigma_{y2} \left( \text{f. } y = \frac{3b}{4} \right) = \sum$	0,00	0,004	0,01	0,00	-0,03	-0,10	-0,38 $\sigma_m$
$\sigma_{y2} \text{ f. } y = b =$	0	0	0	0	0	0	0

Tabelle 28.

Zusammenstellung der Spannungen für 2 symmetrische Lasten.  $a : b = 4$ .

$$F(xy) = F_1(xy) + F_2(xy).$$

$$\text{Normalspannungen } \sigma_x = \sigma_{x1} + \sigma_{x2}.$$

$x : a$	0,0	0,3	0,5	0,7	0,8	0,9	1,0	
$y : b = 0$	1. Lösung	0,95	0,87	0,75	0,48	0,33	0,16	0,0
	2. Lösung	0,00	0,02	0,05	0,10	0,13	0,11	0,0
	$\sigma_x = \sum$	0,95	0,89	0,67	0,38	0,20	0,05	0,00 $\sigma_m$
$y : b = \frac{1}{4}$	1. Lösung	0,95	0,88	0,74	0,49	0,34	0,16	0,0
	2. Lösung	0,00	0,02	0,05	0,09	0,12	0,09	0,0
	$\sigma_x = \sum$	0,95	0,90	0,69	0,40	0,22	0,07	0,0 $\sigma_m$
$y : b = \frac{1}{2}$	1. Lösung	0,96	0,90	0,79	0,51	0,35	0,17	0,0
	2. Lösung	0,00	0,01	0,03	0,07	0,09	0,09	0,0
	$\sigma_x = \sum$	0,96	0,91	0,76	0,44	0,26	0,08	0,0 $\sigma_m$
$y : b = \frac{3}{4}$	1. Lösung	0,97	0,96	0,83	0,57	0,36	0,18	0,00
	2. Lösung	0,00	0,01	0,02	0,04	0,05	0,06	0,00
	$\sigma_x = \sum$	0,97	0,97	0,81	0,53	0,31	0,12	0,00 $\sigma_m$
$y : b = 1 \ \sigma_x$	1,00	1,02	0,95	0,64	0,39	0,18	0,00 $\sigma_m$	

Tabelle 29.

2 symmetrische Lasten.  $a : b = 4$ .Schubspannungen  $\tau$ . Lösung 1 und Lösung 2.

$$\tau = \tau_1 + \tau_2.$$

$x : a$	0,0	0,3	0,5	0,7	0,8	0,9	1,0
a) $y : b = 0$	$\tau =$	0	0	0	0	0	0 $\sigma_m$
b) $y : b = 1 : 4$	1. Lösung	0	0,03	0,06	0,09	0,11	0,11
	2. Lösung	0	0,01	0,01	0,02	0,01	-0,04
	$\tau = \sum$	0	0,04	0,07	0,11	0,12	0,07
c) $y : b = 1 : 2$	1. Lösung	0	0,07	0,11	0,17	0,19	0,21
	2. Lösung	0	0,01	0,02	0,04	0,02	-0,06
	$\tau = \sum$	0	0,08	0,13	0,21	0,21	0,15
d) $y : b = 3 : 4$	1. Lösung	0	0,08	0,18	0,28	0,31	0,32
	2. Lösung	0	0,01	0,03	0,04	0,02	-0,05
	$\tau = \sum$	0	0,09	0,21	0,32	0,33	0,27
e) $y : b = 1$	1. Lösung	0	0,09	0,26	0,39	0,42	+0,46
	2. Lösung	0	0,02	0,03	0,05	0,02	-0,06
	$\tau = \sum$	0	0,11	0,29	0,44	0,44	0,40

Tabelle 30.

Zusammenstellung.

2 symmetrische Lasten.  $a : b = 4$ .Normalspannungen  $\sigma_y$  aus Lösung 1 und 2.  $\sigma_y = \sigma_{y1} + \sigma_{y2}$ .

$x : a$		0	0,3	0,5	0,7	0,8	0,9	1,0
$y : b = 0$	1. Lösung	0,03	0,06	0,08	0,06	0,03	0,01	0,0
	2. Lösung	0,0	0,01	0,02	-0,07	-0,08	-0,26	-0,65
	$\sigma_y = \Sigma$	0,03	0,07	0,10	-0,01	-0,05	-0,25	-0,65 $\sigma_m$
$y : b = 1 : 4$	1. Lösung	0,03	0,07	0,09	0,07	0,03	0,01	0,0
	2. Lösung	0,00	0,01	0,02	-0,01	-0,07	-0,24	-0,62
	$\sigma_y = \Sigma$	0,03	0,08	0,11	+0,06	-0,04	-0,24	-0,62 $\sigma_m$
$y : b = 1 : 2$	1. Lösung	0,02	0,07	0,08	0,05	0,03	0,01	0,00
	2. Lösung	0,00	0,01	0,01	0,00	-0,05	-0,18	-0,54
	$\sigma_y = \Sigma$	0,02	0,08	0,09	0,05	-0,02	-0,17	-0,54 $\sigma_m$
$y : b = 3 : 4$	1. Lösung	0,00	0,05	0,05	0,03	0,01	0,01	0,00
	2. Lösung	0,00	0,0	0,01	0,00	-0,03	-0,10	-0,38
	$\sigma_y = \Sigma$	0,00	0,05	0,06	0,03	-0,02	-0,09	-0,38 $\sigma_m$
$\sigma_y = y : b = 1 : 0$		0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0 $\sigma_m$

Tabelle 31.

Durchbiegungen.

Abstand des Meßpunktes von der Mitte in cm .	10	17,5	25	32,5	47,5	55	62,5	70
Durchbiegung durch Mo- mente errechnet in mm	0,38	0,32	0,23	0,11	-0,25	-0,52	0,75	-0,99
Durchbiegung durch Schub errechnet in mm	0	0	0	0	-0,06	-0,12	-0,17	-0,23
Summe	0,38	0,32	0,23	0,11	-0,31	-0,64	-0,92	-1,22
Durchbiegung, gemessen im Mittel der beiden Seiten in mm . . . .	0,58	0,43	0,30	0,15	-0,34	-0,73	-1,15	-1,57

Tabelle 32. Messungen. Querschnitt  $0,0\alpha = 0$  cm.

Allgemeines		Meßdose (Belastung)						Ausmittelung					Dehnung			
Ort	Apparat	0 0 t	150 10,2 t	0 0 t	150 10,2 t	0 0 t	1	2	3	4	Mittel	n	n-Mittel	Korr.	$\lambda$	
$A_0$	17	$\alpha$	17,0	24,5	17,1	25,0	17,0	7,5	7,4	7,9	8,0	7,7	1,04	8,0	-0,2	7,8
		$\alpha + \frac{\pi}{2}$	28,2	27,5	28,2	27,5	28,2	-0,7	-0,7	-0,7	-0,7	-0,7		-0,7	-0,1	-0,6
		$\alpha + \frac{\pi}{4}$	13,9	16,1	13,9	16,1	13,9	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2		3,4	+0,1	3,5
		$\alpha + \frac{3\pi}{4}$	18,9	22,2	18,9	22,2	19,0	3,3	3,3	3,3	3,2	3,3		3,4	+0,1	3,5
$C_0$	17	$\alpha$	21,6	29,2	21,5	29,2	21,5	7,6	7,7	7,7	7,7	7,7	1,04	8,0	+0,4	8,4
		$\alpha + \frac{\pi}{2}$	13,9	13,0	13,8	13,0	13,6	-0,9	-0,8	-0,8	-0,6	-0,8		-0,8	+0,3	-0,5
		$\alpha + \frac{\pi}{4}$	8,2	11,5	8,1	11,5	8,2	3,3	3,3	3,4	3,4	3,4		3,5	-0,3	3,2
		$\alpha + \frac{3\pi}{4}$	19,1	24,0	19,1	24,0	19,2	4,9	4,9	4,9	4,8	4,9		5,1	-0,4	4,7
$E_0$	2	$\alpha$	27,9	35,9	27,8	35,8	27,8	8,0	8,1	8,0	8,0	8,0	0,94	7,5	+0,2	7,7
		$\alpha + \frac{\pi}{2}$	20,5	19,5	20,5	19,5	20,3	-1,0	-1,0	-1,0	-0,8	-1,0		-0,9	+0,1	-0,8
		$\alpha + \frac{\pi}{4}$	13,0	17,0	13,0	17,1	13,0	4,0	4,0	4,1	4,1	4,0		3,8	-0,1	3,7
		$\alpha + \frac{3\pi}{4}$	21,2	24,8	21,3	24,8	21,3	3,6	3,5	3,5	3,5	3,5		3,3	-0,1	3,2
$G_0$	17	$\alpha$	18,0	26,0	18,6	25,8	18,6	8,0	7,4	7,2	7,2	7,5	1,04	7,8	-0,2	7,6
		$\alpha + \frac{\pi}{2}$	19,1	18,0	19,1	18,0	19,1	-1,1	-1,1	-1,1	-1,1	-1,1		-1,1	-0,1	-1,2
		$\alpha + \frac{\pi}{4}$	16,0	19,1	16,0	19,1	16,0	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1		3,2	+0,1	3,3
		$\alpha + \frac{3\pi}{4}$	17,0	19,9	17,0	19,9	17,0	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9		3,0	+0,1	3,1
$\frac{H}{J_0}$	17	$\alpha$	22,4	31,6	22,6	31,4	22,5	9,2	9,0	8,8	8,9	9,0	1,04	9,4	+0,2	9,6
		$\alpha + \frac{\pi}{2}$	23,9	21,7	23,6	21,8	23,5	-2,2	-1,9	-1,8	-1,7	-1,9		-2,1	+0,1	-2,0
		$\alpha + \frac{\pi}{4}$	9,5	13,2	9,7	13,2	9,6	3,7	3,5	3,5	3,6	3,6		4,0	-0,1	0,8
		$\alpha + \frac{3\pi}{4}$	19,4	23,1	19,8	23,2	19,3	3,7	3,3	3,4	3,9	3,6		4,0	-0,2	3,8

Table 53. Berechnung der Spannungen. Querschnitt  $U, U, \alpha = U \text{ cm.}$

Nr.	Feld Richtung	Deh- nung $\lambda$	$\sum \frac{\pi}{\alpha + \frac{\pi}{4}}$	$D_{\alpha}$	$D_{\alpha}^2$	$\left(\frac{\pi}{\alpha} + \frac{\pi}{\alpha}\right) \sqrt{\frac{a}{\alpha}}$	$\frac{\lg 2\alpha : D\left(\frac{\pi}{\alpha + \frac{\pi}{4}}\right)}{D_{\alpha}}$	$\alpha$	A $70,8 \sum \alpha$	B = 41,5 D <sub>α</sub> B' = 41,5 D <sub>α</sub> $\left(\frac{\pi}{\alpha + \frac{\pi}{4}}\right)$	C	$\frac{\sigma_0 = A + C}{\sigma_{\pi} = A - C} \cdot \frac{C}{2}$	$\sigma_{\alpha} = A + B$ $\sigma_{\frac{\pi}{\alpha}} = A - B$ $\sigma_{\frac{\alpha}{2}}$	$\tau_{\alpha} = B'$ $\tau_{\left(\frac{\pi}{\alpha} + \frac{\pi}{2}\right)} = -B'$ $\tau_{\left(\frac{\alpha}{2}\right)}$	$\tau_{\max} = \pm C$
A <sub>0</sub>	$\alpha$	7,8	7,0	8,6	73,8	73,8	0,02	0,5°	540	360	360	900	900	—10	± 360
	$\alpha + \frac{\pi}{2}$	—0,8													
	$\alpha + \frac{\pi}{4}$	3,5													
	$\alpha + \frac{3\pi}{4}$	3,5	7,0	0,0	0,0				180	—10		180	180	+10	
C <sub>0</sub>	$\alpha$	8,4	7,9	8,9	79	81,3	0,17	5°	607	370	375	982	977	—60	± 375
	$\alpha + \frac{\pi}{2}$	—0,5													
	$\alpha + \frac{\pi}{4}$	3,2													
	$\alpha + \frac{3\pi}{4}$	4,7	7,9	—1,5	2,3				232	—60		232	237	+60	
E <sub>0</sub>	$\alpha$	7,7	6,9	8,5	72	72,3	—0,06	—1,5°	530	355	355	885	885	20	± 355
	$\alpha + \frac{\pi}{2}$	—0,8													
	$\alpha + \frac{\pi}{4}$	3,7													
	$\alpha + \frac{3\pi}{4}$	3,2	6,9	+0,5	0,3				175	20		175	175	—20	
G <sub>0</sub>	$\alpha$	7,6	6,4	8,8	77,5	77,5	—0,02	—0,5°	490	365	365	855	855	10	± 365
	$\alpha + \frac{\pi}{2}$	—1,2													
	$\alpha + \frac{\pi}{4}$	3,3													
	$\alpha + \frac{3\pi}{4}$	3,1	6,4	0,2	0,04				125	10		125	125	—10	
$\frac{H}{J_0}$	$\alpha$	9,6	7,6	11,6	135	135	0,0	0°	580	480	480	1000	1000	0	± 480
	$\alpha + \frac{\pi}{2}$	—2,0													
	$\alpha + \frac{\pi}{4}$	3,8													
	$\alpha + \frac{3\pi}{4}$	3,8	7,6	0,0	0,0				100	0		100	100	0	

### Erörterung.

Herr Schiffbau-Oberingenieur Buchsbau, Berlin:

Meine Herren! Die Ermittlung der Beanspruchung für Schiffsverbände muß bekanntlich auf der Grundlage von gewissen Annahmen vorgenommen werden, Annahmen, die sich häufig nicht nur auf das eine oder andere Element, sondern manchmal auf sämtliche Elemente der Rechnung, sogar auf die Berechnungslänge, erstrecken. — Die Ergebnisse fasse ich daher nur als Vergleichszahlen auf. Der Wert dieser Zahlen wird natürlich um so größer sein, je sicherer die Annahmen sind, je besser sie durch Tatsachen belegt sind, je mehr sie auf praktischen Erfahrungen beruhen und durch die Wissenschaft bewiesen sind. Von diesem Gesichtspunkte aus begrüße ich den Vortrag des Herrn Schnadel, weil er uns manches bringt, um das wir uns bisher weniger gekümmert haben, was wir vielleicht auch bisher noch nicht gewußt haben. Um nicht mißverstanden zu werden, muß ich aber sagen, daß wir bedeutsame Änderungen in der Rechnungsmethode auch auf Grund dieses Vortrags und der Ermittlungen von Herrn Schnadel nicht zu erwarten haben werden. Ebensovienig können sie natürlich Veranlassung geben, die Materialstärken des Schiffes zu ändern, denn die Materialstärken der Schiffe können nicht auf theoretischem Wege ermittelt werden; das wissen wir ja alle. Nur die Erfahrung und das Sammeln der Erfahrung über Jahre hinaus und an vielen Schiffen kann uns dazu führen, Hand an Änderungen zu legen, die an den Materialstärken vorzunehmen sind. Das sind auch die Richtlinien der Klassifikationsgesellschaften, bei denen diese Erfahrungen ja zusammenlaufen.

Auf einige Punkte des Vortrags möchte ich näher eingehen. Da ist zunächst die Frage der Knicksicherheit. Ich stimme mit Herrn Schnadel darin überein, daß es für den Schiffbau genügt, die Untersuchung auf knicksichere Platten auszudehnen. Unsere Beplattungen sind im allgemeinen knicksicher. Die einfache Überlegung sagt ja, daß bei Trägern, die aus Profilen bestehen, die mit der Beplattung verbunden sind, die Spannung auf der Seite der Gurt-Platte sehr gering und infolgedessen genügende Knicksicherheit vorhanden ist. Bei dem ganzen Schiffsquerschnitt liegt die Sache etwas anders. Wir haben uns niemals vorbehaltlos dem Pietzkerschen Vorgehen angeschlossen, sondern immer die ganze Beplattung in die Vergleichsrechnung eingesetzt, wobei wir uns aber einen kleinen Vorbehalt machten. Denn es ist nicht ausgeschlossen, daß die Wirkung der Schubkräfte nicht ausreicht, um die ganze Beplattung heranzuziehen. Daß wir auf dem richtigen Wege gewesen sind, geht vor allen Dingen aus den Erfahrungen hervor, die wir mit den schweren Unterzügen gemacht haben. Diese bestätigen sogar die Feststellung des Herrn Schnadel. Wenn wir tatsächlich auch bei solchen Trägern nur mit der 40- oder 50fachen Plattendicke rechnen wollten, dann würden wir Spannungen bekommen, bei denen der zusammengebaute Träger Schäden erlitten haben müßte. Wir haben aber in 20 Jahren an den schweren Unterzügen niemals Havarien gehabt.

Wenn wir uns nun noch den Einfluß ansehen, den die Untersuchung des Herrn Schnadel auf die Festigkeit des Trägers haben könnte, wenn man mit absoluten Spannungen rechnen wollte, dann würden wir finden, daß sie sich nur auf ein ganz bestimmtes Gebiet erstrecken können, nämlich, auf das Gebiet der Träger, die mit sehr dünnen Beplattungen verbunden sind, dabei aber noch knicksicher sind. Betrachten wir die Vergrößerung der Widerstandsmomente, die sich aus der größeren Breite der Beplattung ergibt, so finden wir, daß eine Verbreiterung dann nicht mehr wirkt, wenn der Querschnitt der Beplattung bereits etwa gleich dem doppelten Querschnitt des einfachen Profils ist. Darüber hinaus kann ich noch so viel Material mitrechnen, ohne irgendeine Wirkung auf das kleinere Widerstandsmoment und damit auf die größte Spannung zu erzielen.

Zusammenfassend muß ich sagen, daß ich vom wissenschaftlichen Standpunkte aus den Vortrag von Herrn Schnadel außerordentlich begrüße und daß ich ihm wünsche, daß er seine Untersuchungen noch weiter ausdehnen möchte. (Lebhafter Beifall.)

Herr Professor Lienau, Danzig:

Meine Herren! Es bedarf nicht vieler Worte, um auf die Bedeutung der vorliegenden Versuche hinzuweisen. Wir wissen alle, daß uns heute im Schiffbau nur der Versuch weiterführen kann, und zwar nicht der Versuch allein, sondern vor allem dessen wissenschaftliche Durchführung. Es sind in den letzten Jahre viele Versuche gemacht worden, auch mit Dehnungsmessern; es hat aber an guten Ansätzen zu einer Theorie gefehlt, die sich wissenschaftlich mit den Versuchen deckt. Biles hat schon vor 15 Jahren seine berühmten Versuche gemacht, und noch heute ist man zu keiner wissenschaftlich befriedigenden Erklärung der Ergebnisse gekommen.

Die vorgetragenen Versuche von Herrn Dr.-Ing. Schnadel bilden einen Ausschnitt aus dem Programm, das die Technische Hochschule in Danzig bereits vor mehreren Jahren aufgestellt hat. Vor zwei Jahren ist in einer Doktordissertation, die leider erst im Manuskript vorliegt, aber gedruckt werden soll, die Verdrehungsfestigkeit der Schiffe sehr eingehend untersucht worden; es wurden die Drehwinkel nachgemessen und festgestellt, daß die Lorenzsche Theorie außerordentlich gut stimmt. Zur Zeit arbeitet ein zweiter Doktorand an einer ähnlichen Arbeit, um durch Nachmessen mittels Dehnungsmessern die Spannungsverteilung bei Verdrehung zu ermitteln.

Eine dritte Arbeit liegt jetzt vor, die die Spannung in einer auf Druck beanspruchten ebenen Platte, wie sie im Schiffbau vorkommt, ermitteln soll.

Um das, was Herr Dr. Schnadel für die Zugseite festgestellt hat, auch auf der Druckseite festzustellen, werden zur Zeit Vorversuche mit dem gleichen Kastenmodell eingeleitet. Später sollen auch die Stege durchgemessen werden. Der Arbeitsgang ist der, daß mit den vorzüglich arbeitenden Meßgeräten, die wir jetzt besitzen, die größten Dehnungen und damit die resultierenden größten Spannungen festgestellt und in ihrer Richtung durch Trajektorien aufgezeichnet werden. Wie es im Laboratorium leichter ist, in die Versuchskörper in der gewünschten Weise Spannungen hineinzuführen, so ist es dort auch leichter, als am großen Schiff, die Spannungsverteilung festzustellen. Sind wir so weit, an diesen schiffsähnlichen Modellen die Spannungsverteilungen klar zu übersehen, so sollen am großen Schiff mit selbstregistrierenden Spannungs-

messern diese Versuche wiederholt werden. Es erscheint zweckmäßig, erst dann mit Versuchen am Schiff anzufangen, wenn wir in der Theorie weitergekommen sind.

Für das naturgroße Schiff reichten auch die vorhandenen Dehnungs- und Spannungsmesser bisher nicht aus, weil zur genauen Spannungsermittlung viele gleichzeitig registrierte Messungen nötig sind. Wir haben nun in etwa anderthalbjähriger Arbeit zusammen mit der hiesigen Firma R. Fuess in Steglitz einen selbstregistrierenden Dehnungsmesser herausgebracht, der den bekannten Okhuizen-Apparat benutzt und die Dehnungen selbst registrierend aufzeichnet. Er ist vor wenigen Wochen fertig geworden und hier in zwei Exemplaren ausgestellt.

Das schwierige bei diesen selbst registrierenden Apparaten war, von dem ungünstigen Einflusse der Reibung eines auf der Papierfläche geführten Schreibstiftes los zu kommen. Die Reibung war stets so groß, daß sie uns die ganze Messung verdarb. Wir haben infolgedessen ein anderes Verfahren eingeschlagen und Punktmessungen eingeführt, indem im Moment der Messung ein Schlagbügel auf den Zeiger schlägt und dessen Stellung durch einen Punkt registriert. Im nächsten Augenblick schwingt der Zeiger wieder frei und kann jeder Spannungsänderung folgen. Dieses Verfahren wird uns hoffentlich dazu führen, die Apparate später an allen vorkommenden Stellen des Schiffes gebrauchen zu können. Sie sind sehr klein und handlich und können auf elektromagnetischem Wege in jeder Lage befestigt werden, seitlich oder unter Deck hängend und aufrecht stehend. Sie werden durch elektrischen Kontakt auf gleichzeitiges Arbeiten zusammengeschaltet. Wir haben jetzt 8 solche Apparate im Bau, mit denen wir auf Schiffen arbeiten wollen. Diese 8 Apparate kann man dann z. B. von der Kommandobrücke aus gleichzeitig betätigen und die einzelnen

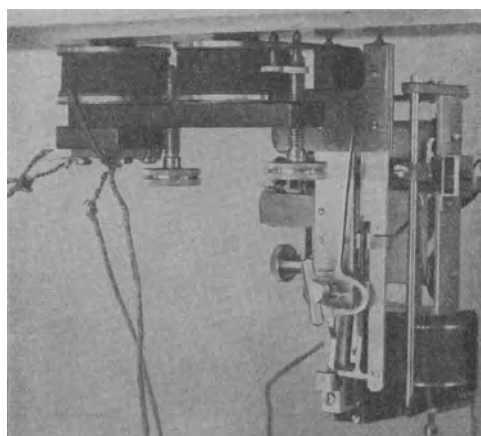
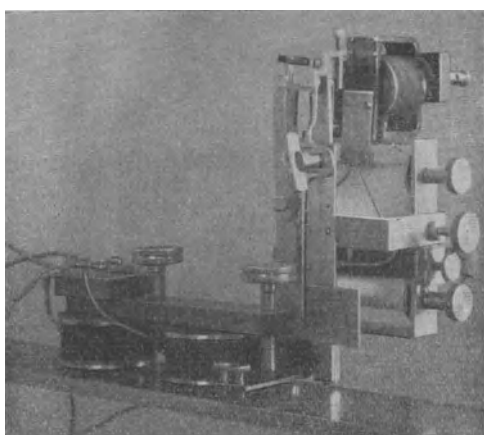


Abb. 1 und 2. Okhuizen-Dehnungsmesser mit Registriervorrichtung von R. Fuess-Steglitz in aufrechtstehender und hängender Lage.

Vorgänge registrieren lassen. Man hat es dabei in der Hand, die Registrierung zu beschleunigen oder zu verkürzen, wenn z. B. beim Stapellauf das Auftreten der größten Biegemomente beginnt. Eine einzelne Messung nützt uns nichts. Wir müssen Messungen genau gleichzeitig an vielen Stellen punktweise zusammenstellen können.

Abb. 1 zeigt den Apparat aufrecht stehend, Abb. 2 an einem Versuchsstück aufgehängt. Nach elektromagnetischer Befestigung wird er mittels eines kleinen Hammers angeklopft, damit er sich mit den beiden scharfen Stahlschneiden etwas in das Eisen einfrißt. Die Dehnungen werden etwa 1 zu 1000 auf den sichtbaren Zeiger übertragen und durch einen zweiten Zeiger auf einer Papierrolle mittels Schlagbügel punktweise registriert. Die Nullpunktlage wird gleichzeitig registriert. Die oberen Elektromagneten betätigen den Schlagbügel und den Vorschub der Papierrolle.

Abb. 3 und 4 sollen zeigen, wie wesentlich diese Dehnungsmessungen für die Theorie unserer Schiffskörper sind.

Abb. 3 stellt die Spannungstrajektorien in der vorderen Hälfte eines Schiffes dar. In der Mitte des Schiffes verlaufen die größten Zugdehnungen im Deck nahezu parallel der Längsachse. An den Schiffsenden biegen sie dagegen nach der Außenhaut hin immer mehr ab; dies ergibt im Vorschiff in der Querrichtung stark zusammenpressende Kräfte. An der seitlichen Außenhaut liegen die Trajektorien oben nahezu horizontal und biegen nach unten hin ab, bis sie in der neutralen Faser, wo nur Schubspannungen auftreten, unter 45 Grad verlaufen. Im Unterschiff gehen sie als Zugkräfte schräg um die Kimm herum und verlaufen im Boden senkrecht zu den Drucktrajektorien, die den Zugtrajektorien im Deck ähnlich sind.

Aus dieser Abbildung geht eine Tatsache hervor, die wir früher noch nicht so klar erkannt haben, daß nämlich in dem räumlichen Gebilde des Vorschiffes, wo das Schiff eine Rundung um Seite und Boden zeigt, diese Zugspannungen sich ähnlich wie Seile um das Schiff legen, die, schräg nach vorn, unten herumgehen. Es entsteht ein geschlossener Spannungsverlauf, durch den das Vorschiff zusammengedrückt wird; ein Beweis, wie wichtig die Versteifung des Vorschiffes durch Rahmenspannten und starke Seitenstringer ist, wie sie von den Klassifikationsgesellschaften auf Grund der Erfahrungen gefordert wurden.

Abb. 4 zeigt die Spannungstrajektorien im Bereich von Ladeluken. Von den Meldahlschen Versuchen her ist die große Anhäufung der Dehnungen und Spannungen an den Lukenecken bekannt, man ist aber gewohnt, das Auge in die Luke hinein und auf die Lukenränder zu richten. Die Schnadelsche Theorie

zeigt, daß es wichtiger ist, auf die zwischen zwei Luken liegenden Teile des Decks zu achten. Je länger dieses Stück ist, um so größer werden die mittragenden Teile des Decks. Der linke schmalere Zwischenteil trägt erheblich weniger als der entsprechende größere in der Mitte der Abbildung liegende Teil. Die Pfeile zeigen die schwach mittragenden Teile.

Die Übertragung der Spannungen in die zwischen den Luken liegende Beplattung erfolgt an den Längsseiten derselben durch die infolge der Spannungsdifferenzen auftretenden Schubspannungen, welche,

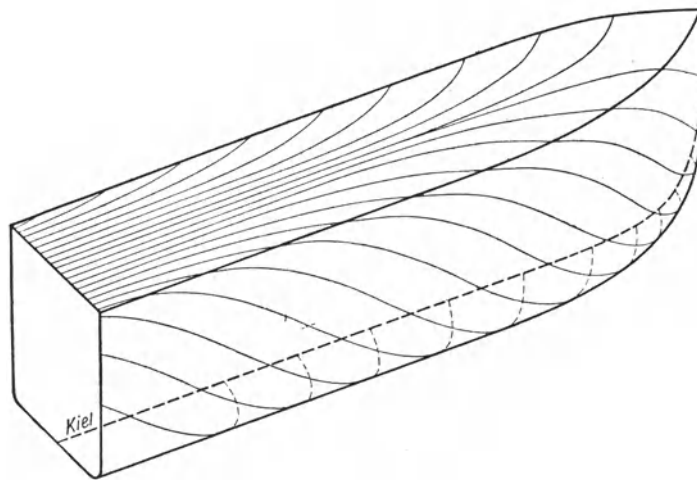


Abb. 3. Verlauf der größten Zugdehnungen (Trajektorien) im vorderen Teil eines auf Biegung beanspruchten Schiffskörpers.

wie die Abbildung zeigt, an den Lukenecken am größten sind. Die Spannungstrajektorien zeigen dann einen allmählichen Einlauf in die Beplattung neben den Luken, die punktiert eingezeichnet ist. Für den Teil zwischen zwei Luken läßt sich nun genau dieselbe Theorie anwenden, wie für das ganze Schiffsdeck, wenn keine Luken vorhanden sind. Die Übertragung der Kräfte in die beanspruchte Platte hinein erfolgt stets am Rande durch Schubkräfte.

Dieselben Gesetze gelten auch für Unterzüge und andere Trägerformen, für die sie noch formuliert werden müssen.

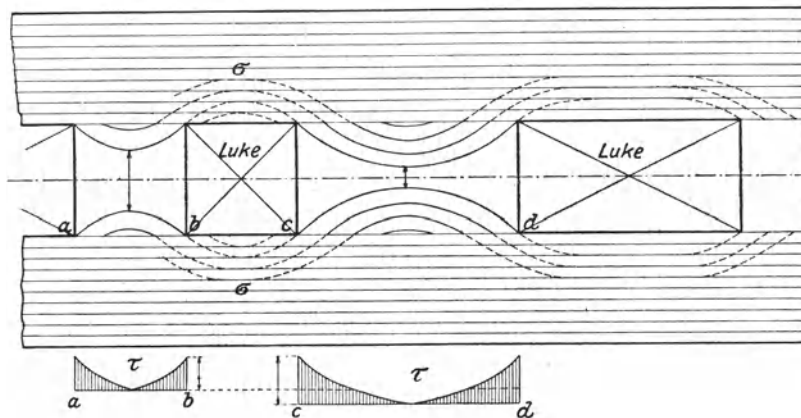


Abb. 4. Verlauf der Spannungstrajektorien neben und zwischen Lukeneinschnitten im zugbeanspruchten Deck.

Indem ich hoffe, daß durch den Vortrag des Herrn Dr.-Ing. Schnadel das Interesse der Schiffbau-technischen Gesellschaft auch auf die weiteren Versuche und die Möglichkeiten, die hier gegeben sind, gelenkt ist, möchte ich mit der Bitte schließen, diese Arbeiten zu unterstützen, sei es auf ideale, sei es auch auf reale Weise, denn die Versuche werden Geldmittel erfordern. Eine der wichtigsten Aufgaben des deutschen Schiffbaus wird es sein, in der angebahnten Richtung auf dem Wege systematischer Versuche Forscherarbeit zu leisten und der Welt zu zeigen, daß Deutschland die Kräfte zum Wiederaufstieg hat, die aber nicht im vielen Reden liegen, sondern allein in der technischen Tat! (Lebhafter Beifall.)

Herr Professor Reissner:

Meine Herren! Herr Schnadel hat sich mit einem außerordentlich wichtigen und aktuellen Problem beschäftigt, einem Problem, das in allen Zweigen der Technik wichtig zu werden beginnt. Ich bin einigermaßen über die wissenschaftliche Seite dieses Problems orientiert, weil ich zufällig über eine ganz ähnliche

Aufgabe in meinen Vorlesungen über die Statik des Flugzeugflügels gesprochen habe. Ich habe da die mittragende Breite oder die Spannungsungleichmäßigkeit über die Breite eines verjüngten Kastenholms behandelt, der zusammen mit den Profilrippen das Gerippe eines einholmigen Tragflügels bildet. Es hat sich wissenschaftlich dasselbe herausgestellt, was ich auch wieder bei Herrn Schnadel festgestellt habe, daß die Summierung der partikulären Sinus- und Cosinusintegrale nicht soweit reicht, um beliebig vorgeschriebene Grenzbedingungen zu erfüllen, sondern daß, wenn man die Theorie der Sinus- und Cosinusreihen anwenden will, man sich auf einzelne Probleme beschränken muß, die mehr oder weniger zufällig, gerade mit diesem Reihenansatz zu lösen sind. Und so schön die Methode des Herrn Schnadel in bezug auf die moderne Durchführung der Koeffizientenbestimmungen bei den Sinus- und Cosinusreihen ist, so ist es im Interesse der wissenschaftlichen Klarheit notwendig, zu sagen, daß er eigentlich nur ein Problem gelöst hat, das sehr hübsch herausgekommen ist; und das ist das Problem des gleichmäßig belasteten Kastenholms auf zwei Stützen<sup>1)</sup>.

Die Sache ist nämlich die, daß man mit der Theorie der Sinus- und Cosinusreihen nur einen Teil der Grenzbedingungen erfüllen kann. Aber auf die Erfüllung des anderen Teils der Grenzbedingungen muß man im allgemeinen Falle verzichten und muß sie so nehmen, wie sie herauskommen. Nun hat Herr Schnadel merkwürdigerweise sich darauf beschränkt, die Längsspannungen, d. h. die Normalspannungen am Rande so zu gestalten, wie es die Biegungstheorie des ganzen Kastenquerschnitts verlangt. Aber er hat keinen Wert darauf gelegt, die Schubspannungen, welche die Längsspannungen gerade erzeugen, nun auch so zu gestalten, wie sie aus den Spannungen im Steg des Trägers herauskommen. Und so kommt es also, daß bei allen anderen Aufgaben außer derjenigen, die ich oben genannt habe, nämlich dem Kastenholm, auf zwei Stützen gleichmäßig belastet, die Schubspannungen auch dem allgemeinen Verlauf nach falsch sind. Dagegen fügt es ein Zufall, der natürlich auch sein System hat, daß die Schubspannungen richtigen Verlauf, wenn auch nicht richtige Größe erhalten bei dem genannten Problem. Auch bei den von mir genannten Aufgaben der Flugzeugstatik hat sich dieser Mangel der trigonometrischen partikulären Integrale herausgestellt. Es ist mir trotzdem mit einem besonderen Ansatz ein Problem gelungen, wirklich durchzuführen, nämlich den freitragenden, verjüngten und gleichmäßig belasteten Kastenholm; und das ist ja auch der Fall, der im Flugzeugbau wichtig ist.

Einen großen Wert hat der Vortragende darauf gelegt, die Querschubspannungen am freien Ende des Trägers durch eine Korrekturenrechnung wieder wegzubringen. Ich habe mich eigentlich darüber gewundert, daß er solchen Wert auf diese Korrekturenrechnung legte; denn unter keinen Umständen kann man verlangen, daß die Querschubspannung am freien Ende null ist, wenn sie nicht an der Längskante des freien Endes null ist. Und alle seine Fälle, die er behandelt hat, verlangen doch, daß Auflagerkräfte oder Belastungskräfte Schubspannungen längs des Randes erzeugen; und die Schubspannungen des Randes sind notwendig verknüpft mit den Schubspannungen quer zum Rande. In der Tat glaube ich auch, daß die Schubspannungen quer zum Rande in Wirklichkeit auftreten werden, und zwar erzeugt werden durch die Querschotten. Es ist ebenso falsch oder richtig anzunehmen, daß sie nun gerade so herauskommen, wie sie sich da rechnerisch ergeben, als sie nun irgendwie wegbringen oder verkleinern zu wollen oder dergleichen. Der richtige Ansatz muß darin bestehen, den Querschott mit zu dem Träger hinzuzunehmen und nach der Theorie der kleinsten Formänderungen, wie es von Karman in der vom Vortragenden zitierten Arbeit gezeigt worden ist, das Mitarbeiten der Querschotten im Kastenholm zu berücksichtigen. Dann werden wir herausbekommen, welche Querschubspannungen übt denn nun der Querschott auf den Kastenholm aus. Und dann werden wir die richtigen Randbedingungen am freien Ende bekommen, die wir dann auch erfüllen können.

Es ist also die Lösung der partiellen Differentialgleichung, die Herr Schnadel sich vorgenommen hat, nur in einzelnen Fällen bisher möglich. Will man alle Grenzbedingungen befriedigen, dann entsteht ein außerordentlich schwieriges mathematisches Problem, das vielleicht die Mathematiker schon beherrschen. Aber wenn man diese mathematische Methode anwenden will, dann kommt man auf unendliche Rechnungen. Die einzige, praktisch mögliche Methode, um bei beliebigen Randbedingungen, natürlich bei denen, die wirklich auftreten, das Problem näherungsweise zu lösen, sehe ich in der Ritzschen Methode, einer Methode, die die Lösung mit Summen von Funktionen ansetzt, welche zwar nicht die Differentialgleichung befriedigen, die aber die Randbedingungen wenigstens befriedigen. Man macht die Koeffizienten dieser Summe so groß, daß der Fehler, der entsteht, ein Minimum wird. Und das erreicht man dadurch, daß die Formänderungsarbeit<sup>2)</sup> ein Minimum wird. Auch diese Methode erfordert allerdings eine sehr große Rechenarbeit.

Es wäre sehr erwünscht, wenn auf diese Weise die Probleme, die für alle Zweige der Technik so wichtig sind, einmal durchgerechnet werden.

Das wissenschaftliche Resultat bei Herrn Schnadel sehe ich eigentlich nur in dem einen Fall, Kastenholm von stark veränderlicher Höhe auf zwei Stützen gleichmäßig belastet. Da ist es ihm gelungen, alle auftretenden Grenzbedingungen einigermaßen zu befriedigen. Aber alle anderen Fälle sind für die Praxis meiner Meinung nach nicht genügend maßgebend, weil die Randbedingungen gegen die Spannungsverteilung sehr empfindlich sind. Wenn die Randbedingungen nur etwas abweichen, wird die mittragende Breite ganz anders.

Das ist das, was ich sagen wollte. Es sind die Erfahrungen, die ich bei meinen Berechnungen in der Vorlesung über Flugzeugstatik gemacht habe. (Lebhafter Beifall.)

<sup>1)</sup> Aber auch bei dieser Lösung, bei der der allgemeine Verlauf der Schubspannungen am Rande den richtigen Charakter hat, kommt das falsche Verhältnis von  $\tau_{\max} : \sigma_{\max} = 0,46$  heraus, während es sein müßte  $4 \frac{b}{a} = \frac{4}{\pi}$ . Das Verhältnis 0,46 der Spannungen könnte nur herauskommen, wenn der Kastenträger am Auflager 2,7 mal so hoch wäre wie in der Mitte.

<sup>2)</sup> Oder zur Erhöhung der Konvergenz die nach Courant mit einem Zusatzglied versehene Formänderungsarbeit.



Herr Professor Dr. Weber, Berlin:

Meine Herren! Der wissenschaftliche Schiffbau hat heute zweifellos einen glücklichen Tag. Das gibt mir Anlaß, einen ganz kurzen Rückblick auf die Entwicklung unserer Erkenntnis von der Inanspruchnahme des Schiffskörpers zu nehmen.

Wir unterscheiden in der Entwicklung der Statik des Schiffes drei oder vier große Stufen. Die erste Stufe ist durch die Kunst gekennzeichnet, auf Grund der Erfahrung und der persönlichen schöpferischen Intuition des Erbauers einen glücklichen Riß für das Schiff zu entwerfen und es von vornherein — es ist ja aus Holz — so stark und so stabil zu machen, daß es den Fährnissen der großen See mit Sicherheit widerstehen konnte.

Es schließt sich daran die zweite große Stufe, beginnend mit der Einführung des Eisens in den Schiffbau und den Bemühungen, eine Längsfestigkeit auf Grund bestimmter Annahmen zu errechnen, wobei man gelegentlich auch die Querfestigkeit, und zwar unabhängig von der Längsfestigkeit, bestimmte. Die Ergebnisse dieser zweiten Periode sind uns allen bekannt und werden am besten durch die Tatsache beleuchtet, die heute wiederholt besprochen worden ist, daß die Messung an dem Schiff in der Regel einen erheblich höheren Wert für die Durchbiegung desselben ergab als die Rechnung, daß also nur eine grobe Annäherung vorlag oder besser: eine empfindliche Abweichung der Rechnung von der Wirklichkeit.

Damit kommen wir zu dem dritten Stadium, in das wir seit einigen Jahren im Schiffbau eingetreten sind. Wir wollen heute die wirkliche Inanspruchnahme des Schiffes wissen. Hier müssen wir zwei Richtungen deutlich unterscheiden: Die eine Forschungsrichtung der Gegenwart betrachtet das Schiff als Ganzes, als ein höchst verwickeltes Kasten-Zellen- und Trägersystem und sucht unter Benutzung der bautechnischen Methoden der höheren Statik und der Erkenntnis der höheren Elastizitätslehre die wirkliche Inanspruchnahme des vereinigten Längs- und Quersystems des Schiffes zu errechnen. Die andere Forschungsrichtung ist bemüht, die wirkliche örtliche Inanspruchnahme der einzelnen Glieder zu ermitteln, wie z. B. der einzelnen Träger, der Stäbe und Platten und vor allem die Festigkeit der Verbindungsstellen, alles unabhängig von dem Gesamtsystem des Schiffes. Beide Richtungen der Gegenwart stützen sich letzten Endes, wie eben der Herr Vorredner schon ausgesprochen hat, auf den Versuch, auf die Erfahrung, wie es denn überhaupt ein Kennzeichen der heutigen exakten Wissenschaft ist, daß sie ihre Erkenntnis von den wirklichen Vorgängen auf induktivem Wege schöpft, indem sie den Versuch voranstellt und aus dem Maßergebnis die Grundlagen für die zuverlässige theoretische Durchdringung des Problems schafft. Die einschlägige Theorie führt heute in der Regel in hohe mathematische Gebiete hinein, wie wir soeben an den Ausführungen des Herrn Vortragenden gesehen haben, und die, wie es mein Kollege, Herr Professor Reißner, schon ausgesprochen hat, selbst dem höheren Statiker oft nicht zugänglich sind. Er muß also den Mathematiker zu Hilfe nehmen.

Es scheint mir von Wichtigkeit zu sein, hier zu betonen, daß die Messungen am fahrenden Schiff, wie sie angestrebt und ausgeführt werden von den Herren Dr. Dahlmann und Dr. Siemann, uns außerordentliche Klarheit bringen werden, besonders wenn wir über zuverlässige Geräte zur Messung der Formänderungen verfügen. Wir werden dann die Dehnungen, Schiebungen, Längungen, Kürzungen, Durchbiegungen und Verwindungen wirklich messen können und sind alsdann auch in der Lage, die wirklichen Spannungen zu errechnen.

Die an der Technischen Hochschule in Danzig angestellten Untersuchungen des Herrn Vortragenden dienen der Ermittlung der Inanspruchnahme sowohl eines idealen Gesamtschiffs von Kastenform als auch der Ermittlung der örtlichen Inanspruchnahme, also der Spannungen an einzelnen Stellen, und liefern uns sehr wertvolle Erkenntnisse auf diesen noch wenig erforschten Gebieten. Ausgehend vom Versuch und Meßergebnis hat Herr Dr. Schnadel das schwierige Problem des Kastenträgers, also des Trägers mit Stegen und Gurten, nach den Grundsätzen der mathematischen Elastizitätslehre mit sichtlichem Erfolge theoretisch durchforscht und zu einer gewissen Lösung gebracht. Und wenn auch diese Untersuchungen noch keineswegs als abschließend zu bezeichnen sind, wie der Herr Kollege Reißner soeben schon ausgesprochen hat, so stellt die Arbeit des Herrn Schnadel sicher einen Baustein dar, der sich nicht so leicht aus dem Gefüge der ganzen Schiffbaustatik wieder herauslösen wird.

In gleicher Weise sind für unsern Schiffbau die schönen theoretischen Untersuchungen Nádais über die Berechnung der Formänderungen und Spannungen in Platten von außerordentlich hoher Bedeutung, und ich möchte die Herren Schiffbauer besonders auf dessen neues, bei Springer erschienenes Werk „Die elastischen Platten“ ausdrücklich hinweisen. Und auf ein zweites, für die Schiffbaustatik grundlegendes, bei Springer soeben erschienenes und draußen im Vorzimmer heute ausgelegtes Werk möchte ich hier aufmerksam machen, auf die „Statik der Bodenkonstruktion der Schiffe“ des Herrn Dr. Walter Schilling, der kürzlich mit dieser hervorragenden Arbeit in der er den Schiffskörper als ein räumliches Trägernetz auffaßt, an unserer Charlottenburger Hochschule promoviert hat.

Ich halte es für meine Pflicht, weiter heute noch dreier Pioniere hier zu gedenken, die sich um die Erforschung der Statik des Schiffskörpers verdient gemacht haben: Ich habe hier heute Herrn Stieghorst vermißt und die Nennung seines Namens. Herr Stieghorst hat wiederholt, gestützt auf Versuche und auf eine glückliche, frische Anschauung, den Schiffbau durch seine Beiträge zur Festigkeit des Schiffes belebt. Besonders die Herren der Marine wissen ihn zu schätzen. Und wenn ich persönlich und wohl auch meine Kollegen keineswegs immer mit Herrn Stieghorst übereinstimmen, so, glaube ich, ist er doch sehr häufig der Treibende gewesen, der die Statik des Schiffes vorwärtsgebracht hat, wenn auch die Dinge erklärlicher Weise nicht immer an die Öffentlichkeit kamen.

Und wenn ich glaube, daß sich gegenwärtig bereits das vierte Stadium der Entwicklung des Schiffskörpers vorbereitet, gekennzeichnet durch das in vielen oder in allen Teilen verschweißte Schiff, das ein großes einheitliches System von neuen Formen mit neuen Formänderungen und neuen Spannungen darstellen wird, so muß ich zu meiner großen Freude es heute hier aussprechen, daß gegenwärtig, wo wir noch innerhalb der dritten Periode sind, an der Erforschung der Nietanschlüsse lebhaft gearbeitet wird. Hier ist als bahnbrechender Forscher vor allem zu nennen: Dr.-Ing. A. Dörnen. Er hat eine, 1924 in

Berlin bei Ernst & Sohn erschienene Dissertation geschrieben: „Die bisherigen Anschlüsse steifer Fachwerkstäbe und ihre Verbesserung“. Er hat die Festigkeit der Nietverbindungen experimentell in eigenen schönen Versuchen erforscht, vor allem das Gleiten der Niete bei Überanstrengung der Verbindung, und hat dabei die wichtige Frage durch den Versuch zu klären versucht, welche Nieten tragen, wieviel übernimmt das erste und das letzte Niet und wieviel die mittleren. — Diese zunächst für den Bauingenieur bestimmten Untersuchungen und die dabei gefundenen Ergebnisse sind meiner Ansicht nach grundlegend auch für den Schiffbau.

Und weiter muß ich noch einen Forscher nennen, der hier im Zusammenhang mit dem Vortrag des Herrn Dr. Schnadel an die erste Stelle gehört: Das ist Herr Privatdozent Dr. Sonntag, mein Kollege an der hiesigen technischen Hochschule, der mir sehr häufig geholfen hat in Festigkeitssachen. Herr Dr. Sonntag ist nach meiner Kenntnis der Urheber aller der Untersuchungen, die auf die Schubbeanspruchung zwischen Steg und Flansch oder Gurt zurückgehen. Sein Buch „Biegung, Schub und Scherung in Stäben von zusammengesetzten Querschnittsformen“, Berlin 1909, greift in vollem Umfange dieses große Problem auf. Dr. Sonntag hat uns wiederholt, z. B. auch im Ausschuß für technische Mechanik in Berlin, über den Fortgang seiner bezüglichen Untersuchungen berichtet. Erst vor wenigen Tagen hat er wieder eine Arbeit veröffentlicht, sie lautet: „Grundsätzliche Fragen des Nietanschlusses von Fachwerkstäben“ und ist in Glasers Annalen vom 1. September 1925 erschienen. Darin gibt er eine ausgezeichnete Zusammenstellung und Kritik aller einschlägigen Fragen über Nietverbindungen. Ich möchte den Herren Schiffbauern diese Abhandlung sehr ans Herz legen: die Frage des Nietens tritt heute noch keineswegs zurück, wenn wir auch mehr und mehr zum Schweißen übergehen. Fast alles, was an Bedeutung über Nietung vorliegt, ist in dieser Arbeit Sonntags systematisch zusammengetragen und beleuchtet worden. Wie er mir kürzlich mitteilte, nimmt er sich jetzt besonders auch der schiffbautechnischen Seite des Problems an. Und so ist bereits eine weitere Arbeit Sonntags erst vor 14 Tagen im Zentralblatt der Bauverwaltung vom 4. November 1925 erschienen. Sie sehen, wie schnell die Veröffentlichungen einander folgen. Diese neueste Arbeit Sonntags lautet: „Die Berechnung von Trägern mit unsymmetrischem Querschnitt auf Grund der Theorie der Scherkräfte“; in ihr hat er auf Grund seiner besonderen Erfahrungen das wichtige Scherkräfteproblem erneut behandelt. Sicher werden wir Schiffbauer auch hier wieder Fingerzeige für die Beurteilung unserer unsymmetrischen Profile finden.

Nun möchte ich noch ein kurzes Wort an meine jüngeren Kollegen hier richten und sie daran erinnern, was wir Professoren ihnen im Kolleg wiederholt vorgehalten haben: unsere Studierenden dürfen nicht bloß konstruieren, sondern sie haben auch die Pflicht, sich die Grundlagen der höheren Schiffbau- statik zu eigen zu machen. Der wissenschaftliche, auf Versuch und Theorie gegründete Schiffbau marschiert heute zweifellos. Aber unsere akademische Jugend muß bedenken, daß, wenn sie die Grundgleichungen der Elastizitätslehre nicht beherrscht und auch z. B. die Bedeutung der vom Herrn Vortragenden benutzten Airyschen Spannungsfunktion nicht kennt, sie später in der Praxis Jahre brauchen wird, ehe sie überhaupt den Sinn der Sache erfaßt. Hier an der Hochschule hat sie Gelegenheit, sich diese Elastizitätsgrundlagen anzueignen, und ich möchte ihr nur wünschen, daß sie davon reichlichen Gebrauch macht. (Lebhafter Beifall!)

Herr Ministerialrat Schlichting:

Meine sehr geehrten Herren! Ich möchte mir erlauben, zu den hochinteressanten Ausführungen des Herrn Vortragenden in einem Punkte Stellung zu nehmen, in dem Punkte nämlich, wo sich die Ausführungen in einem gewissen Gegensatz zu den Anschauungen des Herrn Baurat Pietzker bewegen. Ich möchte darauf hinweisen, daß Herr Pietzker eigentlich nicht eine Theorie zu geben versucht hat, sondern er hat nur versucht, gewisse Versuchsergebnisse zu erklären und daraus gewisse Rechnungsmethoden abzuleiten, die auf ganz bestimmte Fälle zugeschnitten waren, um einen technischen Fortschritt mit Hilfe dieser Rechnungsmethoden zu erzielen. Ein wesentlicher Ausgangspunkt für die Anschauung von Pietzker waren ja die hier von dem Vortragenden erwähnten Versuche mit dem Torpedoboot „Wolf“, das eine erheblich größere Durchbiegung ergab, als sich rechnermäßig nachweisen ließ, wenn man den ganzen Querschnitt einführte bzw. das Trägheitsmoment auf den ganzen Querschnitt bezog. Man kann diese Tatsache vielleicht auf verschiedene Weise erklären. Pietzker hat sie dadurch erklärt, daß er sagte: Ich nehme ein geringeres Trägheitsmoment an als es tatsächlich das Schiff hat, wenn man dies Moment über den ganzen Querschnitt ausdehnt, und suche nun festzustellen, läßt sich diese Anschauung mit den Tatsachen in Einklang bringen? — Ich habe Grund anzunehmen, daß das tatsächlich möglich ist, wenn die Knickbeanspruchungen sich nicht mehr in der üblichen Sicherheitsgrenze halten, sondern etwa auf den Grenz wert 1 heruntergehen. Für den Kriegsschiffbau, auf den Pietzker weiterhin seine Vergleichsrechnung zuschneiden wollte, war es dagegen unter allen Umständen nötig, die Verbände so in die Rechnung einzuführen, daß die Sicherheitsgrenze das normalerweise zulässige Maß nicht überschritt, und dazu eben den Querschnitt auf diejenigen Teile zu beschränken, die man mit Sicherheit noch als tragend annehmen konnte.

Wenn nun vom Handelsschiffbau gesagt wird, er stünde zu diesem Verfahren mit seinen Ergebnissen in Widerspruch, so ist eine Erklärung für die abweichende Berechnung dadurch gegeben, daß der Handelsschiffbau querschiffsversteifte Bleche verwendet, so daß tatsächlich beim Handelsschiffbau der ganze Träger, die ganze Außenhaut und das Deck als tragend angenommen werden kann. Hier ist eben der Spantenabstand so gering, daß genügende Knicksicherheit zwischen den Spanten vorhanden ist. Die Sache liegt aber ganz erheblich anders beim Kriegsschiffbau, zumal soweit dort nach Längsspanten gebaut wird. Da haben wir diese querversteiften Platten nicht, und man muß sich daher sehr überlegen, wie weit solche nicht querschiffsversteiften Platten noch als knicksicher zu rechnen sind. Und im deutschen Kriegsschiffbau handelte es sich damals gerade zu der Zeit, wo Pietzker sein Buch verfaßt hat, um den Übergang zum Längsspantensystem, und für dieses Längsspantensystem suchte er nach vergleichbaren Rechnungsmethoden. Da ist er auch auf Grund von Versuchen, die im einzelnen noch ausgeführt worden sind,

zu seiner Anschauung gekommen: ich darf ein Längsspanntensystem mit seiner Außenhaut nicht vollständig als knicksicher einführen, sondern muß die Außenhaut für ein sicheres Tragen auf ganz bestimmte Breiten im Verhältnis zur Dicke beschränken. Diese Methode und die Rechnungsmethode, die er darauf aufbaut, führte ihn jedenfalls nach der sicheren Seite insofern hin, als er auf Grund dieser Anschauung nun dazu kam, die Längsspannten in einem verhältnismäßig dichten Abstand anzunehmen. Er wählte, um Knicksicherheit zu haben, den Abstand so, daß die 50fache Plattendicke nicht überschritten wurde. Und die Annahme dieses Abstandes, also von einer verhältnismäßig großen Anzahl von Längsspannten, hatte in der Tat für ihn ja gar keine Nachteile, weil die Längsspannten zum tragenden Längsverband des Schiffes rechneten. Ob ihr Material in die Außenhaut hineingesteckt oder als Versteifung der Außenhaut benutzt wurde, war für die Ökonomie des Systems ganz einerlei. Pietzker erhielt auf diese Weise jedenfalls eine Rechnungsmethode, von der er sagen konnte, daß er die Verantwortung bei der Weiterentwicklung von Fahrzeugen auf dieser Basis übernehmen konnte. Wie die Sache in Wirklichkeit sich gestaltet, das ist, wie ja hier auch von dem Herrn Vorredner ausgeführt ist, sehr schwer im einzelnen zu ermitteln, solange man nicht sehr eingehende Messungen der Winkeländerungen und der Dehnungen zur Feststellung der Schubspannungen und der Normalspannungen unternommen hat.

Meine Herren, ich wollte mir nur erlauben, auf dieses noch hinzuweisen, um eine Brücke gewissermaßen zu schlagen von den Pietzkerschen Anschauungen zu den Ausführungen des Herrn Vortragenden, und darf vielleicht daran die Hoffnung knüpfen, daß es mit Hilfe der neuen Anregungen, die wir heute erhalten haben, möglich sein wird, unseren Handelsschiffbau wie den Kriegsschiffbau so ökonomisch wie möglich auszubilden.

Ich möchte dabei noch darauf hinweisen, daß ich nicht so ohne weiteres Herrn Buchsbaum zustimme, der sagte, wir könnten unter eine gewisse Plattendicke ja doch nicht heruntergehen. Das kommt doch sehr darauf an, wie das System des Verbands gewählt wird. Ich kann bei einem Querspanntensystem nicht ohne weiteres unter eine Plattendicke heruntergehen, kann aber die Systeme an Hand von wissenschaftlichen Untersuchungen und von wissenschaftlich ausgebildeten Erfahrungen so wählen, daß sie eben ökonomischer werden; und das muß der Zweck unserer ganzen Konstruktionsmethode und der Rechnungsmethode sein.

Dann möchte ich nicht versäumen darauf hinzuweisen, daß ich zu den Ausführungen, die ich hier gemacht habe, angeregt worden bin durch schriftliche Mitteilungen meines Kollegen Burkhardt, eines Mitarbeiters von Herrn Pietzker, der leider nicht in der Lage ist, seine Anschauungen hier persönlich zur Geltung zu bringen. (Lebhafter Beifall.)

Herr Ingenieur Judaschke, Hamburg:

Von den Debatterendern ist schon anerkannt, daß die Arbeit des Vortragenden eine gute Zusammenfassung des ganzen Festigkeitsproblems im Schiffbau darstellt. Wertvoll erscheint die Feststellung: die Handelsschiffe, auch die nach der Methode von Abell erbauten, genügen den Festigkeitsforderungen nach der vom Vortragenden vorgeführten Rechnungsweise, obgleich nach Pietzker diese Forderung offensichtlich nicht erfüllt ist. Es wird hier durch Schnadel gewissermaßen wissenschaftlich bestätigt, daß die Empirie den richtigen Weg gegangen ist. Ich habe schon in meinem Vortrag über Vereinfachte Bauweise eiserner Schiffe in einer Aufsatzreihe im „Schiffbau“ 1923 und endlich jetzt in meinem Büchlein: „Die Grundlagen des praktischen Schiffbaues“ den Wert der Arbeit in den Klassifikationsgesellschaften gegenüber allzu großem Individualismus hervorgehoben. Ich möchte besonders Herrn Professor Weber gegenüber betonen, daß man die Konstruktion, welche man den Rechnungen zugrunde legt, nicht unterschätzen soll. Ich meine: der Ingenieur soll eben nicht nur Mathematiker, sondern muß auch Konstrukteur sein. Der reine Theoretiker verkennt oft die Schwierigkeit, die dem Konstrukteur erwächst, wenn er die wissenschaftliche Erkenntnis in praktische Münze umwerten soll. Da bilden die Klassifikationsgesellschaften mit ihren klaren Konstruktionsgebilden ein wertvolles, unentbehrliches Bindeglied. Aus ihnen können beide Seiten, die der Wissenschaft und die der Praxis, immer erneut angeregt werden, Neues zu schaffen. Pohl gibt in der Sondernummer des „Schiffbaues“, Heft 21 und 22 von 1925 bei Besprechung der Arbeiten über Festigkeit von Lorenz und Dahlmann interessante Schlüsse über umständliche und verkehrt angewandte Mathematik in der Festigkeitsfrage, die zeigen, wie außerordentlich vorsichtig man sein muß. Man kommt eben um den Vergleich und die Erfahrung nicht herum. Wertvoll ist es, wenn man, wie der Herr Vortragende es versucht hat, durch Versuche und Messungen auch wissenschaftlich tiefer in das Festigkeitsproblem hineinleuchtet, so daß die Klassifikationsgesellschaften nur Nutzen daraus ziehen können.

Herr Dipl.-Ing. Schnadel (Schlußwort):

Meine Herren! Ich will die Ausführungen meiner Vorredner nur ganz kurz streifen, damit sich die Zeit nicht allzusehr hinzieht.

Auf die Äußerungen von Herrn Buchsbaum möchte ich zunächst bemerken, daß meine Theorie selbstverständlich nicht auf die sehr dünnen Platten beschränkt ist, sondern daß relativ dünne Platten, also Platten, wie sie bei Schiffen vorkommen, unter allen Umständen mit dieser Theorie behandelt werden können. Nur wenn diese Platten im Verhältnis zur Trägerhöhe sehr dick werden, kann die Theorie nicht mehr angewandt werden.

Herr Buchsbaum schätzt die Wirkung auf das Widerstandsmoment sehr gering ein. Ich bin hierin anderer Meinung. Das Widerstandsmoment selbst ändert sich auf der Zugseite, wo der dicke Wulst sitzt, wohl nicht, aber auf der Plattenseite. Betrachten wir einmal, was für Kräfte an der Schiffsbeplattung angreifen allein durch Längs- und Querbiegebeanspruchungen. Wenn hier noch eine hohe Spannung dazu käme, wenn die Platte also verhältnismäßig schlecht mittragen würde, so würden wir zu Spannungen im Schiffkörper kommen, die zum Bruch führen. Infolgedessen hat die Sache doch eine gewisse Bedeutung. Ich bin selbstverständlich mit Herrn Buchsbaum darin einig, daß wesentliche Änderungen im Schiffbau

sich immer auch auf Erfahrungen stützen müssen. Aber ich sage, die Erfahrung kann nicht allein das Entscheidende sein. Die Erfahrung muß sich jederzeit auf eine ausgedehnte und möglichst genaue Theorie stützen, denn dann nur kann man tatsächlich bedeutsame Änderungen treffen.

Ein Vergleich der letzten Bauvorschriften der Klassifikationsgesellschaften, die im allgemeinen der Theorie etwas ablehnend gegenüberstehen, zeigt, daß bei sehr vielen Bauteilen außerordentlich große Unterschiede vorhanden sind. Ich habe einzelne Verbände durchrechnen lassen. Da ergaben sich Gewichtsunterschiede im Verhältnis von 100 zu 160. In der Beplattung kamen Differenzen von mehreren Millimetern vor. Es bestanden Unterschiede in der Spantentfernung, die besonders bei den neuen Bauvorschriften außerordentlich weit gehen. Ich möchte nur anführen, daß die British Corporation gestattet, bei Schiffen mit Doppelboden die Bodenwrangen 9 Fuß entfernt zu setzen, während z. B. der Germanische Lloyd unter den gleichen Umständen ungefähr auf die Hälfte kommt; daß der Germanische Lloyd die Bodenwrangen auf jeden zweiten Spant setzt, während die British Corporation in diesem Falle gestattet, bis auf das Doppelte zu gehen. Was für bedeutende Ersparnisse da zu machen sind, kann jeder Schiffbauer selbst errechnen.

Zu den Ausführungen von Herrn Prof. Reissner möchte ich zunächst bemerken, daß ich mit dem Ritzschen Verfahren angefangen habe. Ich bin jedoch auf Grund der Arbeiten von Marcus und Náđai, der das Ritzsche Verfahren auf eingespannte Platten anwandte, davon abgekommen. Das Ritzsche Verfahren ergibt bei langen Platten viel zu ungenaue Werte, da die Reihen zu schlecht konvergieren. Der Vergleich der Náđaischen Rechnung nach diesem Verfahren mit seinen späteren Berechnungen zeigt, daß dabei erhebliche Fehler vorkommen. Náđai ist selbst davon abgegangen und bezeichnet das Ritzsche Verfahren als nicht geeignet zur Berechnung von längeren eingespannten Platten. Ich bin auf Grund derselben Tatsache davon abgekommen und bin mir selbstverständlich darüber im Klaren, daß die Schubspannungen bei meiner Rechnung nicht genau stimmen. Aber sie stimmen immer mit einer Annäherung von ca. 10%. An und für sich werden die Schubspannungen ja sonst überhaupt kaum gerechnet. Man ist zufrieden, wenn man die Normalspannungen hat. Die Größe der Schubspannungen macht, selbst wenn wir annehmen, daß der Fehler 20% beträgt, bei den Gesamtspannungen, bei den wirklichen Hauptspannungen noch nicht einmal 10% der Rechnung aus. Überdies habe ich in meinem Heft ausgeführt, daß die Rechnung mit der Feststellung der mittragenden Breite allein nicht vollständig zu Ende geführt ist, sondern daß die mittragende Breite noch einmal in die Biegungsformel eingesetzt werden muß. Ich kann das hier nicht näher ausführen. Wenn man dann nach der normalen Trägertheorie die Randspannungen ausrechnet und die erste Rechnung noch einmal durchführt, dann ergeben sich sowohl die Schub- wie die Normalspannungen mit einer vollständig genügenden Genauigkeit, nämlich mit ungefähr 5 bis 6%, und das ist nach meiner Meinung vollständig genügend. Man kann die Genauigkeit durch Wiederholung natürlich noch weiter treiben.

Die Ausführungen von Herrn Prof. Lienau stellen eine Erweiterung meines Vortrages dar, so daß dazu von meiner Seite eine weitere Bemerkung wohl nicht notwendig ist.

Herrn Prof. Weber möchte ich erwidern, daß ihm anscheinend beim Durchlesen der Arbeit ein Versehen unterlaufen ist. Nicht die Durchbiegung ist dreimal so groß (Zuruf: Schlichting!), sondern es ergab sich, daß, wenn man auf den „Wolf“, von dem die Theorie von Pietzker ja gewissermaßen stammt, die Pietzkersche Theorie anwendet, das Moment, daß der „Wolf“ aufgenommen hat, dreimal so groß ist, als nach Pietzkers Rechnung herauskommen könnte. Die Spannungen sind damals gemessen worden. Aus den Versuchen kann man das einwandfrei rückwärts errechnen.

Damit komme ich auf die Ausführungen von Herrn Geh. Rat Schlichting. Ich bin selbstverständlich der Überzeugung, daß die Verdienste von Pietzker für den Schiffbau derartig groß sind, daß, wenn irgendeine von den Annäherungsrechnungen, die er angewandt hat, fällt, die Bedeutung von Pietzker nicht herabgemindert werden kann. Pietzker ist es ja grade gewesen, der uns gezeigt hat, daß die üblichen Rechnungen nicht zum Ziele führen.

Er hat infolgedessen Annahmen eingeführt, die sich in mancher Beziehung nicht als richtig erwiesen haben. Aber in dem größten Teil seiner Anschauungen ist er den richtigen Weg gegangen. Er hat jedenfalls auf die Gefahren hingewiesen, mit den gewöhnlichen Rechnungsmethoden, die aus der Bautechnik übernommen worden sind, zu arbeiten und gezeigt, daß diese Formeln nur mit der äußersten Vorsicht anzuwenden sind. Ich möchte das Verdienst von Pietzker gerade in dieser Hinsicht besonders hervorheben. (Lebhafter Beifall.)

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

Meine Herren! In einer geschichtlichen Übersicht gibt uns Herr Ingenieur Schnadel die Voraussetzungen und Ermittlungen, die heute der Berechnung von Kastenträgern zugrunde gelegt werden. Seine darauf angestellten theoretischen Untersuchungen hat er durch Versuche zu stützen gesucht und ist hierbei zu dem Ergebnis gekommen, daß die beobachteten Spannungen mit den berechneten gut übereinstimmen. Wir müssen Herrn Schnadel dankbar sein, daß er die Festigkeitsberechnung der Schiffkörper wieder um einen Schritt weiter gebracht hat und diesen Dank möchte ich hiermit ausgesprochen haben.

## XII. Die Anwendung der Schraubenstrahltheorie auf Wasserpropeller.

Von Dr. phil. Hermann Borek.

### I. Einleitung.

Von allen Theorien, die in den letzten Jahren über Propeller und ihre Wirkungsweise entstanden sind, hat keine so fördernd und befruchtend gewirkt wie die Schraubenstrahltheorie.

Ursprünglich von Prandtl, Bendemann und ihren Mitarbeitern auf Luftschrauben angewandt, hat sie allmählich auch Anwendung auf Wasserpropeller gefunden.

Ich will heute versuchen, in gedrängter Form eine Übersicht über die Strahltheorie und ihre Anwendung auf Wasserpropeller zu geben, und darzustellen, was diese Theorie bezweckt und welche Nutzenwendungen man daraus ziehen kann.

Für diejenigen Herren, die mit der Materie nicht vertraut sind, sollen einige allgemeine Bemerkungen vorausgeschickt werden.

### II. Die Strahltheorie.

#### A. Grundlegende Betrachtungen.

Die Strahltheorie geht davon aus, daß das Blatt eines Propellers auf das Wasser ebenso wirkt wie der Tragflügel eines Flugzeuges auf die Luft, nur daß sich die Vorgänge, die sich beim Tragflügel auf einer geraden Bahn abspielen, beim Propeller auf einer spiralförmigen Bahn abspielen.

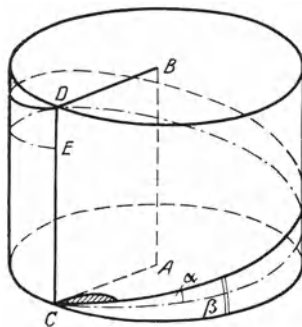


Abb. 1.

Wie aus Abb. 1 ersichtlich ist, ist die Spirale  $CE$  die Bahn des Schraubenflügels, dessen Querschnitt eingezeichnet ist. Der Flügel, der an dieser Stelle den Steigungswinkel  $\beta$  hat, bewegt sich auf dieser Bahn  $CE$  mit dem Anstellwinkel  $\alpha$ . Dadurch wird das Wasser in der Richtung der Drehachse abgelenkt und erfährt eine Beschleunigung.

Dieser Vorgang läuft darauf hinaus, daß das Wasser vor dem Propeller beschleunigt wird, durch die Propellerkreisfläche hindurchströmt und schließlich hinter dem Propeller seine Höchstgeschwindigkeit erreicht. In dem so entstandenen Schraubenstrahl (Abb. 2) sind 3 charakteristische Geschwindigkeiten zu unterscheiden:

1.  $v_{Sch}$ , die Geschwindigkeit, mit der das Wasser dem Propeller zuströmt, die gleich der Fahrtgeschwindigkeit des Schiffes ist;

2.  $v_{Pr}$ , die Geschwindigkeit, mit der das Wasser durch die Schraubenkreisfläche hindurchströmt, die Marschgeschwindigkeit der Schraube;

3.  $v_{Str}$  die Höchstgeschwindigkeit, die das Wasser hinter dem Propeller erreicht.

Da die Querschnitte des Strahles umgekehrt proportional den Geschwindigkeiten sind, so gehören zu diesen 3 Geschwindigkeiten auch 3 entsprechende Querschnitte:  $F_1$ ,  $F_2$  und  $F_3$ .

Die Photographie in Abb. 3, die dem Buche von Flamm, „Die Schiffschraube und ihre Wirkung auf das Wasser“ entnommen ist, veranschaulicht die Zusammenziehung des Schraubenstrahles hinter dem Propeller sehr deutlich.

Durch die Zusammenziehung des Strahles von  $F_1$  auf  $F_3$  entsteht eine radiale Beschleunigung der Wasserteilchen, da durch die Zusammenziehung sich die Wassermassen auf die Drehachse hin bewegen müssen.

Bei der Ablenkung des Wassers entsteht außerdem noch eine tangentielle Beschleunigung in Richtung des Drehsinnes der Flügel, der Drall.

Es sind also im Schraubenstrahl 3 Bewegungsrichtungen des Wassers zu unterscheiden:

1. in Richtung der Drehachse,
2. in Richtung des Radius,
3. in Richtung der Tangente (Drall des Schraubenstrahles).

Die Schraubenstrahltheorie bringt diese Bewegungsgrößen in Zusammenhang mit dem Propellerdurchmesser und dem tatsächlichen Schraubenschub und damit mit der Leistung und dem Schraubenwirkungsgrad.

Sie erlaubt mit Hilfe unserer beiden physikalischen Grundgesetze:

$$\begin{aligned} \text{Kraft} &= \text{Masse} \times \text{Beschleunigung} \\ \text{Arbeit} &= \frac{1}{2} M \cdot v^2 \end{aligned}$$

eine Leistungsanalyse aufzustellen und die Grenzwerte für den Wirkungsgrad eines Propellers unter den jeweiligen Fahrtbedingungen festzulegen.

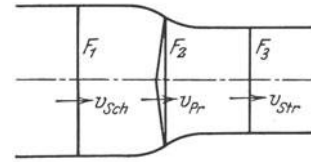


Abb. 2.

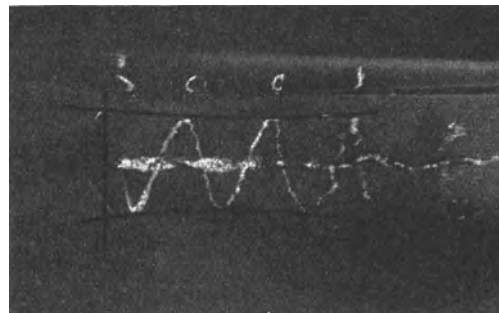


Abb. 3.

### B. Die Leistungsanalyse.

Die in den Propeller gesteckte Leistung läßt sich in folgende Teile zerlegen:

- a) Nutzleistung = Propellerschub  $\times$  Fahrtgeschwindigkeit des Fahrzeuges;
- b) Verlust durch die Beschleunigung in Achsrichtung;
- c) Verlust durch Ungleichförmigkeit dieser Beschleunigung
  1. im Radialelement.
  2. im Ringelement;
- d) Verlust durch Tangentialbeschleunigung des Wassers;
- e) Ungleichförmigkeitsverluste dieser Bewegung;
- f) Verlust durch Radialbeschleunigung;
- g) Verlust durch Ungleichförmigkeit dieser Bewegung;
- h) Restverluste durch Wirbel am Propellerblatt, Randwirbel am Schraubenstrahl usw.

Betrachtet man jetzt die einzelnen Teile dieser Leistungsanalyse und die Ursachen für die Leistungsverluste, so kann man 2 Kategorien unterscheiden:

1. Verluste, die in der Natur der Sache begründet liegen und die unvermeidbar sind;
2. Verluste, die bis zu einem gewissen Grade beeinflussbar sind.

Zu den Verlusten der ersten Art gehören b und f, die Beschleunigungsverluste in axialer und radialer Richtung zu den Verlusten der zweiten Art c, d, e, g und h.

Da jedoch f der Leistungsverlust bei der Beschleunigung in radialer Richtung, ein unwesentlicher Faktor ist, so kann er unbedenklich der zweiten Gruppe von Verlusten zugezählt werden und die gesamte Leistung in 3 Hauptteile zerlegt werden:

- $l_1$  Nutzleistung,
- $l_2$  Beschleunigungsleistung in Achsrichtung,
- $l_3$  Restverluste.

Der Wirkungsgrad des Propellers ist dann:

$$\frac{l_1}{l_1 + l_2 + l_3}.$$

Multipliziert man diesen Bruch mit  $\frac{l_1 + l_2}{l_1 + l_2}$ , so erhält man:

$$\eta = \frac{l_1}{l_1 + l_2} \cdot \frac{l_1 + l_2}{l_1 + l_2 + l_3} = \eta' \cdot \eta_m.$$

Man hat damit den Wirkungsgrad in 2 charakteristische Teile zerlegt:

$\frac{l_1}{l_1 + l_2} = \eta'$ , auch Schlupf- oder Slipwirkungsgrad genannt, und  $\frac{l_1 + l_2}{l_1 + l_2 + l_3} = \eta_m$ , mechanischer Wirkungsgrad des Propellers genannt.

### C. Der Schlupfwirkungsgrad.

Der Faktor  $\eta' = \frac{l_1}{l_1 + l_2}$  läßt sich rechnerisch aus folgenden Größen zusammensetzen:

1. Schraubendurchmesser oder Kreisfläche,
  2. tatsächlicher Schub,
  3. Fahrtgeschwindigkeit,
  4. Dichte des Wassers,
- und zwar ist der Zusammenhang gegeben durch die Formel:

$$\eta' = \frac{2 v_{Sch}}{v_{Sch} + \sqrt{v_{Sch}^2 + \frac{2g}{\gamma} \cdot \frac{P}{F}}},$$

- wo
- $v_{Sch}$  = Fahrtgeschwindigkeit des Schiffes,
  - $P$  = Schub,
  - $F$  = Schraubenkreisfläche,
  - $G$  = Erdbeschleunigung 9,81 m/sek<sup>2</sup>,
  - $\gamma$  = Gewicht von 1 m<sup>3</sup> Wasser

ist<sup>1)</sup>.

Umgeformt ergibt diese Gleichung:

$$\frac{1 - \eta'}{\eta^2} = \frac{g \cdot P}{2 \gamma \cdot F \cdot v_{Sch}^2}.$$

Durch Multiplikation mit der Schraubenmarschgeschwindigkeit  $v_{Pr} = \frac{v_{Sch}}{\eta'}$  geht die Formel in die Form:

$$\frac{1 - \eta'}{\eta^3} = \frac{G(l_1 + l_2)}{2 \gamma \cdot F \cdot v_{Sch}^3}$$

über. Damit hat man den Schlupfwirkungsgrad  $\eta'$  in Abhängigkeit von der Leistung  $l_1 + l_2 =$  Summe von Nutzleistung + Beschleunigungsleistung in Achsrichtung.

Für den Idealfall  $\eta_m = 1$  ist diese Leistung gleich der Maschinenleistung, so daß durch Einsetzen der Maschinenleistung in die Formel der überhaupt erreichbare Wirkungsgrad ermittelt werden kann.

In Abb. 4 ist  $\eta'$  in Abhängigkeit von der Leistung graphisch dargestellt. Man kann die Kurven also für 2 Zwecke gebrauchen:

1. Zur Ermittlung des höchsten überhaupt möglichen Wirkungsgrades, in dem man von der Gesamtleistung ausgeht;
2. zur Ermittlung des Schlupfwirkungsgrades, indem man von der Maschinenleistung  $\times \eta_m = (l_1 + l_2 + l_3) \cdot \eta_m = l_1 + l_2$  ausgeht.

#### D. Der mechanische Wirkungsgrad.

Um den wirklichen Wirkungsgrad jederzeit ermitteln oder wenigstens abschätzen zu können, muß man sich noch über  $\eta_m$  klar sein und wissen, von welchen Faktoren er abhängt und wie er davon abhängt.

Die Faktoren selbst, von denen  $\eta_m$  abhängt, sind die unter c—h in der Leistungsanalyse aufgezählten Anteile, die hier der Reihe nach behandelt werden:

<sup>1)</sup> Siehe Borck: Z. Schiffbau 1919, S. 169.



c) Der Verlust durch die Ungleichförmigkeit der Beschleunigung in Richtung der Drehachse, der in 2 Teile zerfällt, und zwar in Ringelement und in Radialelement.

Der Verlust im Ringelement hängt von der Größe der Blattbreite an der betreffenden Stelle im Ringelement zum Ringelement selbst ab. Je breiter das Blatt ist, desto geringer ist der Verlust, jedenfalls innerhalb der praktisch vorkommenden Blattbreiten, die sich zwischen 10 und 50% vom Durchmesser des Propellers bewegen. Der Verlust beträgt schätzungsweise 1—4%.

Der Verlust durch die Ungleichförmigkeit im Radialelement hängt ab von der Steigungsverteilung und vor der Blattbreitenverteilung, also von der äußeren Form des Propellerflügels. Hier haben sich durch die unzähligen praktischen Versuche Formen herausgebildet, durch die dieser Verlust auf ein Minimum reduziert ist, so daß er praktisch ganz vernachlässigt werden kann. Musterbeispiele für

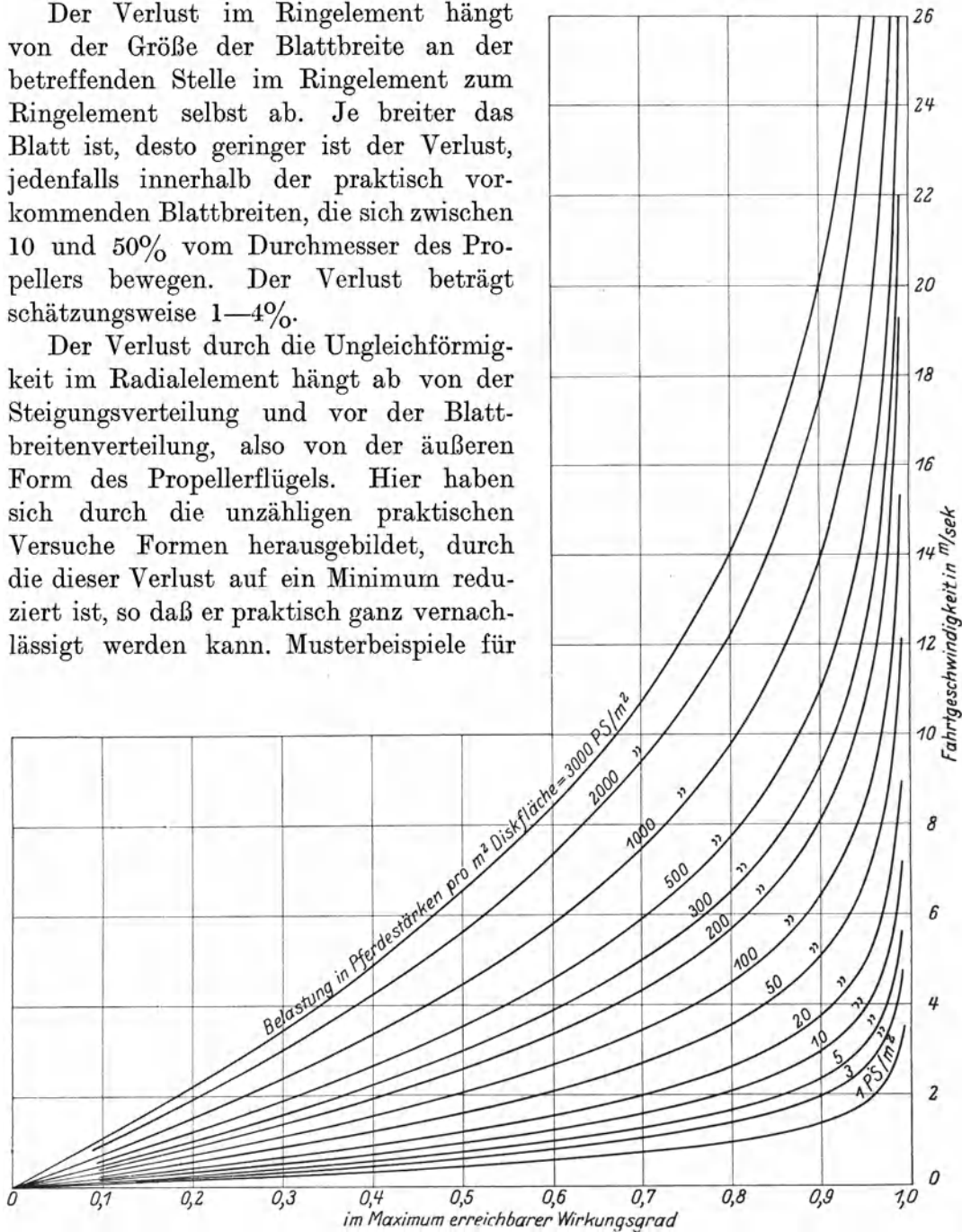


Abb. 4.

diese Formen sind die von Schaffran für seine allgemein bekannten Modellversuche verwendeten Propellerflügel von elliptischer Form.

d) Der Verlust durch die Tangentialbeschleunigung des Wassers im Schrau-

benstrahl, der Drall. Dieser Verlust läßt sich für jeden einzelnen Fall mit hinreichender Genauigkeit festlegen.

Bei den üblichen Propellerformen liegt der Punkt, in welchem man sich den Widerstand des Propellerflügels in tangentialer Richtung konzentriert denken kann, in der Entfernung  $\frac{3}{4}r$  vom Drehpunkt. Damit ist bei bekanntem Drehmoment die Kraft als solche bekannt, und da die sekundlich beschleunigte Wassermasse ebenfalls bekannt ist, so kann man daraus nach dem Impulssatz die mittlere Tangentialgeschwindigkeit des Wassers im Schraubenstrahl und damit auch den Leistungsverlust berechnen. Der Verlust beträgt bei den üblichen Propellern für Handelsschiffe, Schnelldampfer, Motorboote usw. in Fahrt 2—5% und kann bei Schlepperpropellern und bei anderen Fahrzeugen mit Propellern mit hohem Slip bis zu 8 und 10% betragen.

Dieser Verlust durch die Tangentialbeschleunigung des Wassers ist jedoch kein zwangsweiser. Er läßt sich in bekannter Weise durch Anwendung von gegenläufigen Propellern oder durch Leitschaukeln beseitigen.

e), f) und g) Diese drei Verluste sind praktisch bedeutungslos.

h) Die Verluste unter h) hängen in erster Linie ab:

1. von der Profilform des Flügels,
2. vom Arbeitswinkel des Flügels,
3. von der Umfangsgeschwindigkeit der Flügelspitze,
4. von der Wassertemperatur,
5. von der Schiffsform.

Die Profilformen sind durch die vielen praktischen Versuche so ausprobiert, daß in diesem Punkte ein nennenswerter Fortschritt nicht mehr zu erzielen ist. Am besten bewährt haben sich die Querschnitte, die den Querschnitten der Flugzeugtragflügel nachgebildet sind, die schwach gewölbt sind und ihre größte Dicke ungefähr ein Drittel von der Eintrittskante haben.

Die Abhängigkeit des Wirkungsgrades vom Arbeitswinkel des Propellerflügels ist dahingehend festgestellt, daß bei 2—4° Anstellwinkel der Verlust am geringsten ist<sup>1)</sup>. Die Zahlen sind aus den Modellversuchen von Schaffran entnommen und decken sich vollständig mit den Beobachtungen an Propellern in natürlicher Größe Abb. 5.

Es empfiehlt sich, möglichst mit Winkeln von etwa 2° zu arbeiten, um breite Blätter zu erhalten und um damit die Verluste unter c), die durch die Ungleichförmigkeit der Beschleunigung in Achsrichtung im Ringelement entstehen, möglichst klein zu halten.

Dabei ist der Anstellwinkel oder Arbeitswinkel des Flügelblattes wie folgt definiert:

In Abb. 6 ist

$AB$  der Weg des Propellers pro Umdrehung = mittlere Geschwindigkeit, mit der das Wasser durch die Schraubenkreisfläche fließt = Weg des Schiffes pro Umdrehung/ $\eta'$ ;

$AC$  die wirksame Steigung des Propellers;  $\alpha$  der Anstell- oder Arbeitswinkel.

<sup>1)</sup> S. Borck: Z. Flugtechn. 1920, S. 313.

Derjenige Faktor, der den mechanischen Wirkungsgrad am meisten beeinflusst, ist die Umfangsgeschwindigkeit der Flügelblattspitze, oder genauer die Relativgeschwindigkeit des Propellerflügels zum Wasser.

Je größer die Umfangsgeschwindigkeit wird, desto schlechter wird  $\eta_m$ , was in erster Linie auf die Kavitationserscheinungen zurückzuführen ist.

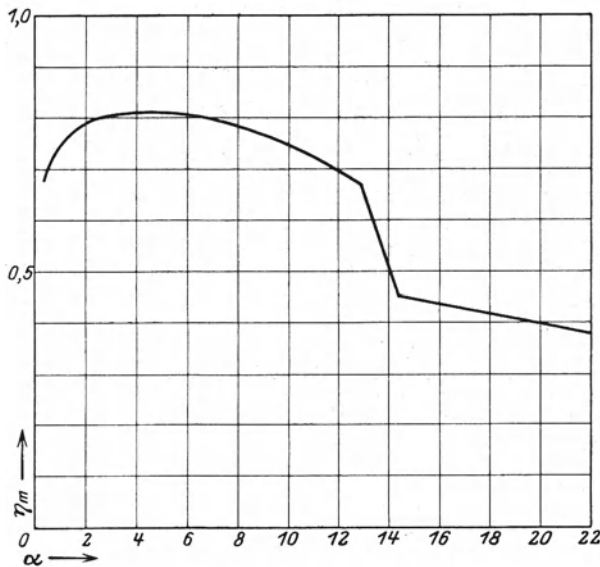


Abb. 5.

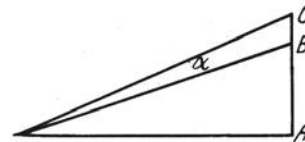


Abb. 6.

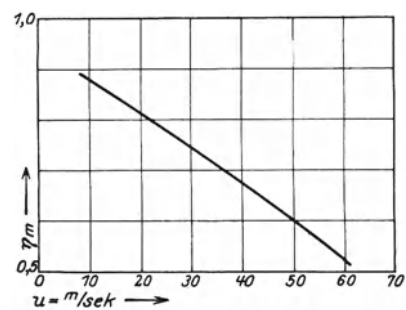


Abb. 7.

Dieser Faktor beeinflusst  $\eta_m$  so hervorragend, daß man  $\eta_m$  direkt in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit darstellen kann, wie es in Abb. 7 geschehen ist.

Diese Kurve kann zwar keinen Anspruch auf absolute Genauigkeit machen. Sie wird von der Wassertemperatur und von der Schiffsform stark beeinflusst, sie genügt aber, um mit praktisch hinreichender Genauigkeit den zu erwartenden Wirkungsgrad abzuschätzen, vor allen Dingen dann, wenn es sich darum handelt, zwischen mehreren vorgeschlagenen Propellern den besten herauszusuchen.

### III. Die praktische Anwendung der Ergebnisse der Strahltheorie.

Kennen wir jetzt die Faktoren, von denen der Wirkungsgrad eines Propellers abhängt, so sind wir damit auch in der Lage, sagen zu können, welcher Propeller in einem gegebenen Fall der günstigste ist und nach welchen Gesichtspunkten er entworfen werden soll.

Ein praktische Beispiel erläutert das am besten. Es soll zunächst der häufigste Fall betrachtet werden, d. h. es ist gegeben:

- Maschinendrehmoment,
- Maschinendrehzahl,
- Fahrtgeschwindigkeit des Schiffes,
- größter zulässiger Durchmesser.

Da es im allgemeinen ratsam ist, immer den größten zulässigen Durchmesser anzuwenden, um einen möglichst günstigen  $\eta'$ -Wert zu erhalten, so soll dieser Durchmesser zunächst zugrunde gelegt werden. Es sind also noch die Steigung und die Blattbreite zu bestimmen. Zuerst wird die Steigung festgestellt.

Der Propeller soll, um die günstigste Steigung zu erhalten, mit einem wahren Anstellwinkel von  $2^\circ$  arbeiten.

Dazu muß zunächst die mittlere Durchflußgeschwindigkeit des Wassers durch den Schraubenkreis bekannt sein. Diese ist  $v_{seh}/\eta'$ . Damit ist auch der Weg des Propellers pro Umdrehung bekannt, und da er mit einem Winkel von  $2-4^\circ$  arbeiten soll, auch die Steigung.

Um nicht für jede Stelle des Propellers eine andere Steigung zu erhalten, führt man diese Berechnung für den Punkt, der  $\frac{3}{4}r$  Abstand vom Drehpunkt hat, aus, was sich praktisch gut bewährt hat.

Damit ist ganz eindeutig die für diesen Fall günstigste Steigung festgelegt.

Als letztes bleibt jetzt also nur noch die Blattbreite zu berechnen übrig.

Diese kann man unter Zugrundelegung irgendeines gut bekannten und genau stimmenden Propellers errechnen, und zwar auf folgende Weise:

Drehmoment,	Steigung,
Drehzahl,	Blattbreite,
Durchmesser,	Flügelzahl

sind durch folgende Gesetzmäßigkeiten miteinander verknüpft, die durch Umrechnung aus den verschiedensten Propellern von bekannter Größe und Leistungsaufnahme ermittelt sind.

Das Drehmoment ist innerhalb der üblichen Formen proportional der

2. Potenz der Drehzahl,
3. „ des Durchmessers,
- 1,5. „ der Steigung,
- 0,8. „ der Blattbreite,
1. „ der Flügelzahl.

Die Exponenten der Steigung und der Blattbreite schwanken zwar etwas, aber nur so wenig, daß der berechnete Propeller praktisch bis auf einige Uml./min stimmt. Außerdem sollte auch die Summe der Exponenten von Durchmesser, Steigung und Blattbreite die Zahl 5 ergeben, während hier 5,3 herauskommt. Entweder ist also ein kleiner Fehler in den Exponenten, oder es ist noch ein unbekannter Faktor von der Dimension  $m^{-0,3}$  unberücksichtigt geblieben.

Man legt bei der Berechnung irgendeinen gut bekannten und bewährten Propeller von ähnlicher Größe zugrunde und errechnet mit Hilfe der oben genannten Gesetzmäßigkeiten als Letztes dann die Blattbreite.

Beispiele von ausgeführten Propellern, die als Unterlage für die Berechnung dienen können, sind immer genügend vorhanden.

Dadurch gelangt man stets zu einer genau definierten Blattbreite. Wäre der Propeller breiter, würde er zu wenig Umläufe machen, wäre er schmaler, zuviel.

Zum Vergleich können noch einige Beispiele ausgerechnet werden unter Variation von Durchmesser und Blattbreite.

$\eta'$  und  $\eta_m$  können für diese verschiedenen Beispiele sofort aus den Kurven abgelesen werden, und man wählt dann den Propeller, bei dem das Produkt aus  $\eta'$  und  $\eta_m$  der Gesamtwirkungsgrad  $\eta$  am größten ist.

Im allgemeinen wird man dabei finden, daß der Endwert für  $\eta$  ziemlich gleich ist, da das, was auf der einen Seite verlorenght, auf der anderen wieder gewonnen wird.

In solchem Falle ist es ratsam, immer den Propeller mit dem größeren Durchmesser anzuwenden, wie die praktische Erfahrung gelehrt hat.

Durchmesser, Steigung und Blattbreite — die drei zu bestimmenden Größen sind damit festgelegt.

Die Methode erscheint im ersten Augenblick etwas kompliziert. In Wirklichkeit geht sie bei einiger Übung so schnell, daß ein Propeller in 1—2 Minuten ausgerechnet ist. Um mit den gebrochenen Potenzen rasch und sicher rechnen zu können, kann man sich aus einem Stück Logarithmenpapier und einigen Strichen einen einfachen Apparat zum Rechnen mit diesen Potenzen herstellen.

Etwas anders liegen die Verhältnisse bei vollständig freier Wahl des Propellers, d. h. wenn auch die Drehzahl noch selbst gewählt werden kann.

Dann wählt man stets den größten zulässigen Durchmesser und setzt die Drehzahl so fest, daß sich eine Umfangsgeschwindigkeit von 10—20 m/sek ergibt, je weniger, desto besser.

Steigung und Blattbreite werden dann ebenfalls in der oben erwähnten Weise festgelegt.

Damit hat man es also in der Hand, bei der freien Bestimmung eines Propellers jeden gewünschten Wirkungsgrad, selbstverständlich innerhalb der praktisch möglichen Grenzen, zu erzielen.

Außerdem kann man auch den jeweiligen Grenzwert festlegen, was manchmal sehr wertvoll ist und vor unnützen Ausgaben für vergebliche Versuche bewahren kann.

Zum Beispiel bei Propellern für Schleppschiffe. Propeller für Schlepper, namentlich Binnenschiffahrtsschlepper, arbeiten im allgemeinen in einem  $\eta'$ -Gebiet von 0,3—0,4 und mit einem  $\eta_m$  von 0,7—0,8.

Ist man also mit Rücksicht auf den Tiefgang oder aus sonstigen Gründen gezwungen, mit einem bestimmten Durchmesser zu arbeiten, der kein höheres  $\eta'$  als beispielsweise 0,3 zuläßt, so braucht man sich keine Mühe zu geben, diesen Wert überschreiten zu wollen. Das gelingt nicht, und der Versuch, ihn überschreiten zu wollen, wäre ein Versuch, unsere elementaren Grundgesetze der Physik umstoßen zu wollen.

Gerade bei den Schleppschiffpropellern ist auch die oben erwähnte Methode zur Bestimmung der Steigung sehr wertvoll, da in diesem Falle die Schraubemarschgeschwindigkeit oft dreimal größer ist als die Fahrtgeschwindigkeit und man auch hier, wie in jedem Fall, genau die günstigste Steigung festlegen kann.

#### IV. Zusammenfassung.

Die Tatsache, daß wir die Grenzwerte für den Wirkungsgrad eines Propellers festlegen können und den unter den jeweiligen Umständen günstigsten Kompromiß zwischen  $\eta'$  und  $\eta_m$  feststellen können, ist das Wertvollste an der Strahltheorie.

Sie erzieht uns dazu, von der Natur nicht mehr zu verlangen, als geleistet werden kann.

Sie zwingt uns auch zu erkennen, daß die praktisch erreichbaren Werte bei den richtig bemessenen Propellern auch tatsächlich schon erreicht sind, und daß bei Anwendung von Gegenpropellern an einem richtig bemessenen Propeller mit guten Profil- und Umrißformen der Flügel tatsächlich nichts mehr zu verbessern ist, so daß jedes Suchen nach Verbesserungen in diesem Falle vergebliche Mühe ist.

Zusammenfassend kann man also über die Strahltheorie sagen, daß durch sie das praktische Propellerproblem abgeschlossen ist.

#### Erörterung.

Herr Dr.-Ing. Schmidt, Berlin:

Meine sehr geehrten Herren! Wie Sie alle wissen, haben eine ganze Reihe bedeutender deutscher Forscher unsere Erkenntnisse hinsichtlich der Arbeitsweise der Antriebsschraube durch ihre Theorien gefördert. Herr Professor Pröll hat vor nunmehr drei Jahren an dieser Stelle einen kritischen Überblick über diese Theorien gegeben und er kam dabei zu dem Schluß, daß die verschiedenen Forscher, von verschiedenen Seiten vorgehend, bei der Klärung der betrachteten physikalischen Vorgänge sehr weit vorgedrungen sind, daß sie aber den Gipfelpunkt noch nicht erreicht haben, von dem aus man das ganze Gebiet frei überschaut. Aber wenn man auch rechnerisch noch nicht so weit gekommen ist, so kann man doch für einen Überblick die Erfahrungen zu Hilfe nehmen, die durch die Arbeiten der Versuchsanstalten in der letzten Zeit gewonnen sind.

Ich möchte Ihnen jetzt einige Abbildungen vorführen, die für solch einen Überblick geeignet sind. Sie stellen Versuche der Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau dar. Aus ihnen geht hervor, daß sich einige Angaben der Herren Vortragenden noch genauer fassen lassen, besonders die über den Einfluß der Blattbreite und den Eintritt der Kavitation. Die ersten drei Abbildungen sind so entstanden, daß die Versuchswerte in keiner Weise für die Auftragung umgerechnet wurden. Nötigenfalls wurden nur Werte intrapoliert. Zweck der Auftragung war, einen für die Aufstellung einer Formel für Schub und Drehmoment ausreichenden Überblick zu erhalten.

In Abb. 1 sind die bei 15 Uml/s gemessenen Drehmomente  $M$  der Schraubenserie  $A$  der Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau über den zugehörigen Schüben  $S$  aufgetragen, diese Schrauben hatten die Steigungsverhältnisse  $\frac{H}{D} = 0,6; 0,8; 1,0$  und  $1,2$  und die Verhältnisse  $\frac{F_p}{A} = \frac{\text{projizierte Flügelfläche}}{\text{Schraubenkreisfläche}} = 0,25; 0,3; 0,4; 0,5$  und  $0,6$ . Ich habe die Kurvenbüschel, die Sie in Abb. 1 erkennen, der Übersichtlichkeit wegen auseinander gezogen und die Kurven für  $\frac{F_p}{A} = 0,25$  noch nach oben verschoben. Sie erkennen an dieser letztgenannten Auftragung besonders deutlich, daß sich die Kurven durch zwei gerade Linien wiedergeben lassen, die einen Knick erkennen lassen. Dieser ist vermutlich auf eine plötzliche Änderung der Strömungsform zurückzuführen, die ich durch die mit I und II gekennzeichneten Skizzen angedeutet habe. Die untere Gerade würde hiernach der anliegenden Strömung und die obere der stark wirbeligen Strömung entsprechen. Nach Abb. 1 zu schließen, ist bei anliegender Strömung für  $S = 0$  annähernd  $M = \text{konst.}$  Diese auffallende Tatsache ist darauf zurückzuführen, daß schmale Flügel bei viel kleinerem Slip, oder genauer gesagt, bei viel größerem negativen Slip schon einen bedeutenden Schub ergeben, als breite Flügel, wodurch ein Ausgleich entsteht. Der schmale Flügel eignet sich hiernach für wenig belastete schnellaufende Schrauben, während der breite in erster Hinsicht für hochbelastete Schrauben in Frage kommt. Bei hoher Belastung versagt der schmale Flügel, da sich bei ihm die Strömung II in viel größerem Ausmaße ausbildet als bei breiten Flügeln. Das erkennt man aus der gestrichelten Verlängerung des zweiten Kurvenstückes nach links, die für  $S = 0$  das Drehmoment bei wirbeliger Strömung angibt. Der Einfluß des Steigungsverhältnisses  $\frac{H}{D}$  geht aus der Neigung der Geraden in Abb. 1 hervor. Ich habe sie ermittelt und die erhaltenen Werte oben links aufgetragen. Die ausgezogene Kurve gilt für die Strömung I, die gestrichelten für die Strömung II. Es kommt da anscheinend eine Schwingungserscheinung zum Ausdruck, über deren physikalische Begründung ich mich zur Zeit noch nicht äußern möchte. Die Darstellung erlaubt ohne weiteres die Aufstellung einer numerischen Gleichung für  $M = f(S)$ . Es ist im Mittel für die Strömung I

$$M = M_1 + M_2 = a_1 + b_1 S H = 0,008 \frac{\gamma}{g} D^5 \frac{\pi}{4} \cdot n^2 + 0,1217 \left( 1 + 0,1782 \frac{H}{D} \right) S H, \quad (1)$$

und für die Strömung II

$$M = a_2 \left(1 - \frac{F_p}{A}\right) + b_2 S H.$$

Damit ist das Drehmoment als Funktion des Schubes ausgedrückt.

Um nun auch den Schub als Funktion von Konstruktionswerten darzustellen, habe ich ihn für  $n = \text{konst.}$  über  $\frac{F_a}{A} = \frac{\text{abgewinkelte Flügelfläche}}{\text{Kreisfläche}}$  aufgetragen und die Schübe, die bei konstanten Slipwerten gemessen wurden, miteinander verbunden. Dabei ergaben sich für  $\frac{F_p}{A} = \text{konst.}$  Strahlenbündel, die mit ihrem Anfangspunkt eine Gerade festlegen, Abb. 2. Sie zerlegt den Schub in zwei Teile. Hiernach ist

$$\begin{aligned} S &= S_1 + S_2, \\ S_1 &= a \left(1 - \frac{F_a}{A}\right), \\ S_2 &= f \left(s, \frac{F_a - F_p}{A}, \frac{F_p}{A}\right). \end{aligned}$$

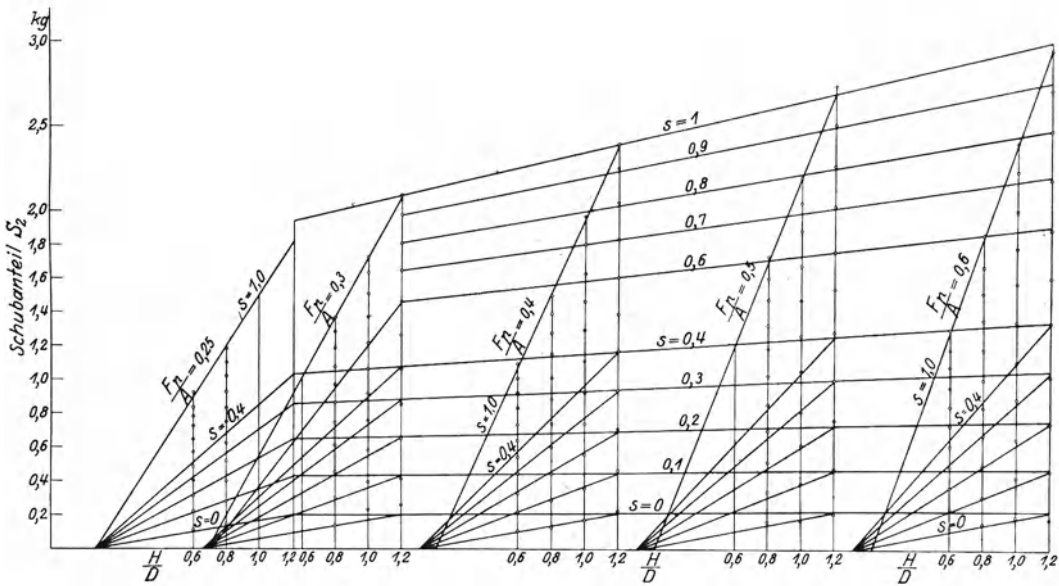


Abb. 3. Darstellung von  $S_2 = f\left(\frac{H}{D}, \frac{F_p}{A}, s\right)$ .

Nun ist  $\frac{F_a - F_p}{A}$  angenähert verhältnisgleich  $\frac{H}{D}$ , so daß wir jetzt zur Aufstellung einer numerischen Gleichung für  $S_2$

$$S_2 = f\left(\frac{H}{D}, s, \frac{F_p}{A}\right),$$

darstellen können. Das ist in Abb. 3 geschehen, in der die Schübe für die Werte  $\frac{F_p}{A} = 0,25; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6$  und  $s = 0$  bis 1 über  $\frac{H}{D}$  aufgetragen sind. Nach Abb. 2 und 3 lassen sich nun die Schübe  $S$  der betrachteten Schraubenserie für  $s = 0$  bis 50 vH durch die Gleichung

$$S = S_1 + S_2 = 0,36 \frac{\gamma}{g} D^4 \frac{\pi}{4} n^2 \left[ 0,267 - 0,309 \frac{F_a}{A} + \frac{H}{D} \left(1 + 1,154 \frac{F_p}{A}\right) \left(1 - \frac{1-s}{1,084}\right) \right], \quad (2)$$

wiedergeben. Hierin ist

- $S$  der Schub in t,
- $\gamma$  die Dichte in  $t/m^3$ ,
- $g$  die Erdbeschleunigung in  $m/s^2$ ,
- $D$  der Schraubendurchmesser in m,
- $n$  die Drehzahl in Uml/s,

$s$  der scheinbare Slip  $= 1 - \frac{v_e}{nH}$ .

Der scheinbare Slip läßt sich in die numerische Gleichung für  $S_2$  einführen, indem man an Stelle von  $H$  den Wert  $xH$  einsetzt.  $x$  ergab sich bei der betrachteten Schraubenserie und Umlaufzahl als nahezu

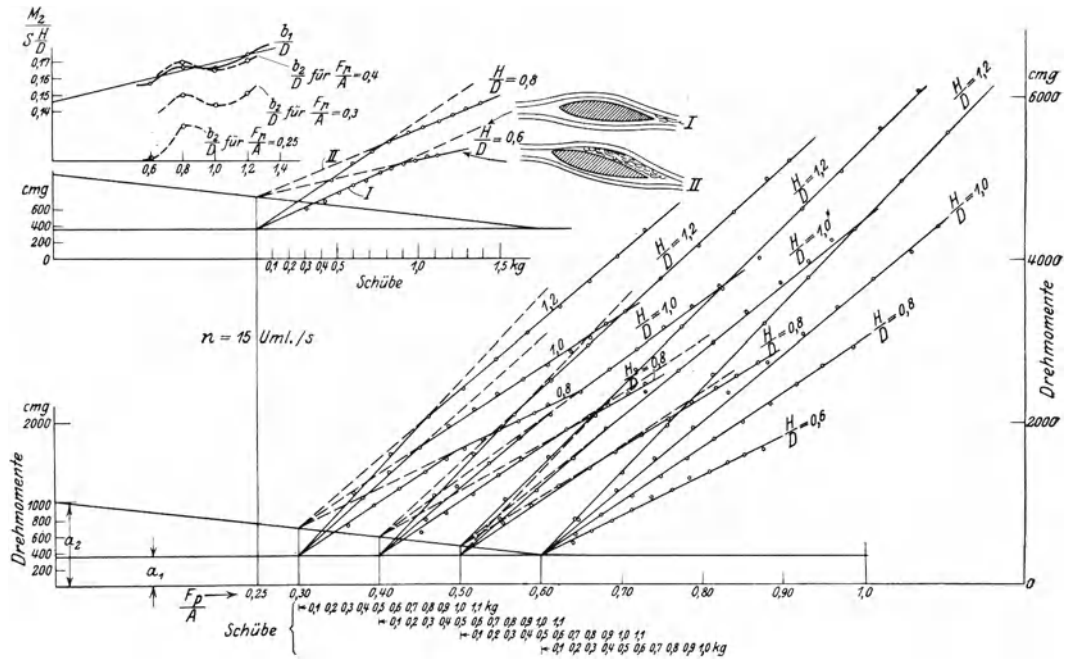


Abb. 1. Drehmoment  $M$  bei  $n = 15$  Uml./s aufgetragen über dem Schub für verschiedene Werte  $\frac{F_p}{A} = \frac{\text{projizierte Flügelfläche}}{\text{Schraubenkreisfläche}}$   
 $D = 120$  mm, 3 Flügel, Flügeldicke konstant.

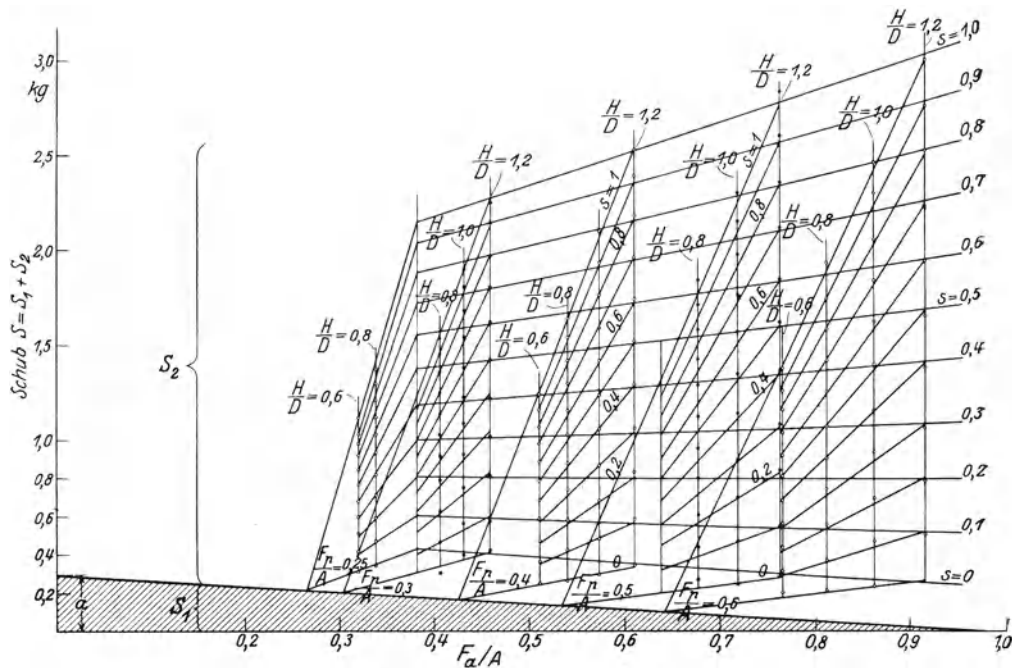


Abb. 2. Schub für  $n = 15$  Uml./s aufgetragen über  $\frac{F_a}{A} = \frac{\text{abgewinkelte Flügelfläche}}{\text{Schraubenkreisfläche}}$  für verschiedene  $\frac{H}{D} = \frac{\text{Steigung}}{\text{Durchmesser}}$  und Slipwerte



konstant, im Mittel zu  $\alpha = 1,084$ . Der umgerechnete Slip ist hiernach  $s = 1 - \frac{v_e}{nH_x} = 1 - \frac{1-s}{1,084}$ . Mit

Gl. (1) und (2) haben wir zwei Gleichungen, die zur Nachprüfung von Schraubentheorien dienen können. Die Abmessungen der Schrauben hat Dr. Schaffren in der Zeitschrift Schiffbau Bd. 17, S. 189, 1915/16, angegeben. Bei abweichender Flügelform, insbesondere Flügeldicke, ändern sich die Gleichungen. Man erkennt an den Gleichungen leicht, daß die Wahl einer möglichst günstigen Schraube nach diesen Gleichungen etwas umständlich ist. Besser ist die zeichnerische Darstellung für diesen Zweck, und ich möchte eine solche mit logarithmischem Netz befürworten, ähnlich wie sie bereits Eiffel benutzt hat. Sie hat folgende Vorzüge:

Man kann die Versuchsergebnisse, die mit planmäßig voneinander abgeleiteten Schraubenformen gewonnen wurden, so zeichnerisch darstellen, daß der Einfluß des Steigungsverhältnisses, der Blattbreite

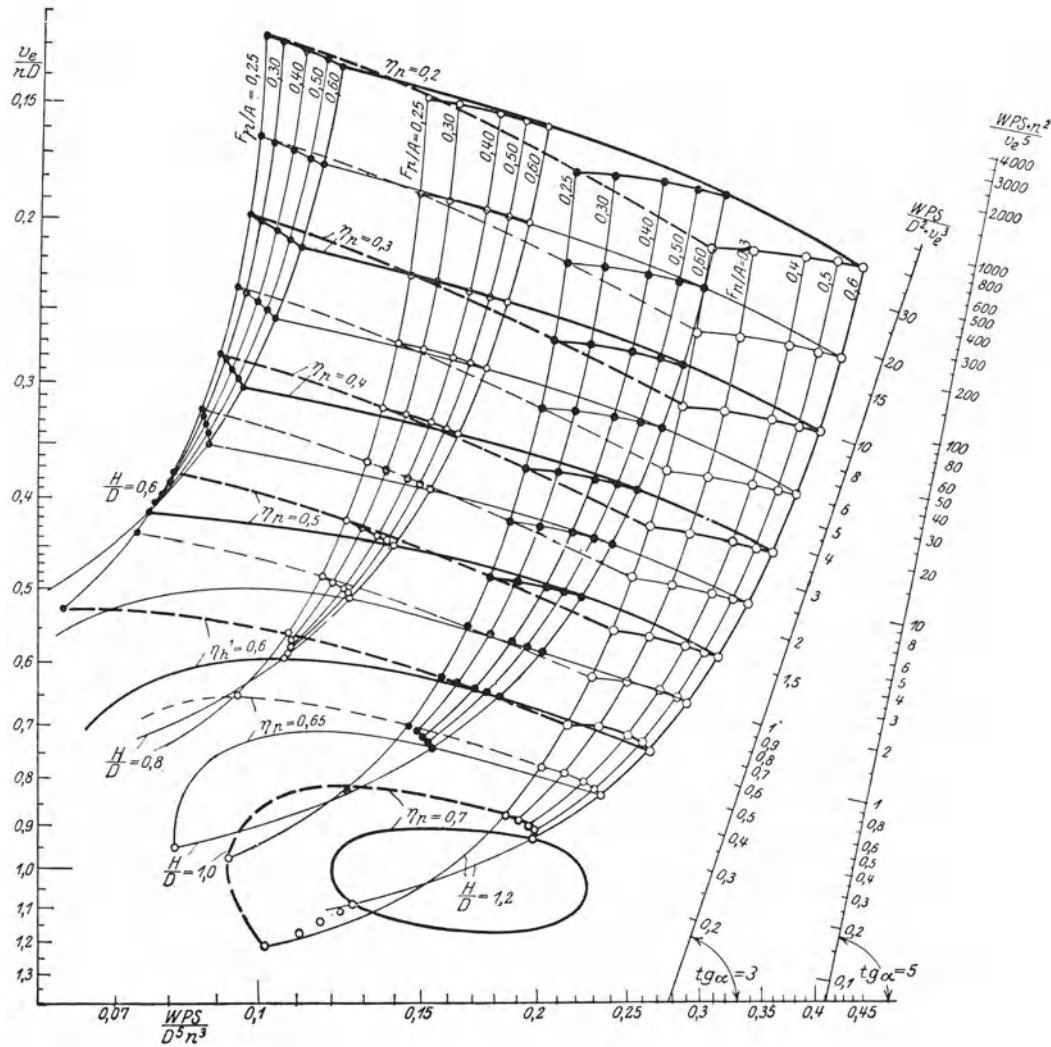


Abb. 4. Darstellung von planmäßigen Propellerversuchen der Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau.  $D$  gemessen in m,  $v_e$  in m/s und  $n$  in Uml./s.

und der Belastung auf den Wirkungsgrad aus der zeichnerischen Darstellung ohne weiteres hervorgeht, Abb. 4. Diese Abbildung hat vier Ordinatenachsen, nämlich  $\frac{v_e}{nD}$ ,  $\frac{WPS}{D^5 n^3}$ ,  $\frac{WPS}{D^2 v_e^3}$  und  $\frac{WPS n^2}{v_e^5}$ . Die beiden letzten erhält man aus der zweiten durch Multiplikation mit  $\left(\frac{nD}{v_e}\right)^3$  und  $\left(\frac{nD}{v_e}\right)^5$ . Man erkennt leicht, daß diese Multiplikation bei der logarithmischen Darstellung auf eine Achsendrehung hinausläuft, ohne daß die Versuchswerte ihre Lage ändern. Um zusammengehörige Werte zu erhalten, hat man von einem Punkt des Diagrammes aus Lote auf die verschiedenen Achsen zu fällen und umgekehrt.

Die Auftragung hat den weiteren Vorteil, daß man Probefahrtergebnisse und Modellversuche mit Modell allein und mit Schrauben einfach durch Eintragung in das Diagramm auswerten kann. Hierzu hat man auch die Schubleistung (SPS) und die aus dem alleinfahrenden Modell ermittelte EPS-Leistung

durch  $D^5 n^3$  zu teilen und  $\frac{E P S}{D^5 n^3}$  über  $\frac{v_s}{n D}$  aufzutragen, Abb. 5. Die Abstände der Kurven, in wagerechter Richtung gemessen, ergeben dann die Wirkungsgrade der freifahrenden Schraube ( $\eta_p$ ), des Nachstromes  $\eta_n = \frac{v_s}{v_e}$ , des Sogs  $\eta_s = \frac{\text{Widerstand ohne Schrauben}}{\text{Schub}} = \frac{W}{S}$  und den Gesamtwirkungsgrad  $\eta = \eta_p \cdot \eta_s \cdot \eta_n$ .

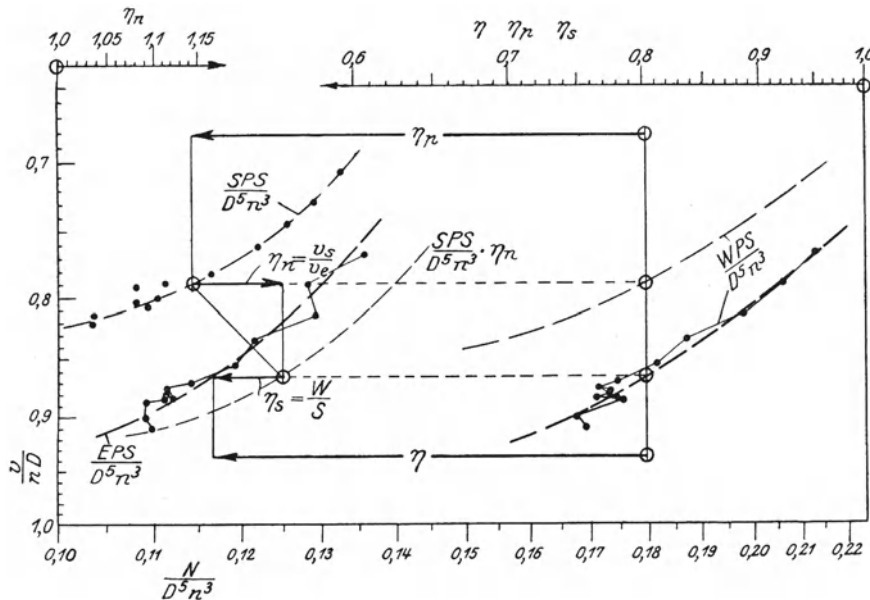


Abb. 5.  $\frac{S P S}{D^5 \cdot n^3} = \frac{\text{Schubleistung}}{D^5 \cdot n^3}$  und  $\frac{W P S}{D^5 \cdot n^3}$  aufgetragen über  $\frac{v_e}{n D}$ ;  $\frac{W P S}{D^5 \cdot n^3}$  und  $\frac{E P S}{D^5 \cdot n^3} = \frac{\text{effektive Leistung}}{D^5 \cdot n^3}$  aufgetragen über  $\frac{v_s}{n D} = \frac{\text{Schiffsgeschwindigkeit}}{n D}$ . Die Abstände der Kurven ergeben den Propellerwirkungsgrad  $\eta_p$ , den Nachstromwirkungsgrad  $\eta_n$ , den Sogwirkungsgrad  $\eta_s$  und den Gesamtwirkungsgrad  $\eta$ .

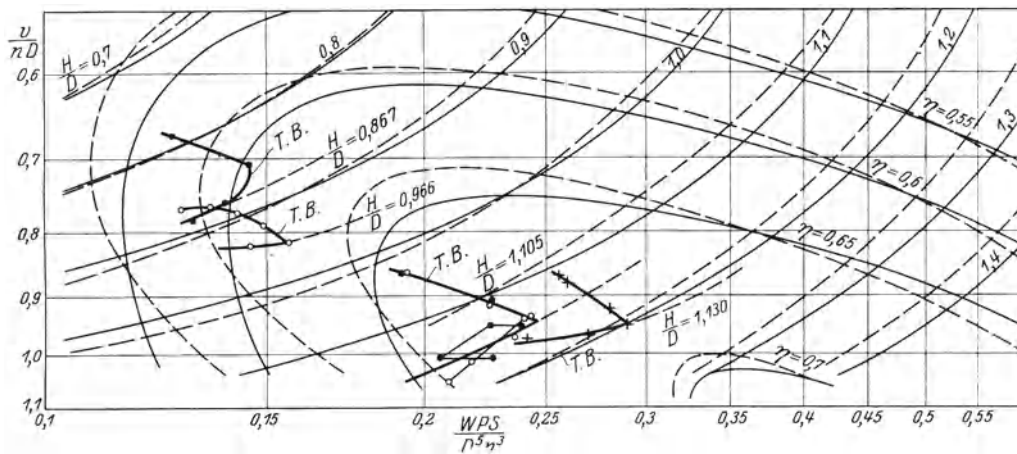


Abb. 6.

In Abb. 6 ist eine Auswertung von Probefahrtergebnissen von vier Torpedobooten ausgeführt, deren Schrauben die Steigungen  $\frac{H}{D} = 0,867$ ,  $\frac{H}{D} = 0,966$ ,  $\frac{H}{D} = 1,105$  und  $\frac{H}{D} = 1,150$  hatten. Den eingezeichneten Kurven für freifahrende Schrauben liegen die Ergebnisse der Schraubenserie B der Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau zugrunde. Die Kurven zeigen sämtlich einen scharfen Knick, der das Eintreten der Kavitation anzeigt. Wäre keine Kavitation vorhanden, so würden die Kurven den gestrichelt angegebenen Verlauf zeigen. Aus dem wagerechten Abstand der gestrichelten Linie von dem tatsächlichen Verlauf, kann man auf die Änderung der mittleren Dichte des Wassers nach Eintritt der Kavitation schließen. Die erhaltenen Werte der Dichte sind in der Abb. 7 über  $n H$  [m/s] aufgetragen. Man erkennt, daß die Kavitation etwa bei  $n H = 16$  bis  $16,5$  m/s eintritt. Eine Untersuchung der Erscheinung, Abb. 8, ergibt, daß für den Eintritt der Kavitation der jeweilige Barometerstand  $H_B$  von ausschlaggebender Bedeutung ist. Es ist nämlich bei Eintritt der Kavitation  $n H > \sqrt{2g H_B} = \sqrt{19,6 \cdot 10,3} = 14,2$  m/s.

Aus den mir zugänglichen Probefahrtergebnissen geht hervor, daß der Abstand der Schraubenachse vom Wasserspiegel nicht von wesentlichem Einfluß ist, da bei einem Vierwellenschiff mit tiefliegenden Schrauben die Kavitation eher eintrat als bei Torpedobooten mit dem Wasserspiegel näherliegenden Schrauben. Von Einfluß scheint jedoch vor allem die Flügelbreite zu sein, was ja auch schon lange bekannt ist. Nach diesen

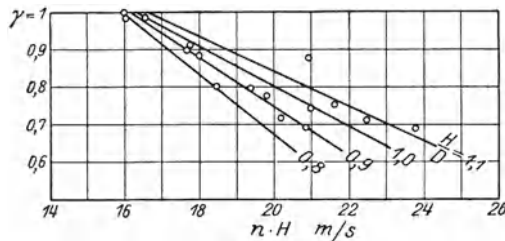


Abb. 7. Mittlere Dichte  $\gamma$  des Wassers nach Eintritt der Kavitation, aufgetragen über  $nH$ .

Ergebnissen zu urteilen, verhalten sich Schiffsschrauben bei Kavitation ähnlich wie Wasserturbinen. Bei diesen tritt die Kavitation nach Prof. D. Thoma bei ähnlichen Ausführungen ein für  $\sigma = \frac{H_B - H_s}{H_g}$ . Hierin ist  $H_B$  wieder die Barometerstandshöhe,  $H_s$  die Saughöhe und  $H_g$  die Gesamthöhe des Druckgefälles.  $H_s$  kommt für Schrauben nicht in Betracht.

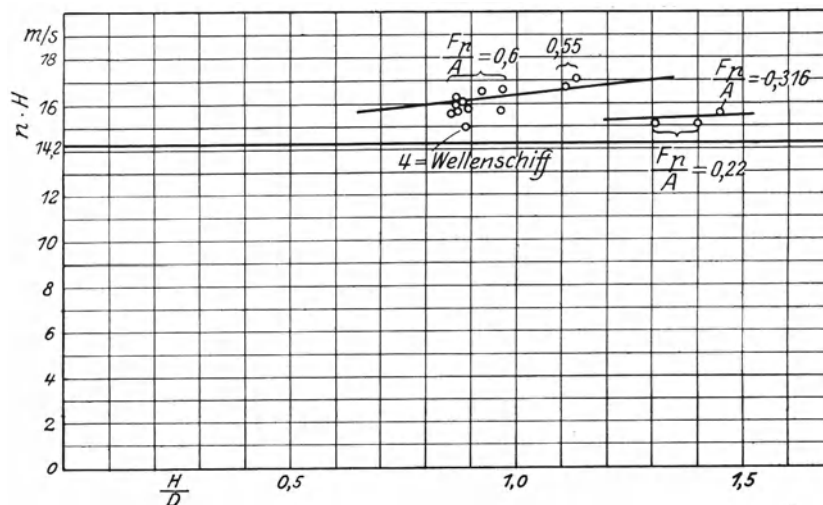


Abb. 8.  $nH$  bei Eintritt der Kavitation, aufgetragen über dem Steigungsverhältnis  $\frac{H}{D}$  bei Torpedobooten und einem kleinen Kreuzer mit vier Schrauben.

Herr Direktor Dr. phil. Bauer, Hamburg:

Meine Herren! Wenn man den Vortrag des Herrn Dr. Borck gehört und namentlich auch durchgelesen hat, dann könnte man zu der Meinung kommen, daß man mit der Strahltheorie einen Propeller berechnen kann. Ich möchte davor warnen, das zu versuchen.

Wenn man natürlich mehrere Propeller betrachtet, die einander ganz ähnlich sind und die unter ganz ähnlichen Umständen arbeiten, dann führt irgendeine der auf physikalischen Grundsätzen unter größter Vernachlässigung von allen möglichen Nebenumständen aufgestellten Theorien zum Ziele, vor allen Dingen natürlich das Ähnlichkeitsgesetz.

Sobald man aber vor der Frage steht, einmal zu berechnen den Propeller für ein schnellaufendes kleines Schiff mit sehr scharfen Hinterschiffslinien, das andere Mal für einen Frachtdampfer, das andere Mal für einen Schnelldampfer, vielleicht auch noch einmal für ein Unterseeboot, und man würde sich dann auf Theorien stützen, die den ganzen Vorgang am Propeller so summarisch behandeln wie z. B. die Strahltheorie oder die Turbinentheorie oder die Wirbeltheorie, dann würde man die größten Mißerfolge erleben.

Die Sache ist eben leider nicht so einfach. Von einer Lösung des Propellerproblems kann keine Rede sein. Es ist natürlich ebensogut möglich zu sagen, das Problem kann nicht gelöst werden, weil die Vorgänge am Propeller bei den verschiedenen Schiffen so mannigfaltiger Art sind und weil namentlich auch turbulente Vorgänge mit hereinspielen, von denen ohne weiteres gesagt werden kann, daß sie strenger Rechnung letzten Endes spotten müssen. Ich erinnere nur an die Frage des Vorstroms. Wer weiß etwas Genaues vom Vorstrom? Wie stark ist er? Wo ist er am stärksten? Welche Richtung hat er? Die Schleppanstalten bemühen sich heiß, in dieser Richtung etwas herauszubringen, und es ist natürlich dieses Bestreben der Schleppanstalten auch außerordentlich dankenswert; diese Forschungen müssen unbedingt gefördert werden. Ich frage weiter: Was macht die Gestaltung des Hinterschiffs aus?, die Anordnung der Wellenhosen? Wie steht es mit der Gültigkeit des Ähnlichkeitsgesetzes? Daß es nicht gilt, ist das

einzigste, was sicher ist, denn die Reibungsverhältnisse gehorchen nicht dem Ähnlichkeitsgesetz; sie spielen aber natürlich eine erhebliche Rolle beim Propellerproblem. Also ein Kompromiß ist unbedingt erforderlich; nicht, meine Herren, wie ich schon sagte, wenn Sie ganz ähnliche Dinge vergleichen; dann dürfen Sie von dem einen Objekt auf das andere schließen, genau so, wie man eine Interpolation nach einer geraden Linie machen kann bei einer noch so komplizierten Kurve, wenn man sich nur nicht weit genug von dem Ausgangspunkt entfernt. Wie steht es ferner mit der Kavitation? Wo fängt sie an? Von wo an macht sie sich bemerkbar? Also alle diese Probleme, meine Herren, sind in den grundlegenden Theorien wie z. B. der Strahltheorie zunächst nicht enthalten.

Ich möchte noch etwas fragen. „Das Drehmoment ist innerhalb der üblichen Formen proportional der zweiten Potenz der Drehzahl, der dritten Potenz des Durchmessers, der 1,5. Potenz der Steigung, der 0,8. Potenz der Blattbreite, der 1. Potenz der Flügelzahl“ — ergo: Ich mache alle diese Größen bei 2 Propellern gleich und gebe nur dem einen die Flügelzahl 3, dem anderen 4 — nimmt dieser dann 4 Drittel vom Moment des ersten auf? Das ist eine Frage. Zweifellos ist es nicht so, sondern es ist ganz anders, wie jeder, der schon einmal bei Propellern Flügelzahlen geändert hat, erlebt haben wird.

Wie ist die Sache, wenn alles gleich ist und ich nur die Steigung ändere? Ist die Momentenaufnahme dann der 1,5. Potenz der Steigung proportional? Das wird von mir bezweifelt. Ich bemerke aber ausdrücklich — ich füge jetzt ein Sicherheitsventil ein — in Propellerfragen muß man außerordentlich vorsichtig sein. Ich habe diese Ableitung der Formel, die Herr Borck angegeben hat, nicht durchstudiert. Es ist möglich, daß ich diese Tabelle der Potenzen nicht genau verstanden habe.

Ich meine zusammenfassend: Man muß sehr vorsichtig bei der Propellerberechnung sein; und in demselben Augenblick, wo man auf etwas weiter entfernte Dinge schließt, lassen uns allgemeine Theorien oft in ganz eminenten Weise im Stich. Wir dürfen uns nicht auf diese selbstverständlich sehr wertvollen Theorien bei unserem Studium der Propeller verlassen, sondern wir müssen streng daran festhalten, daß die Forschungsarbeiten, welche in den Schleppversuchsanstalten geleistet werden und welche die kompliziertesten Zusammenhänge aufdecken, schließlich mit herangezogen werden müssen, wenn man sich bei der Berechnung eines Propellers nicht Täuschungen hingeben will. (Lebhafter Beifall.)

Herr Dr. Borck (Schlußwort):

Zu den Ausführungen von Herrn Dr. Schmidt bemerke ich, daß sie gar nicht im Gegensatz zu meinen Ausführungen stehen, sondern daß sie sie ergänzen.

Die Strahlentheorie geht aber noch weiter als diese Ausführungen, da sie die Leistung in eine Reihe von einzelnen Faktoren zerlegt, die man auch in Form von Einzelwirkungsgraden darstellen könnte.

Diese analytische Behandlung des Problems fehlt bei den Untersuchungen von Herrn Dr. Schmidt.

Herr Dr. Schmidt versucht in seinen Beispielen, die Gesamtwirkungsgrade in Abhängigkeit vom Verhältnis von Steigung zu Durchmesser, bei verschiedenen Blattbreiten und bei verschiedenen Verhältnissen von Schraubenblattfläche zu Schraubenkreisfläche darzustellen. Er kommt dabei unter anderem zu einem Resultat über den Einfluß der Blattbreite auf den Wirkungsgrad.

Es gibt aber in einem bestimmten Falle immer eine bestimmte Blattbreite.

Sind das Drehmoment, die Drehzahl, der Durchmesser, die Fahrtgeschwindigkeit und damit die Steigung gegeben, so gibt es nur noch eine Blattbreite.

Mache ich den Propeller breiter, so kommt die Maschine nicht auf die Umdrehungszahl, mache ich ihn schmaler, so macht sie zu viel Umdrehungen.

Es hat also keinen Zweck, den Wirkungsgrad in Abhängigkeit von den Blattbreitenverhältnissen darzustellen, da die Blattbreite sich von selbst ergibt.

Herr Dr. Bauer bemängelte, daß in der Strahltheorie der Vorstrom nicht berücksichtigt ist. Aus der Strahltheorie ergeben sich immer die drei charakteristischen Geschwindigkeiten, und zwar unabhängig von irgendwelchen Verzögerungen oder Beschleunigungen des Wassers am Schiff, solange es sich um einen freien Strahl handelt.

Selbstverständlich muß auch die Schiffsform bei der Propellerkonstruktion berücksichtigt werden. Ich habe deshalb auch in meinen Ausführungen gesagt, daß man von irgendeinem ähnlichen und unter ähnlichen Umständen arbeitenden Propeller ausgehen soll, wenn man einen Propeller mit Hilfe dieser einfachen Beziehungen ausrechnen will.

Die Praxis bietet in allen fraglichen Arbeitsgebieten so viel bewährte Beispiele, daß man immer einen Propeller finden kann, auf den man sich bei der Berechnung stützen kann.

Man erhält auf diese Weise immer stimmende Propeller, und zwar immer besser stimmende, als wenn man sie auf Grund der Kurven von Modellversuchen entwirft, da man mit einem Propellermodell niemals die Verhältnisse, wie sie bei einem Propeller in natürlicher Größe vorliegen, reproduzieren kann.

Außerdem haben die Propellermodellversuche alle den Nachteil, daß das Problem nicht analytisch behandelt ist.

Die Schraubenstrahltheorie verlangt, daß die Summe der Verluste auch in die einzelnen Teile zerlegt wird. Die Theorie ist deshalb durchaus nicht summarisch, sondern im Gegenteil, sie verlangt das eingehende Studium jedes einzelnen Faktors, der den Wirkungsgrad beeinflusst, um den Propeller mit dem bestmöglichen Gesamtwirkungsgrad festzustellen.

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

Meine Herren! Herr Dr. Borck hat in seinem Vortrage ausgeführt, daß durch die in den letzten Jahren besonders von der Flugzeugindustrie angeregten Propellerversuche, denen die Schraubenstrahltheorie zugrunde lag, unsere Kenntnisse soweit gefördert wurden, daß sich jetzt nach seiner Meinung in jedem Einzelfalle die Abmessungen des praktischen wirksamsten Propellers ermitteln lassen. Bei der Bedeutung, die diese Tatsache für unsere Konstrukteure hat, falls sie durch die Praxis bestätigt werden sollte, gestatte ich mir, dem Herrn Vortragenden für seine Mitteilungen den wärmsten Dank der Schiffbautechnischen Gesellschaft auszusprechen.

### **XIII. Vorführung des Versuchsfeldes für autogenes Schweißen.**

Von Professor Dr.-Ing. **Hilpert**, Berlin.

Meine sehr verehrten Herren! Bevor diejenigen von Ihnen, die sich für die neueren Schweißverfahren interessieren, nach dem Versuchsfeld für autogene Schweißung gehen, möchte ich hier kurz einige Worte voraussenden, weil der Raum im Versuchsfeld etwas beschränkt ist und die Besichtigung in Gruppen stattfinden muß.

Über die Bedeutung der Gas-Schmelzschweißung, der Lichtbogen-Schmelzschweißung und der elektrischen Widerstandsschweißung brauche ich in Ihrem Kreise kein Wort zu verlieren. Die Anwendung der genannten Verfahren nimmt täglich zu, sowohl für Neufertigung als auch für Reparaturen und Instandhaltung; sie bedeutet einen günstigen wirtschaftlichen Faktor. Deshalb wird es Sie, meine Herren, die Sie Ihre Tagung stets an unserer Hochschule abhalten, vielleicht freuen, zu hören, daß die Technische Hochschule Charlottenburg meines Wissens auch die erste deutsche Hochschule gewesen ist, an der bereits vor zwei Jahren, einer Anregung des Wirkl. Geh. Oberregierungsrats Jaeger entsprechend und unterstützt durch die einschlägige Industrie, zunächst die Verfahren der Gas-Schmelzschweißung programmäßig in Form von theoretischen Vorlesungen und praktischen Übungen Eingang gefunden haben. Inzwischen sind auch die elektrischen Schweißverfahren in das Versuchsfeld einbezogen worden.

Da die Anwendung der Gas- und elektrischen Schmelzschweißung gewissermaßen ein neues Maschinenelement bedeutet, so wurde das Versuchsfeld für autogene Schweißung dem bereits bestehenden Versuchsfeld für Maschinenelemente des Geheimrats Professor Dr. Kammerer angegliedert. Durch die Bereitwilligkeit des benachbarten Instituts für mechanische Teleologie des Professors Dr. Riebensam, die nötigen Festigkeitsprüfungen sowie metallographische Untersuchungen vorzunehmen, konnten weitere teure Anschaffungen vermieden werden.

So ist es nun möglich geworden, diejenigen Studierenden, die sich später dem Betrieb zuwenden wollen, mit dem Wesen und mit der Anwendbarkeit der verschiedenen Schweißverfahren vertraut zu machen und ihnen Gelegenheit zu praktischen Schweißübungen zu geben. Es wird davon auch bereits ein sehr erfreulicher Gebrauch gemacht.

Wir stehen freilich hinsichtlich Einrichtung und Betrieb des Instituts noch am bescheidenen Anfang. Es bedeutet aber ein Ruhmesblatt für die Schweiß-

industrie, daß sie die Bedeutung wissenschaftlicher Grundlage erkannt und nach hervorragendem amerikanischen Vorbild aus eigener Kraft die Mittel für das ganze derzeitige Versuchsfeld zusammengebracht hat. Es darf in aller Bescheidenheit die Hoffnung ausgesprochen werden, daß der Staat bei seiner weiteren wirtschaftlichen Kräftigung auch seinerseits Mittel für die wissenschaftliche Vertiefung des Versuchsfeldes bereitstellen wird.

Für das, was als Übungsmaterial seitens der Studierenden geschweißt wird, werde ich Ihre Zeit nicht in Anspruch nehmen. Ich möchte Ihnen nur die Einrichtungen des Instituts zeigen, die so ziemlich alle Verfahren auszuprobieren gestatten, möchte Ihnen die begonnene Sammlung geschweißter, zum Teil interessanter Stücke vor Augen führen, in der stillen Hoffnung, daß einer oder der andere von Ihnen dadurch angeregt wird, auch aus seinem Betrieb interessante Schweißstücke beizusteuern. Vor allem möchte ich Ihnen einige Schweiß- und Schneidausführungen aus der Praxis zeigen, die sonst nicht häufig zu sehen sind, wie

1. Über-Kopfschweißen von Flußeisen mittels Lichtbogen-Schmelzschweißung,
2. Senkrechtschweißen von Kupfer von zwei Seiten gleichzeitig mittels Gas-Schmelzschweißung,
3. Brennschneiden von Flußeisen und Schnittbeeinflussung durch Brennerführung,
4. Schweißen und Brennschneiden mittels Benzol-Sauerstoffflamme,
5. Querschnitts- und Punktschweißung verschiedener Metalle,
6. Das aus der Schmelzschweißung hervorgegangene Metallzerstäubungsverfahren.

Alles Dinge, die speziell im Schiffbau interessieren und dort mit Nutzen verwendet werden. Auf Einzelheiten möchte ich hier im Interesse der kostbaren Zeit nicht eingehen. Ich habe aber Sorge getroffen, daß an jeder Versuchsstelle Herren sich befinden, die Ihnen auch über Spezialfragen Auskunft geben können. Ich bin auch bereit, außerhalb des Programms geäußerten Wünschen Rechnung zu tragen, soweit sie sich mit den Mitteln des Instituts durchführen lassen.

Was zu besichtigen ist, spielt sich in 5 Räumen ab; vielleicht bilden sich Gruppen von 10 bis 12 Herren, so daß gleichzeitig 50 bis 60 Herren besichtigen können. Die ganze Vorführung dürfte kaum mehr als eine halbe Stunde in Anspruch nehmen. (Lebhafter Beifall.)

Vorsitzender Herr Geheimer Regierungsrat Professor Dr.-Ing. Busley:

Zunächst möchte ich Herrn Professor Hilpert für die große Freundlichkeit, uns die Schweißversuche zeigen zu wollen, unseren besten Dank aussprechen, denn nachher wird kaum noch Gelegenheit und Raum vorhanden sein, wo das geschehen kann. Ich glaube, meine Herren, ich spreche in Ihrer aller Namen, wenn ich hiermit Herrn Professor Hilpert den verbindlichsten Dank für das sage, was er uns zeigen will.

Nun habe ich noch eines, ehe ich unsere diesjährige Tagung schließe. Ich weiß, die Herren wollen immer gern hören, wie die Hauptversammlung verlaufen ist. Ich kann Ihnen sagen, es sind sechshundert und einige zwanzig Teilnehmer hier gewesen, also eine außerordentlich große Zahl. Davon haben gestern zwischen 340 und 350 an dem Essen teilgenommen, und morgen fahren nach Eberswalde 323 Personen.

Damit, meine Herren, möchte ich die diesjährige Tagung schließen.

---

Besichtigung.

## XIV. Die Ardeltwerke in Eberswalde.

Von **Erich Langfelder**, Eberswalde.

Schon seit Jahrhunderten ist das Finowtal der Sitz vielfältigen Gewerbes gewesen, und in den letzten Jahren hat sich in der Eberswalder Gegend eine sehr bedeutende Industrie selbst gemacht. Schon die alten Namen: Eisenspalterei, Kupferhammer, Zainhammer und Messingwerk deuten auf die Metallindustrie hin, aber auch die Holzindustrie, die chemische Industrie, die Papiererzeugung sind mit berühmten und alten Werken vertreten, so daß man das Finowtal mit Recht als einen reichen Industrielandstrich bezeichnen kann, der auch im Laufe der Jahrhunderte einen bestimmten Charakter angenommen hat und seine eigene Geschichte besitzt.

Seit mehr als zwei Jahrzehnten ist die Stadt Eberswalde um ein Werk bereichert worden, das heute zu den ersten der Gegend zählt und dem sicherlich noch eine große Zukunft bevorsteht: Es sind die Ardeltwerke, G. m. b. H., die vor über 20 Jahren in Eberswalde durch Robert Ardelt sen. zunächst als kleines Unternehmen gegründet worden sind, welches sich anfänglich mit der Instandsetzung von Maschinen und Fabrikeinrichtungen, dann aber als Ingenieurbureau mit dem Entwurf ganzer Fabrikanlagen beschäftigte und bald vollkommen zur eigenen Fabrikation überging. Da einer der Söhne des Gründers der Firma, welche anfangs den Namen Robert Ardelt & Söhne, Maschinenfabrik, trug, über besondere Erfahrungen im Gießereifach und vornehmlich in der Herstellung von gußeisernen Röhren verfügte, so lag es nahe, daß die junge Firma sich diesem Gebiet zuwandte, und es zeigte sich auch bald, daß sie damit einen richtigen Schritt getan hatte. Zu jener Zeit stand die Herstellung gußeiserner Röhren noch auf ziemlich einfacher und wenig entwickelter Grundlage, vor allem war man auf fast sämtlichen Stufen der Rohrerzeugung noch auf Handarbeit angewiesen. Hier wurden nun durch Robert Ardelt jun. grundlegende Änderungen geschaffen, indem er zuerst das Stampfen der Rohrformen von Hand durch die Erfindung einer noch heute unübertroffenen, übrigens in Deutschland und im Ausland patentierten Stampfmaschine verdrängte, und so einer großzügigen und lohnenden Röhrenfabrikation die Wege ebnete.

Es versteht sich von selbst, daß die junge Firma nach diesem ersten und grundlegenden Schritt nicht stillstand, sondern nun in rascher Folge auch für die übrigen wichtigen Hergänge in der Röhrenerzeugung besondere Maschinen baute, so daß sie sich in kurzer Zeit in der Lage sah, in Deutschland und in fast sämtlichen europäischen und mehreren überseeischen Ländern vollständige Röhrengießereien zu errichten. Dem reihte sich in natürlicher Entwicklung der



Bau von Gießereimaschinen und Gießereianlagen überhaupt an, wobei die Firma sämtliche Hilfsmaschinen ebenfalls übernahm, um so ihren Kunden von vornherein Anlagen liefern zu können, deren Einzelteile durchweg auf ein reibungsloses und zweckmäßiges Zusammenarbeiten eingestellt und sozusagen aus einem Guße waren. Aus dieser grundsätzlichen Einstellung heraus entsprang dann auch die Aufnahme jenes neuen Fabrikationszweiges, der heute das Hauptarbeitsgebiet der Firma darstellt, des Kranbaues. Das Unternehmen war inzwischen so gewachsen, daß die ursprüngliche Arbeitsstätte nicht mehr ausreichte und das Werk an seine jetzige Stelle zwischen dem Finowkanal und der Landstraße von Eberswalde nach Heegermühle und Messingwerk verlegt werden mußte.

Inzwischen war die Firma in Ardeltwerke, G. m. b. H., umgewandelt worden, und kurz danach brach der Krieg aus, der das Werk zwar bei fleißiger Mitarbeit an der Schaffung von Kriegsgerät sah, der im übrigen aber, wie es ja natürlich war, die Fortführung der Arbeiten, die sich das Unternehmen zum Ziel gesetzt hatte, bis auf weiteres unterbrach; zwar konnte die Firma immer noch einen Teil ihrer Kraft dem vorher beschriebenen Arbeitsgebiet zuwenden und dabei auch eine ganze Reihe anderer deutscher Fabriken mit geeigneten Hebezeugen ausrüsten; ein erneutes und lebhaftes Aufgreifen der eigentlichen Aufgaben war jedoch verständlicherweise erst nach Beendigung des Krieges wieder zu verzeichnen.

Welche Ausdehnung die Fabrikanlage in der Zwischenzeit genommen hatte, geht aus der untenstehenden Fliegeraufnahme hervor, welche ein Gelände von

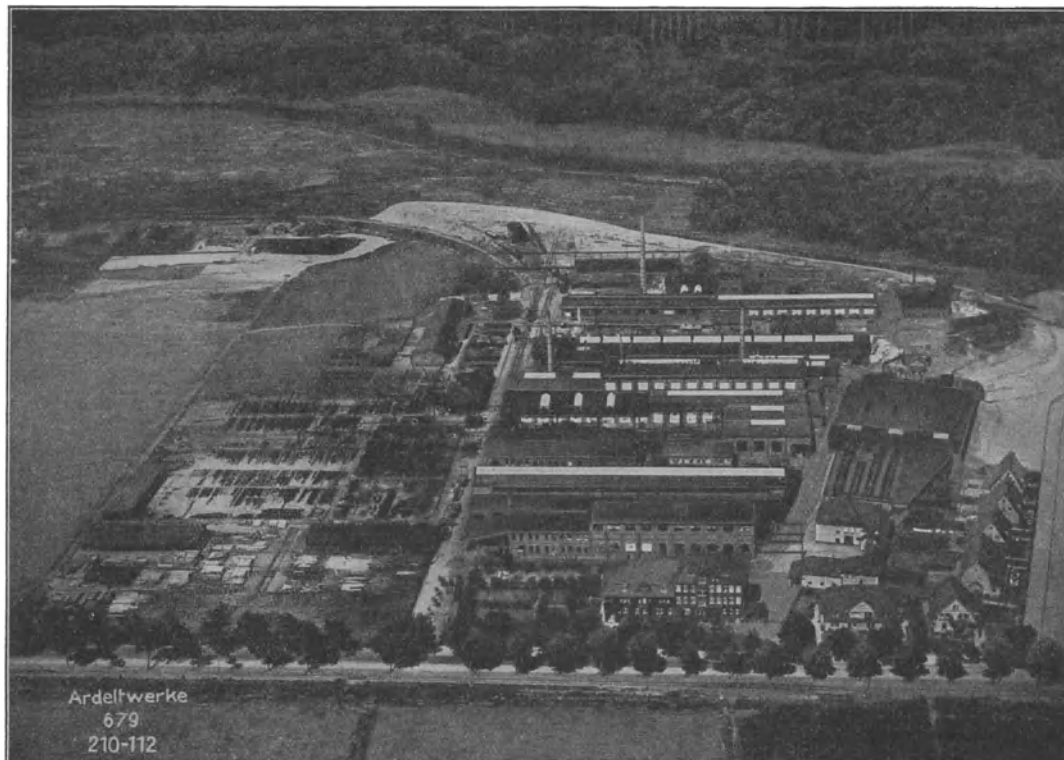


Abb. 1. Ansicht des Werkes aus der Vogelschau.

rund 567 000 qm aufweist, das zu einem großen Teil bereits mit stattlichen, neuzeitlich eingerichteten Werkhallen und Arbeitsräumen besetzt ist. Das Werk hat Verbindung mit dem Finowkanal, Bahnanschluß und eine weitverzweigte Werksbahn, ist also für einen lebhaften Verkehr vortrefflich eingerichtet. Nun galt es selbstverständlich auch, alle Kräfte anzuspannen, um dem Werk die nötige Arbeit zuzuführen. Die seit der Gründung des Unternehmens angeknüpften Beziehungen, verbunden mit dem vorwärtsstrebenden unternehmenden Geist der Geschäftsleitung, einer ausgebauten Verkaufsorganisation und den anerkannten Leistungen der Firma sorgten dafür, daß alle Essen rauchten und die großen Schwierigkeiten, mit denen bekanntlich die gesamte deutsche Industrie zu ringen hatte, überwunden wurden.

Nicht ohne Einfluß auf die Erfolge der Firma war ihre günstige geographische Lage und ihre von Anfang an beobachtete Arbeiterpolitik, die ihr einen treuen Stamm wohlgeschulter Facharbeiter sicherte. Das nächste Bild, welches die Ardeltsche Siedlung darstellt, zeigt, daß die Firma auch die Fürsorge für ihre Angestellten mit zu ihren Pflichten rechnet, und es ist erfreulich zu sehen, mit wieviel Geschmack und praktischem Sinn diese gerade in den letzten Jahren so wichtige Frage hier gelöst worden ist.

Nachdem wir so einen kurzen Überblick über die Entstehung und Entwicklung der Ardelwerke und die jetzige äußere Gestalt des Unternehmens geworfen haben, wenden wir uns nunmehr demjenigen Teil zu, der das Hauptinteresse



Abb. 2. Teilansicht der Beamstensiedlung.

der Käuferschaft finden wird, nämlich den verschiedenen Erzeugnissen des Werkes.

Allerdings soll ja der Zweck dieser Zeilen nicht eine technische Beschreibung, noch eine Aufzählung der verschiedenen Erzeugnisse sein, sondern vielmehr ein allgemeiner Überblick. Wir werden uns daher ziemlich kurz fassen können, unsere Worte aber durch möglichst reichliche Bilder ergänzen.

Sprechen wir zunächst vom Kranbau, der ja jetzt das Hauptarbeitsgebiet des Werkes darstellt! Schon im Mittelalter war der Begriff des Hebezeuges durchaus geläufig, was das untenstehende Bild eines Kranes mit zwei Auslegern bezeugt, den der vielseitige Leonardo da Vinci um 1500 beim Bau eines Kanals verwenden ließ. Interessant sind in diesem Zusammenhang auch die untenstehenden Abbildungen, von denen die eine den ältesten, heute noch stehenden deutschen Kran darstellt, einen Hafenkran in Danzig, etwa aus dem Jahre 1500, die andere einen fast ebenso alten, auch noch jetzt stehenden Kran in Würzburg, am Mainufer. Aber auch die alten Römer hatten bekanntlich schon Winden und Hebezeuge in Gebrauch, und es wäre interessant, wenn man näher erforschen könnte, mit welchen technischen Mitteln die Ägypter, jene großen Rechner und Baumeister, beim Bau ihrer Pyramiden die zentnerschweren Quadern hochgezogen haben mögen. Wir könnten vielleicht noch heute von ihnen lernen.

Besondere Aufmerksamkeit erheischt die Frage der Güterbeförderung in unserem Zeitalter, dem Zeitalter des Verkehrs, der Weltwirtschaft, des Güter-

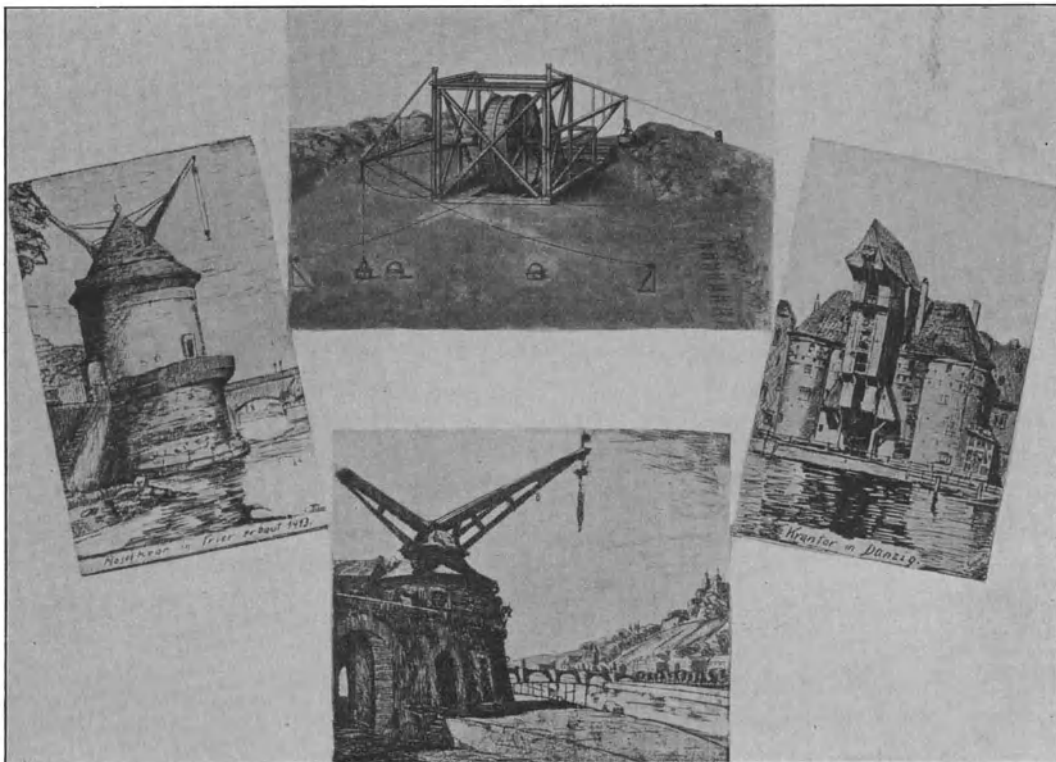


Abb. 3. Abbildungen aus den Anfängen des Kranbaues um 1500.

austausches von Erdteil zu Erdteil. Um die immer steigenden Massen verschiedenster Waren bewältigen zu können und um Schnelligkeit und Wirtschaftlichkeit zu steigern, mußte man den Seeschiffen bisher ungeahnte Abmessungen geben; in ähnlicher Weise wurden die Landbeförderungsmittel ausgebaut, man denke nur an die neuzeitlichen Großraumwagen und die Selbstentlader der Eisenbahn oder an die neuen Lastkraftwagen, die einen erheblichen Teil der an den Stapelplätzen einlaufenden Güter übernehmen, um sie den verzweigten Adern des Wirtschaftskörpers zuzuführen. Zwischen dem Wasserwege und dem Landwege liegt der Hafen, der Stapelplatz, die Umschlagstelle — gleichsam die Pumpstation, das Herz im großen wirtschaftlichen Adergetriebe des Güterumlaufs! Wehe, wenn an dieser Stelle der Umlauf stockt, Stauungen entstehen! Doch ist ein Versagen an diesem Punkte nicht zu befürchten, denn in gleichem Maße wie Seeschiff, Eisenbahnwagen und Lastwagen sind auch jene Fördermittel gewachsen und vervollkommen worden, die hier mit Riesenarmen die Lasten packen, um sie aus dem Schiff in den Wagen, aus dem Wagen in das Schiff zu heben. Spielend ergreifen die mächtigen Krane tonnenschwere Lasten, reißen sie aus dem Bauch der Seeungeheuer und führen sie mit leichtem Schwunge den Wagen zu, deren Räder schon gleichsam arbeitsfiebernd und ungeduldig knarren! An anderer Stelle fressen sich die großen Krangreifer in die gewaltigsten Berge von Kohle oder von Erz, und im rastlosen Spiel werden die Massen bewältigt und weiteren Zielen zugeführt. Gewaltig ist die Arbeit, die an solchen Umschlagstellen schon an einem einzigen Tage verrichtet wird — doch das Triebwerk steht niemals still, und jahraus, jahrein schlagen in gewaltigem Takte diese Pulse des wirtschaftlichen Körpers. Hier locken den Kranbauer dankbare Aufgaben, und so wird es jedem einleuchten, mit wieviel Liebe und Zähigkeit sich die Ardeltwerke gerade diesen Aufgaben gewidmet haben: Dem Bau von Hafenkranen und Verladeanlagen! Die Firma blickt auf die Erbauung einer großen Reihe Hafenkranen, Portal- und Halbportalkrane und riesiger Verladeanlagen zurück, die sie an deutsche, ausländische und überseeische See- und Binnenhäfen geliefert hat. Einige davon zeigen die folgenden Bilder.

Ein vielfältiger Bedarf an Kranen besteht auch bei der Eisenbahn; abgesehen von den Kranen, die auf den Güterbahnhöfen zum Umladen schwerer Stückgüter und zum Umschlag von Massengütern gebraucht werden, seien hier vor allem die Lokomotivbehandlungsanlagen erwähnt, welche auf bestimmten großen Bahnhöfen die durchlaufenden Lokomotiven in kürzester Frist neu bekohlen, besanden und entschlacken, so daß sie ohne namhaften Zeitverlust wieder betriebsfertig sind. Der Ausführung dieser ganz modernen Anlagen hat sich die Firma mit besonderer Vorliebe hingegeben, ebenso auch den Wagendrehkranen, von denen gerade zur Zeit einige ganz große mit einer Tragfähigkeit von 60 t der Vollendung nahe sind. Von äußerster Wichtigkeit sind in den Eisenbahnwerkstätten und Ausbesserungswerken die Sonder-Werkstättenkrane; Laufkrane mit 100 t und mehr Tragfähigkeit, die vor allem die Aufgabe haben, auszubessernde Lokomotiven, Tender und Wagen vollständig hochzuheben, um so die Zeit für die Instandsetzung auf das kleinste Maß herab-



Abb. 4. Elektrisch betriebene Vollportalkrane.

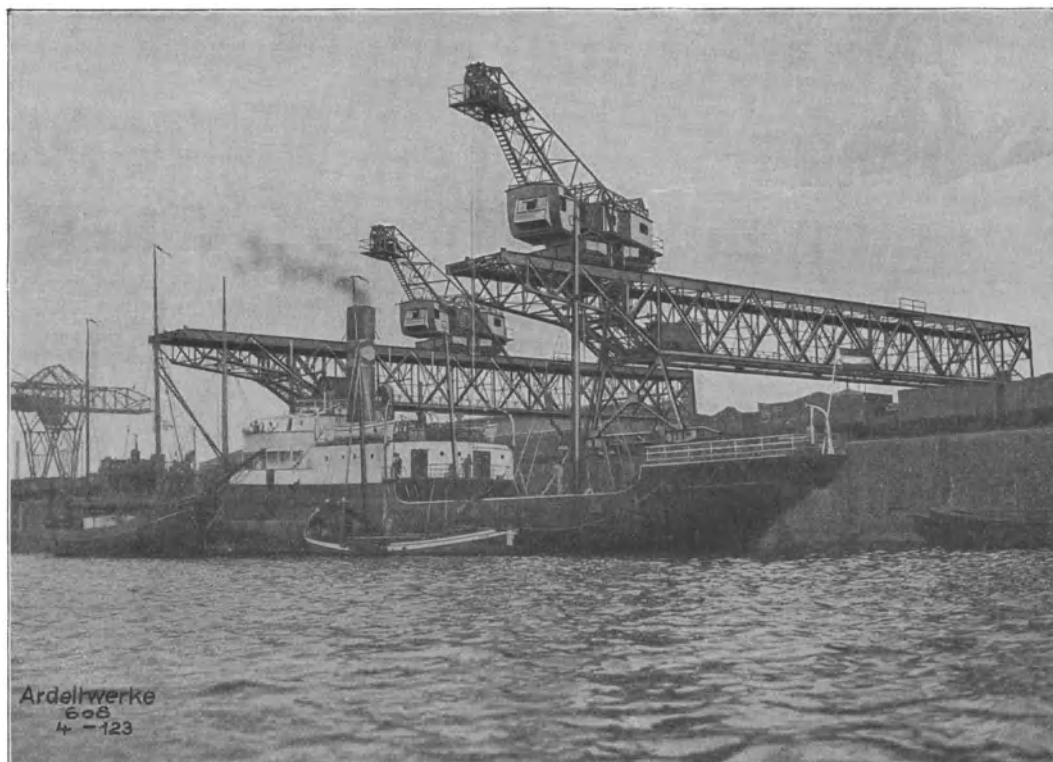


Abb. 5. Elektrisch betriebene Verladebrücken mit Drehkrane.



Abb. 6. Elektrisch betriebene Verladebrücken mit Drehkränen.

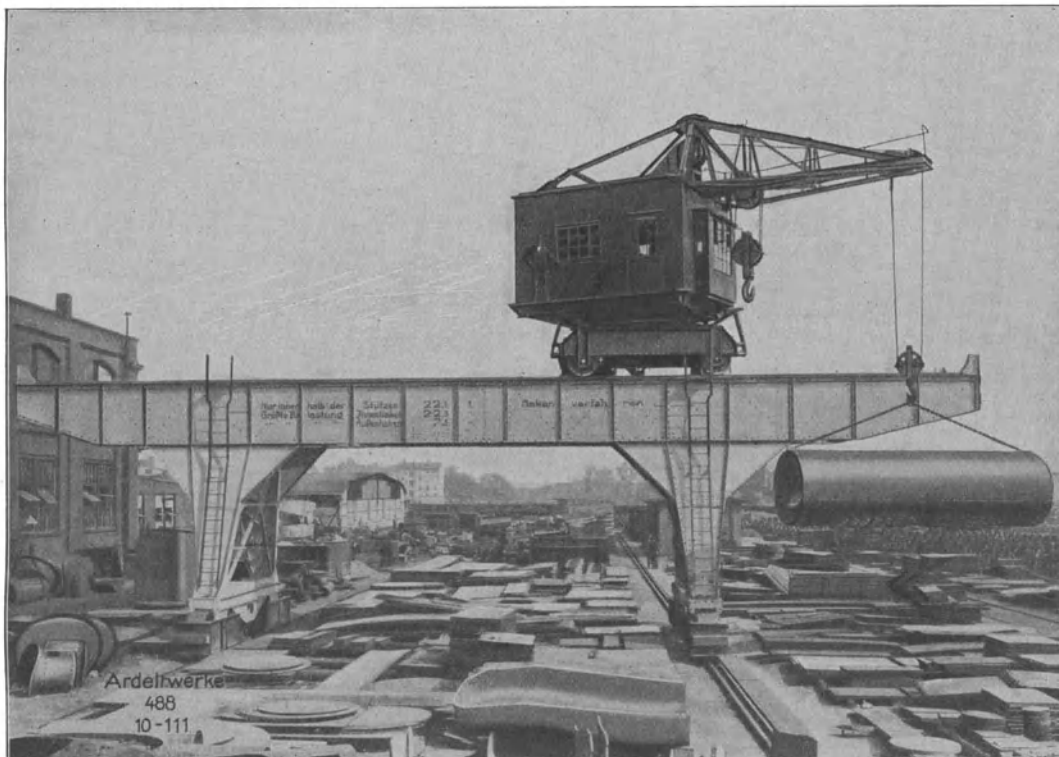


Abb. 7. Portalkran mit elektrisch betriebenen fahrbarem Drehkran.

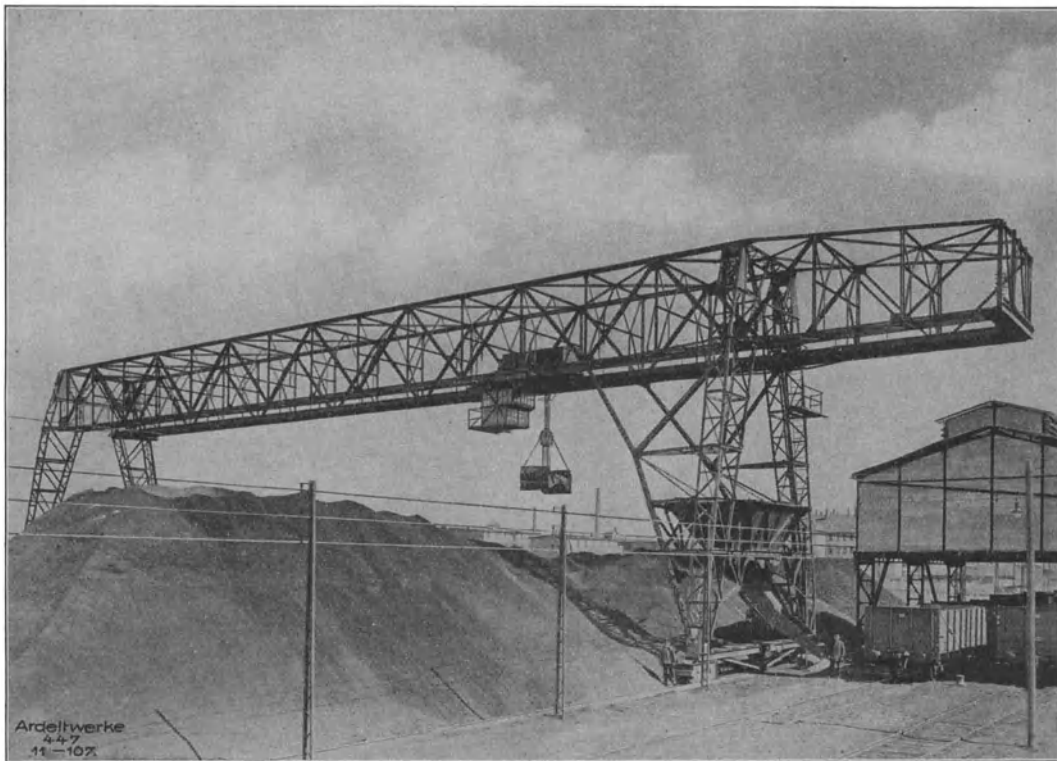


Abb. 8. Elektrisch betriebene Kohlenverladebrücke.

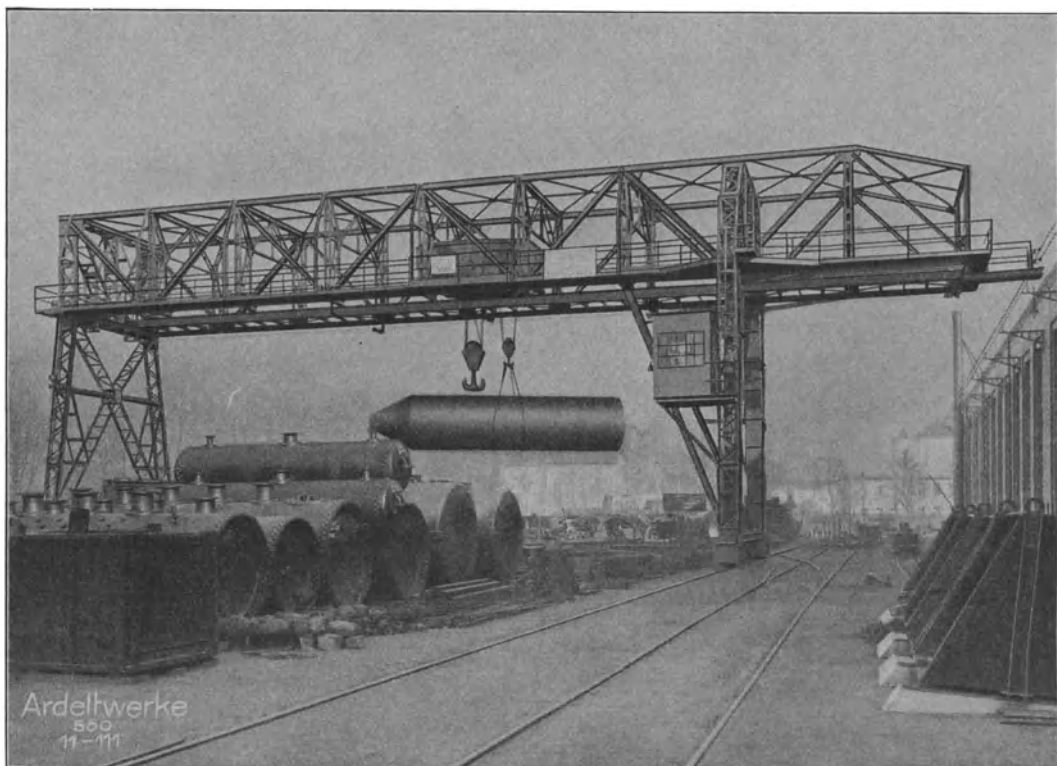


Abb. 9. Elektrisch betriebene Verladebrücke für schwere Lasten.

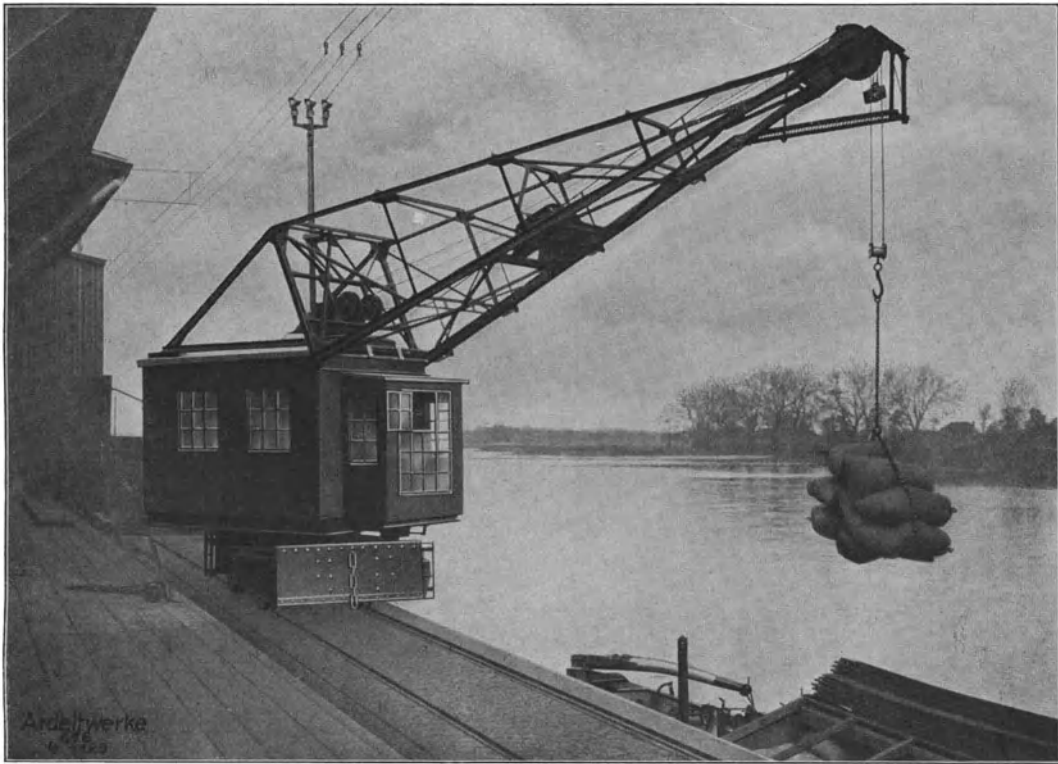


Abb. 10. Fahrbarer elektrisch betriebener Drehkran mit Oberleitung.



Abb. 11. Feststehender elektrisch betriebener Drehkran.





Abb. 12. Elektrisch betriebener fahrbarer Konsoldrehkran.

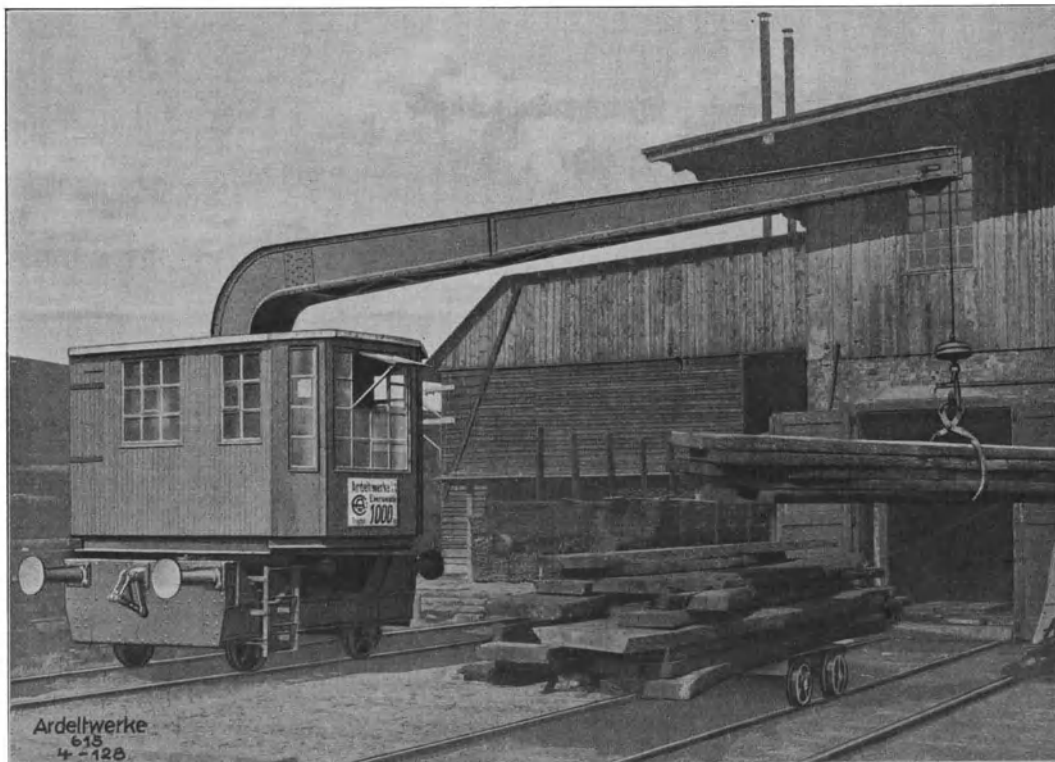


Abb. 13. Fahrbarer Drehkran mit Akkumulatorenantrieb.

zudrücken und damit die Wirtschaftlichkeit dieser Betriebsmittel zu erhöhen; siehe Abb. 16.

Ähnliche Laufkrane werden selbstverständlich in der Industrie zu den vielfältigsten Zwecken verwendet, insbesondere in Montagehallen und Werkshöfen, und es ist ein herrlicher Anblick, einem solchen Kran bei der Arbeit zuzuschauen. Mühelos und nahezu geräuschlos schwebt die weitgespannte Brücke über die Köpfe der Arbeiter und über Maschinen und andere Werkstücke hin-



Abb. 14. Bekohlungsanlage: Verladebrücke mit Drehkran.

weg, mit Leichtigkeit wird auch die gewaltigste Last gehoben, an jede beliebige Stelle gebracht und mit sicherer Bewegung wieder gesenkt.

Erwähnt sei hier auch noch eine von den Ardeltwerken seit Jahren gepflegte Sonderheit, der Hüttenwerkskran, bei dem das Hauptaugenmerk auf eine schwere, allen Anforderungen gerecht werdende Ausführung gelegt wird. Unentbehrlich ist der Laufkran auch auf dem Fabrikhofe, zumal wenn es sich um die Beförderung schwerer Stücke vom Lagerplatz zu den Werkstätten, von dort zur Montagehalle handelt. Mit Vorteil werden hier zum Bewegen von Schienen, Blechen, Eisenstangen oder von Roheisenmasseln in Verbindung mit dem Kran Lasthebemagnete verwendet. Mit Vorliebe gebraucht man diese Magnete auch zum Verladen von Eisenspänen und von Schrott, und dies führt uns gleichzeitig zu dem Hinweis auf die große Wichtigkeit geeigneter Krane in Eisengießereien. Auf ihre Verwendung bei der Behandlung der eingehenden Rohstoffe wie Kohle,

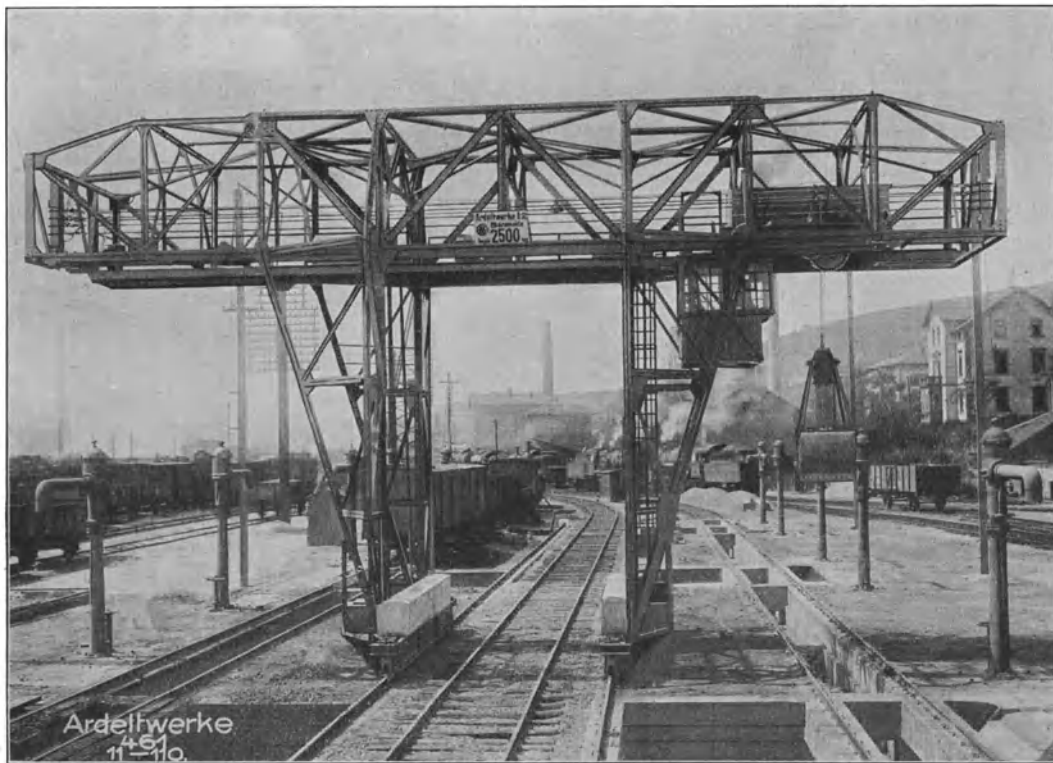


Abb. 15. Bekohlungs- und Entschlackungsanlage.

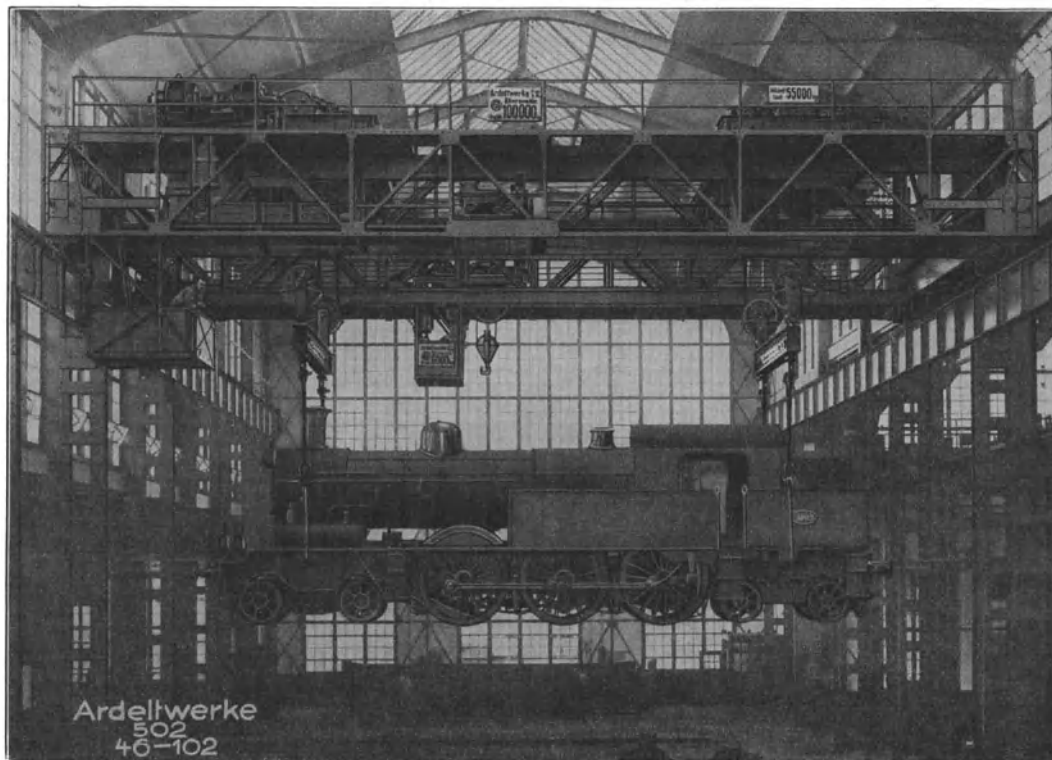


Abb. 16. Elektrisch betriebener Lokomotivhebelaufkran, 100 t Tragfähigkeit.

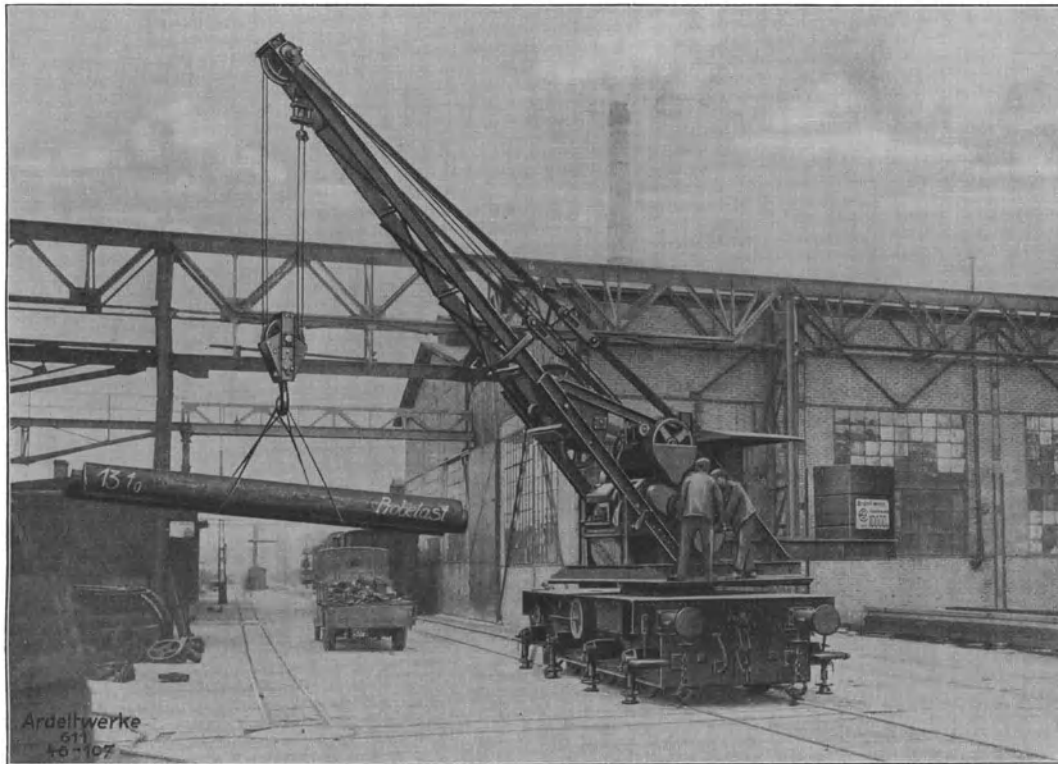


Abb. 17. Von Hand betriebener Waggondrehkran.

Koks, Roheisen und Schrott ist bereits hingewiesen worden; die aus der Gießerei der Ardeltwerke stammende Abbildung 18 zeigt eine große Begichtungsanlage; auf einem geräumigen Platze ist das Roheisen aufgeschichtet, doch bleibt hinreichend Raum für Koks und Kalksteine, so daß die Arbeiter bequem jede einzelne Gicht bereiten können. Auf zwei mächtigen Fahrbahnen läuft der Begichtungskran, der mit einem Führerhaus und einer selbsttätigen Gattierungswage ausgerüstet ist, so daß der Kranführer in der Lage ist, die Menge der einzelnen Schmelzstoffe vom Führerstande aus zu bestimmen. Zur Vervollständigung der Anlage dient die Magneteinrichtung, zu der auch die Fallkugel zum Zerkleinern von grobem Schrott und von Masseln gehört. In diesem Zusammenhang sei auch auf den Ardeltischen Schrägaufzug zur zentralen Begichtung von Kupolöfen hingewiesen. Die Gichtaufzüge wurden früher zumeist wie gewöhnliche Lastenaufzüge mit senkrecht hochbewegter Last ausgeführt, doch bildete sich später der Schrägaufzug heraus, und der bekannte Ardeltische Schrägaufzug für zentrale Belichtung D. R. P. dürfte als die Vollendung dieses Arbeitszeuges betrachtet werden. Er ist so eingerichtet, daß zu seiner Bedienung ein Mann genügt und die Mithilfe von Arbeitern auf der Gichtbühne, ohne die früher nicht auszukommen war, vollkommen wegfällt. Die Gichten werden in den nötigen Zeitabständen so in den Kupolöfen gestürzt, daß sie nicht gegen die Wände prasseln und die Ausmauerung des Ofens frühzeitig zerstören, sondern gleichmäßig nach

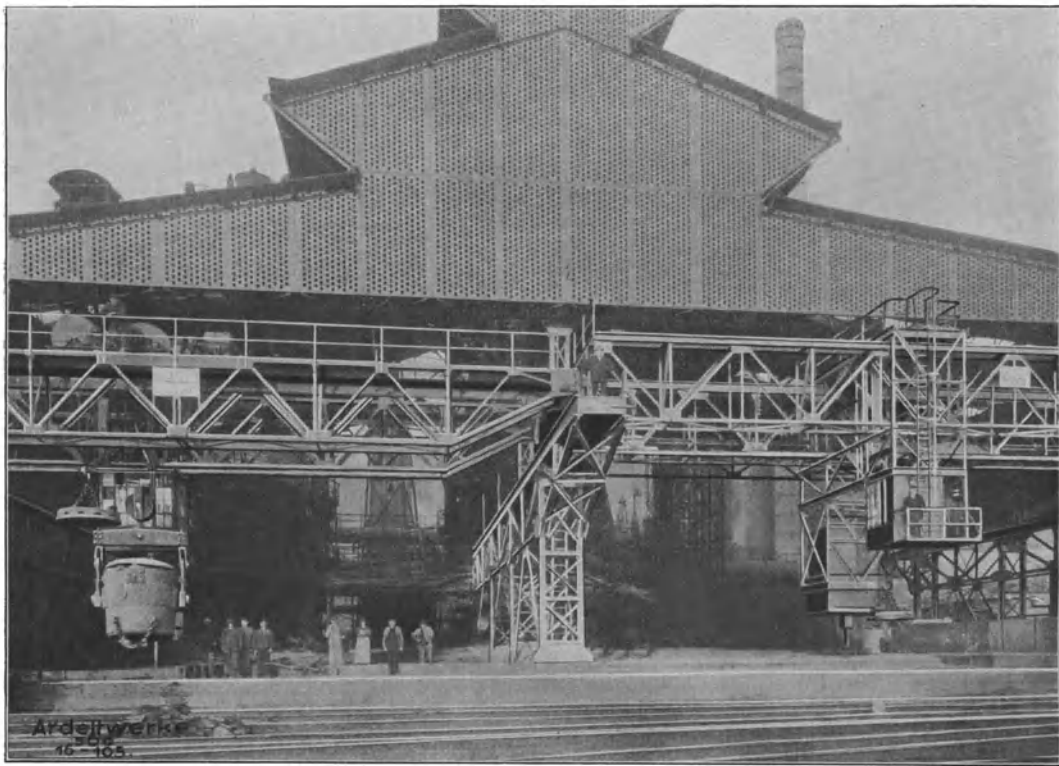


Abb. 18. Elektrisch betriebene Massenschlagwerkskrane mit Gießfanne und Magneten.

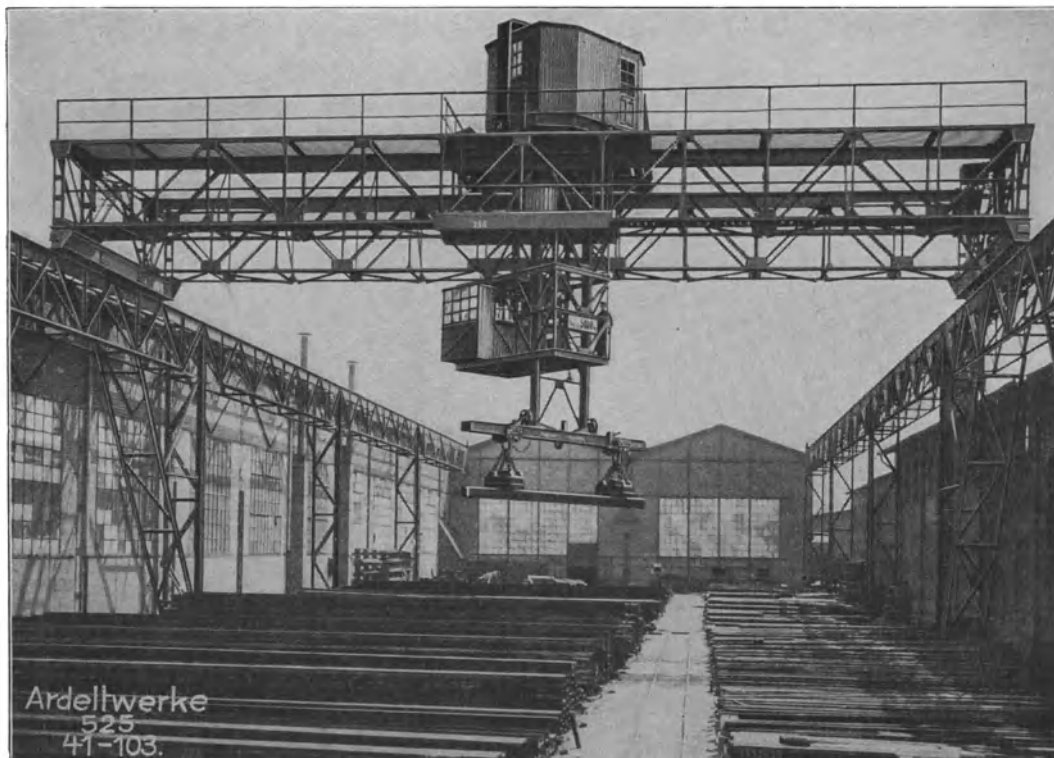


Abb. 19. Elektrisch betriebener Laufkran mit drehbarer Magnettraverse.

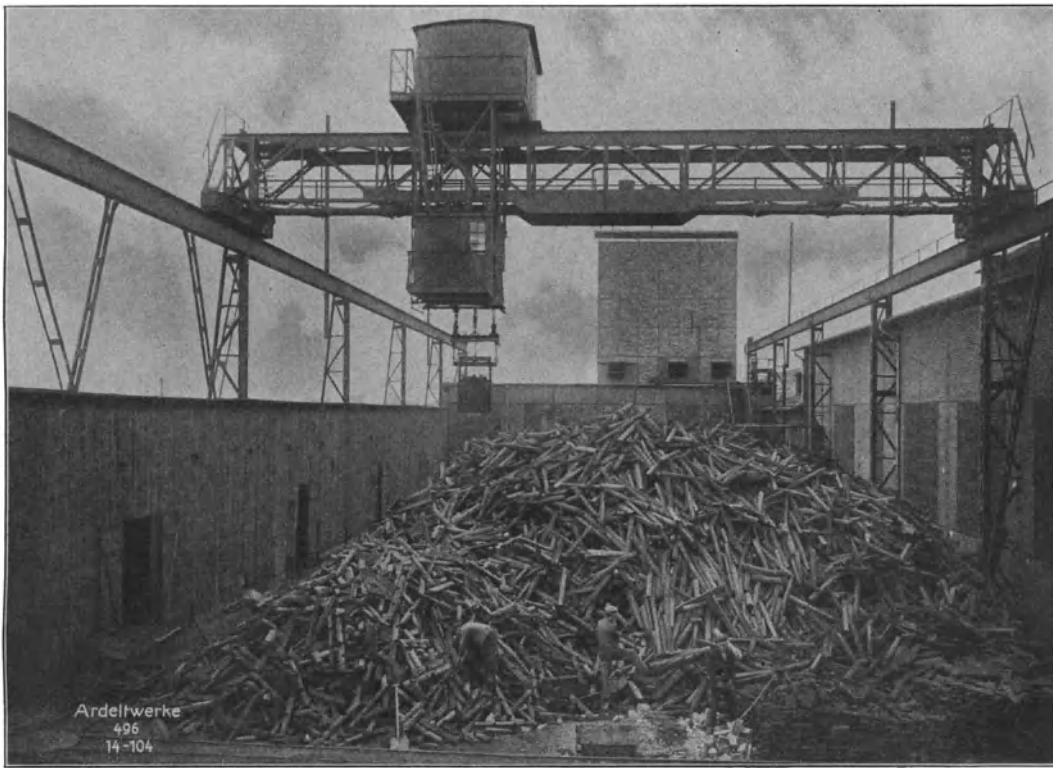


Abb. 20. Elektrisch betriebener Begleitungskran mit der Ofenanlage im Hintergrunde.

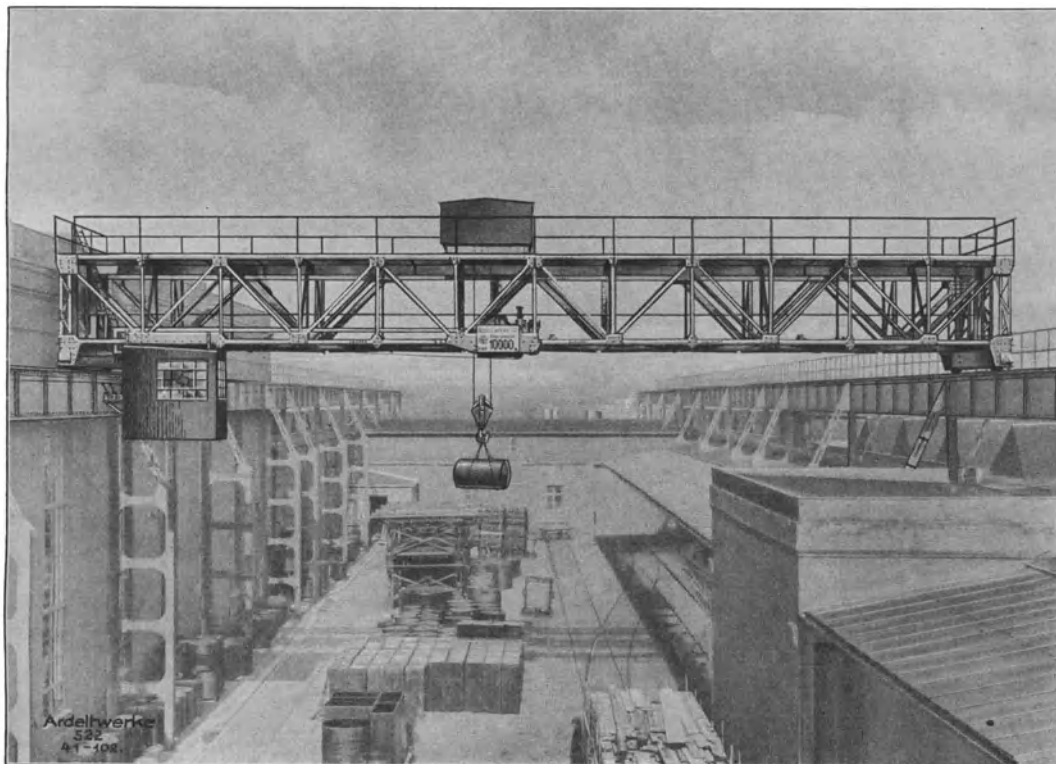


Abb. 21. Elektrisch betriebener Hoflaufkran.

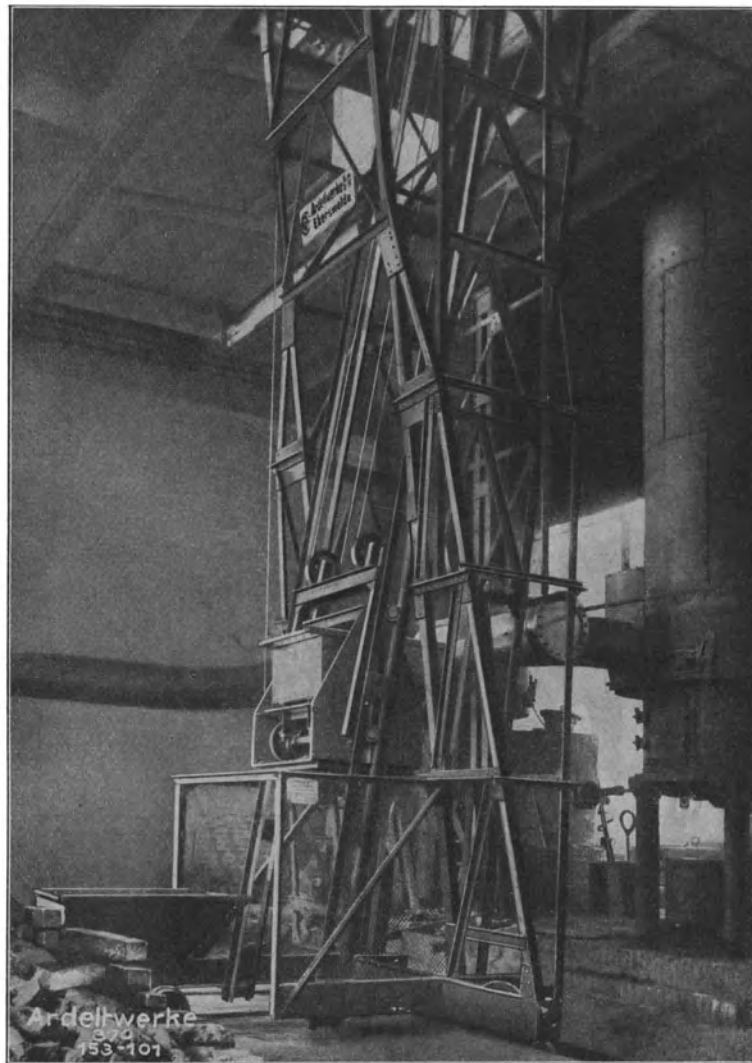


Abb. 22. Elektrisch betriebener Schrägaufzug für Begichtung.

dem Mittelpunkt zu fallen und so ein ebenmäßiges Durchbrennen und einen gleichmäßigen Guß gewährleisten.

Ferner baut die Firma auch Lastenaufzüge, wie sie in unzähligen Fabriken und Warenspeichern gebraucht werden. Das nachstehende Bild zeigt einen für das Eberswalder Gaswerk gelieferten senkrechten Aufzug, der mit Kohlen oder Koks gefüllte Förderwagen auf eine Höhe von 16 m hebt.

Eine besondere Klasse bilden die fahrbaren Dampfkrane, die unter allen Kranen die vielseitigste Verwendung gefunden haben. Da sie von jeder fremden Kraftquelle unabhängig sind, findet man sie an den verschiedensten Arbeitsstellen: in Eisenbahnbetrieben, sowohl wie bei Speditions- und Lagerhäusern, in Fabriken der Eisenindustrie ebenso wie bei Sägewerken, Ziegeleien, Kalkwerken und Steinbrüchen, ferner auch in Zuckerfabriken, kurzum überall da, wo es sich um den Umschlag von Massengütern oder das Heben schwerer Lasten an wech-

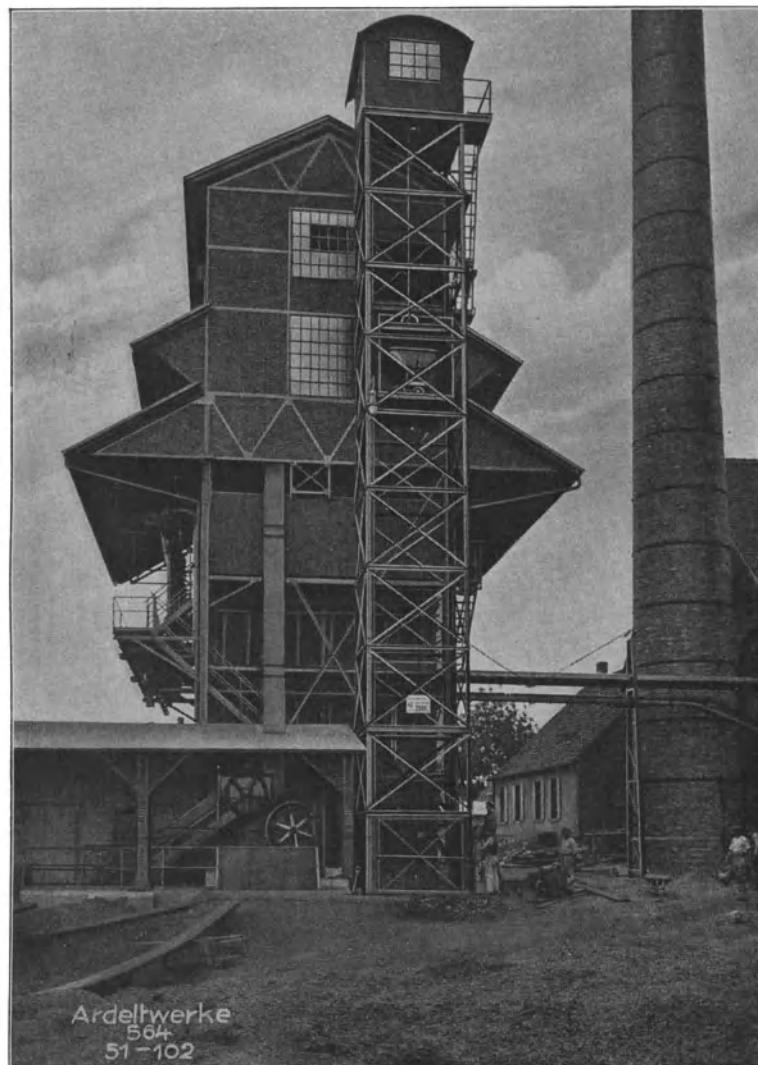


Abb. 23. Elektrisch betriebener Lastenaufzug.

selndem Orte handelt. Dieser Kran wird mit dem bloßen Stückguthaken, mit Greifer und mit Lasthebemagneten ausgerüstet und ist im übrigen auch zum Verschiebedienst geeignet, so daß er mit Recht als Lokomotivkran bezeichnet wird. Daher spielt er auch eine besondere Rolle bei Bauunternehmungen, sowohl beim Tiefbau wie auch beim Hochbau, in letzterem Falle wird er mit einem entsprechend hohen Ausleger versehen. Die folgenden Abbildungen zeigen diesen Kran in mehrfacher Gestalt, und es sei noch erwähnt, daß er sowohl für Dampfbetrieb wie auch für Antrieb durch Benzin-Benzol- oder Dieselmotor geliefert wird. Die Ardeltwerke bauen ihren bekannten Ardelt-Lokomotiv-Kran reihenweise in der denkbar sorgfältigsten Ausführung.

Da beim ganzen Kranbau die Zahnräder ein sehr wichtiges Element darstellen, richteten die Ardeltwerke eine eigene Zahnradfabrik ein, um so von Unterlieferern vollkommen unabhängig zu sein. Mehr und mehr ging diese Zahnrad-



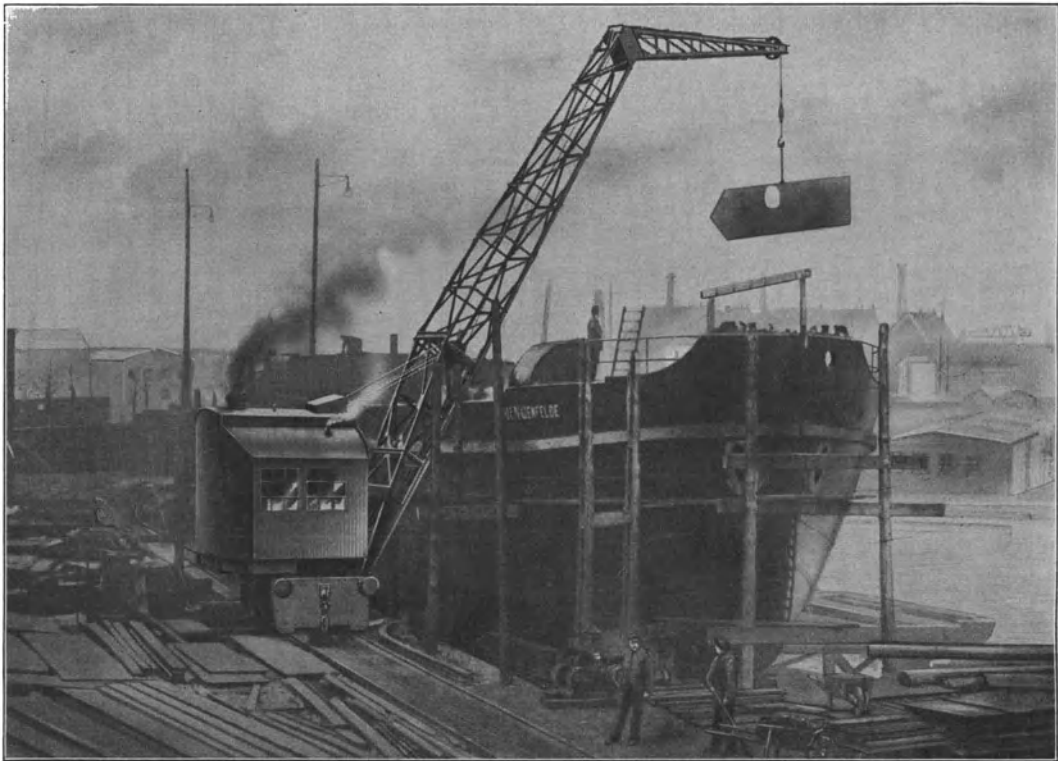


Abb. 24. Normaler Ardelt-Lokomotiv-Dampfkran für Werftbetriebe.



Abb. 25. Normaler Ardelt-Lokomotiv-Greifer-Dampfkran beim Entladen von Kähnen.

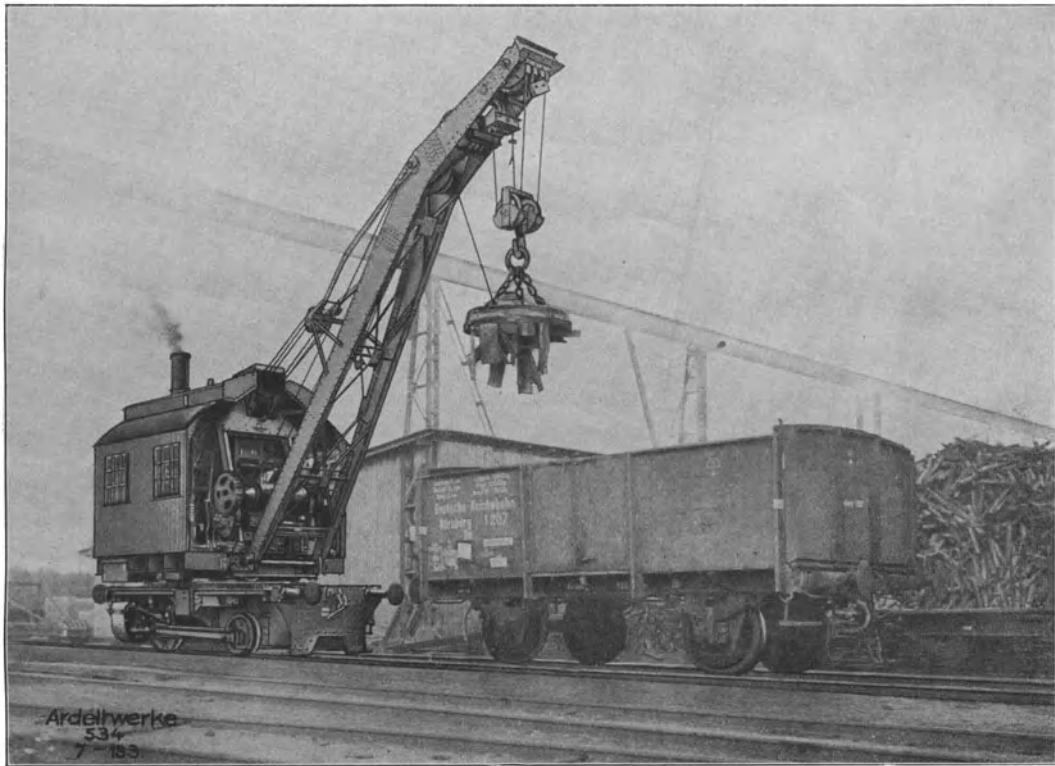


Abb. 26. Ardelt-Lokomotiv-Dampfkran mit besonderer Fahmaschine für Magnetbetrieb.



Abb. 27. Normaler Ardelt-Lokomotiv-Dampfkran mit geknicktem Ausleger.

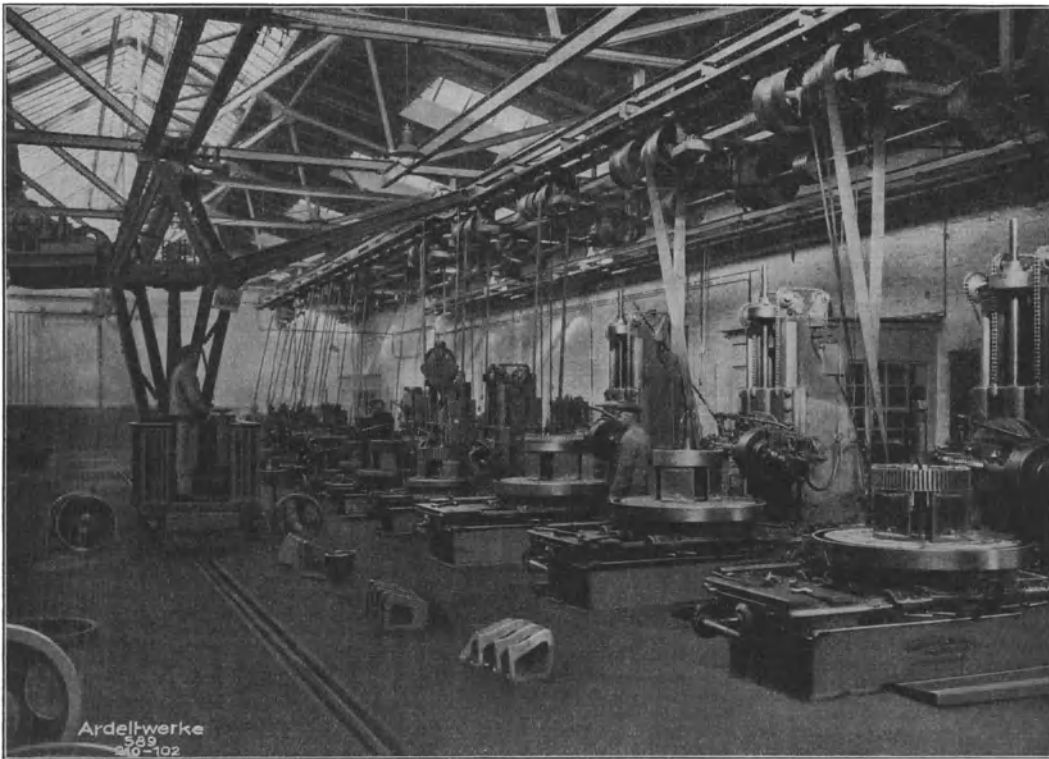


Abb. 28. Blick in unsere Zahnradfabrik.

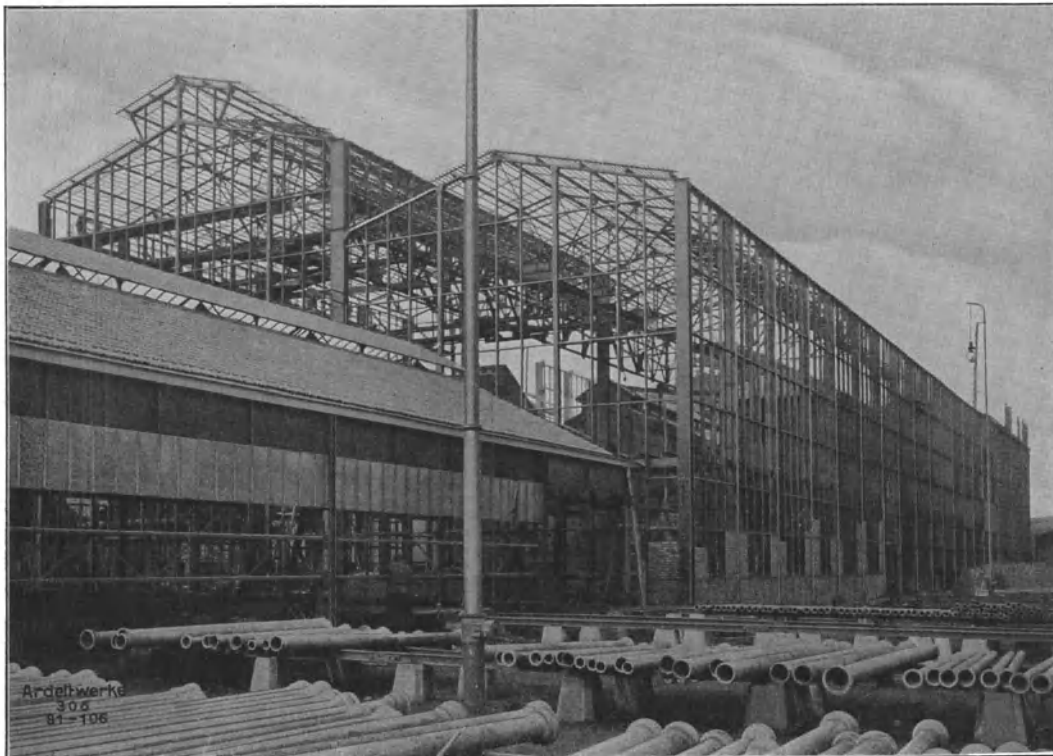


Abb. 29. Von uns erbaute Röhrengießerei. Gelieferte Eisenkonstruktion.

fabrik dazu über, auch Lieferungen für andere Firmen zu übernehmen, und es hat sich so im Rahmen des ganzen Werkes eine selbständige Zahnradfabrik entwickelt, welche Zahnräder, und zwar Stirnräder, Kegelhäder, Schneckengetriebe und Getriebe jeder Art und Größe, sowohl aus Grauguß wie aus Stahlguß und Bronze oder anderen Stoffen herstellt und einen ausgedehnten Kundenkreis bedient.

In ähnlicher Weise hat es der organische Ausbau des Werkes mit sich gebracht, daß außer den zu den Krananlagen selbst gehörenden Eisenkonstruktionen auch solche anderer Art in der Eisenbauabteilung angefertigt werden. Siehe vorhergehende Abbildung.

Wenden wir uns hiernach den anderen Erzeugnissen der Ardeltwerke zu, so sollen nunmehr die Röhrengießereien erwähnt werden, die der Ausgangspunkt für die Entwicklung des Unternehmens gewesen sind und auch heute das Arbeitsgebiet einer besonderen Abteilung bilden. Wir beschränken uns auf die Ein-

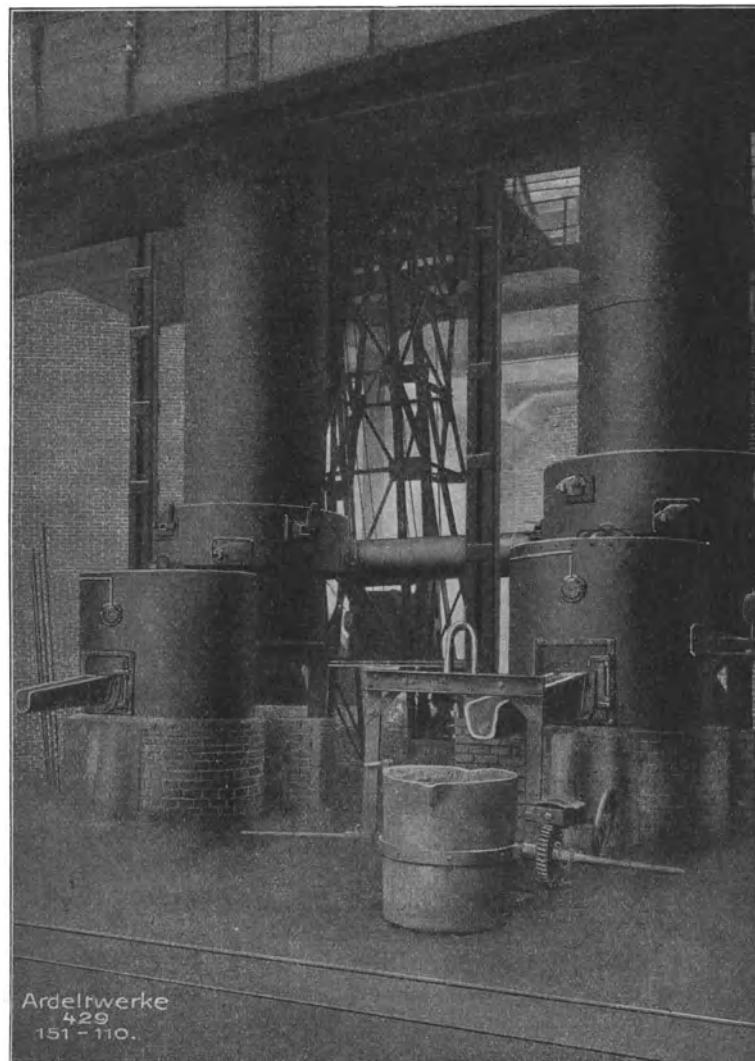


Abb. 30. Kupolofenanlage.

fügung einiger Bilder, die zur Ergänzung unserer schon eingangs gemachten Ausführungen dienen mögen. Besonders interessieren wird die Darstellung der Kupolofenanlage und der Stampfmaschine, letztere ist als die wichtigste Maschine für die Röhrenherstellung anzusprechen und besteht aus der eigentlichen, durch

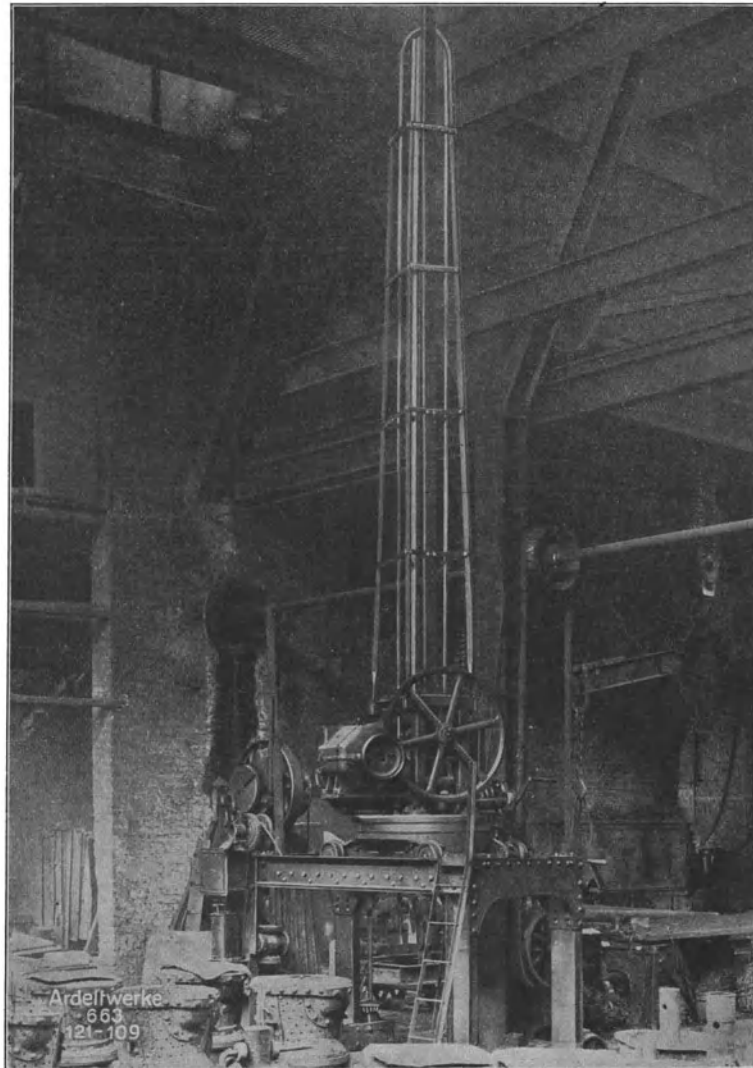


Abb. 31. Die Ardelt-Stampfmaschine D.R.P. in Tätigkeit.

Elektromotor angetriebenen Maschine und dem Stampfer. Durch die Auf- und Abwärtsbewegungen des Stampfers wird der Sand in der Form verdichtet, und gleichzeitig hiermit dreht sich die Maschine, so daß jede Stelle der Form vom Stampfer getroffen wird. Die vollständige Ausrüstung aller einzelnen Werkstätten, der Formerei und Kernmacherei, Putzerei und Teererei, ebenso auch der Sandaufbereitung, wird von den Ardeltwerken hergestellt.

Die übrigen Gießereimaschinen, die auch für Graugießereien ganz allgemein Verwendung finden, werden gleichfalls von den Ardeltwerken in der Abteilung

für Gießereimaschinen in zweckmäßiger und gediegener, dem rauhen Gießereibetriebe angepaßter Ausführung gebaut.

Das Werk beschäftigt zur Zeit rund 1500 Arbeiter und Angestellte.

Wer die Fabrikanlagen der Ardeltwerke besucht und ihre Erzeugnisse besichtigt hat, wird nicht nur ein paar dem Fachmann wie dem Laien außerordentlich interessante und belehrende Stunden verlebt, sondern gleichzeitig auch den Eindruck gewonnen haben, daß er hier ein neuzeitliches, wohlorganisiertes Werk vor sich hat, dessen Aufbau und Einrichtung in jeder Beziehung den Anforderungen der jetzigen schweren Zeit gewachsen ist.

Der Anblick der großen Werkhallen mit den zahllosen, sich drehenden und bewegenden Maschinen, den kreisenden Rädern, den blitzenden Stangen und sausenden Treibriemen, mit der Schar der eiligen und fleißigen Menschen, dieser Anblick, der den Ankömmling zuerst verwirrt, bald aber die Gliederung und streng durchgeführte Arbeitsordnung offenbart, kann als Sinnbild dafür gelten, wie in ganz Deutschland Millionen fleißiger Köpfe, Millionen Arbeiterhände am Werke sind, deutsche Waren in altbewährter guter Beschaffenheit herzustellen, neue Werte zu schaffen und dem deutschen Erzeugnis und dem deutschen Namen wieder zur alten Weltgeltung zu verhelfen. Man verläßt das Werk mit dem Wunsche, daß das heiße deutsche Streben, von dem man hier einen Teil mit eigenen Augen gesehen hat, das Ziel erreichen und unserem gesamten deutschen Volke zu Wohl und Glück gedeihen möge!

---

## XV. Namenverzeichnis

### der Redner in den Vorträgen und Erörterungen nebst Sachangabe und Seitenzahlen.

Die Namen der Verfasser sowie die Titel der Vorträge sind **fett** gedruckt.

Name des Verfassers oder Redners bei den Erörterungen	Inhalt des Vortrages oder der Erörterungen	Seite
<b>Aufhäuser</b> . . . . .	<b>Brennstoffkritische Betrachtungen zur Ölfeuerung und zum Dieselmotorbetrieb an Bord von Schiffen</b> . . . . .	106
<b>Bauer</b> . . . . .	<b>Weitere Fortschritte im Schiffsantrieb durch schnelllaufende Ölmotoren und in der Verwendung von hydromechanischen Getrieben</b> . . . . .	73
„ . . . . .	Schnelligkeit der Verbrennung in Dieselmotoren . . . . .	121
„ . . . . .	Schwierigkeiten des Propellerproblems . . . . .	306
<b>v. Bohuszewicz</b> . . . . .	<b>Die Messung großer Kräfte und moderne Material-Prüfmaschinen</b>	182
<b>Borek</b> . . . . .	<b>Die Anwendung der Schraubenstrahltheorie auf Wasser</b> . . . . .	292
Buchsbaum . . . . .	Materialstärken der Schiffskörper, bestimmt durch Erfahrungen . . . . .	284
Föttinger . . . . .	Strömungserscheinungen in Centrifugal-Ventilatoren . . . . .	101
Goos . . . . .	Vergleich der heute (1925) gebräuchlichen Schiffsantriebe . . . . .	98
„ . . . . .	Schwierigkeiten bei der Verbrennung von Heizölen und bei der Verwendung von Triebölen . . . . .	121
„ . . . . .	Zusammenarbeit des Handelsschiffs-Normen-Ausschusses mit dem des Vereins deutscher Ingenieure . . . . .	156
Hartmann . . . . .	Höchstdruckdampfmaschinen für den Schiffsantrieb . . . . .	99
Hellmich . . . . .	Würdigung der Arbeit des Handelsschiffs-Normen-Ausschusses . . . . .	155
<b>Hort</b> . . . . .	<b>Neuere vereinigte dynamisch-statische Wuchtmaschinen</b> . . . . .	158
<b>Immich</b> . . . . .	<b>Die praktische Durchführung der Normung im Werftbetriebe</b>	124
Judaschke . . . . .	Die Klassifikationsgesellschaften als Bindeglied zwischen der Konstruktion und der Theorie . . . . .	284
Laudahn . . . . .	Einführungsmöglichkeiten für schnelllaufende Ölmotoren auf Handelsschiffen . . . . .	97
Lehr . . . . .	Vergleich der deutschen und amerikanischen Auswuchtmaschinen	178
Lienau . . . . .	Messung der im Schiffskörper auftretenden Spannungen . . . . .	284
Mohr . . . . .	Die Meßdose, ihre Konstruktion, ihr Einbau und ihre Genauigkeit	202
Müller . . . . .	Erfahrungen mit Dampfzügen, deren Ritzelwellen mit den Dieselmotoren starr verbunden sind . . . . .	98
Reißner . . . . .	Schubspannungen im gleichmäßig belasteten, an beiden Enden frei aufliegenden Träger . . . . .	286
Schlesinger . . . . .	Arbeitsverluste in Werkzeugmaschinen . . . . .	202
Schlichting . . . . .	Knicksicherheit beim Längsspanntensystem . . . . .	289
Schmidt . . . . .	Nachweis der Kavitation bei Schraubenpropellern durch Schleppversuche . . . . .	301
<b>Schnadel</b> . . . . .	<b>Die Spannungsverteilung in den Flanschen dünnwandiger Kastenträger</b> . . . . .	207
Schulz . . . . .	Schwefelgehalt des Heizöles. Tropfenfeuerung . . . . .	120
Sütterlin . . . . .	Zusammenarbeit des Handelsschiffs-Normen-Ausschusses mit den einzelnen Werften . . . . .	156
Weber . . . . .	Vergleich der verschiedenen Auswuchtungsverfahren . . . . .	180
„ . . . . .	Die Spannungsarten in Schiffskörpern und Maschinenteilen . . . . .	204
„ . . . . .	Neuere Forscher auf dem Gebiete der Schiffsfestigkeit . . . . .	288