





Verlag von Julius Springer, Berlin.

Hel. Maissenbach Riffarth & Co, Berlin.

R. Zimmermann

Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft



Vierzehnter Band
1913

Berlin
Verlag von Julius Springer
1913

A l l e R e c h t e v o r b e h a l t e n.

Reprint of the original edition

ISBN-13: 978-3-642-90181-2 e-ISBN-13: 978-3-642-92038-7
DOI: 10.1007/978-3-642-92038-7

Inhalts - Verzeichnis.

	Seite
Geschäftliches:	
I. Mitgliederliste	3
II. Satzung	44
III. Satzung für den Stipendienfonds	49
IV. Satzung für die silberne und goldene Medaille der Schiffbautechnischen Gesellschaft	51
V. Bericht über das vierzehnte Geschäftsjahr 1912	53
VI. Bericht über die Sommerversammlung in Kiel 1912	66
VII. Bericht über die vierzehnte ordentliche Hauptversammlung am 21., 22. und 23. November 1912	77
VIII. Protokoll der geschäftlichen Sitzung der vierzehnten ordentlichen Hauptversammlung am 22. November 1912	83
IX. Unsere Toten	85

Vorträge der Sommerversammlung in Kiel 1912:

X. Die Entwicklung der Unterseeboote und ihrer Hauptmaschinenanlagen. Von G. Berling	109
XI. Der Kaiser Wilhelm - Kanal und seine Erweiterung. Von Hans W. Schultz	156
XII. Die Entwicklung der Torpedowaffe. Von Kapitän z. S. Michelsen	192
XIII. Der Dieselmotorenbau auf der Germaniawerft. Von C. Regenbogen	209.

Vorträge der XIV. Hauptversammlung:

XIV. Die Entstehung des Dieselmotors. Von R. Diesel	267
XV. Die Treibmittel des Dieselmotors, mit besonderer Berücksichtigung der Seeschiffahrt. Von Dr. Aufhäuser	368

	Seite
XVI. Das Problem des Oberflächenwiderstandes beliebiger Flüssigkeiten. Von L. Gümbel	393
XVII. Eigenspannungen, Reckspannungen und die dadurch bedingten Krankheitserscheinungen in Konstruktionsteilen. Von E. Heyn .	510
XVIII. Die Unsinkbarkeit moderner Seeschiffe. Von O. Flamm . . .	534
XIX Materialspannungen in den Längsverbänden stählerner Frachtdampfer. Von O. Lienau	603
XX. Die Neugestaltung der Hafenabgaben und der Schiffsvermessung. Von H. Herner	646

Besichtigungen:

XXI. Die Germaniawerft in Kiel	681
XXII. Die Howaldtswerke in Kiel	702
XXIII. Der Flugplatz Johannisthal bei Berlin	714

Geschäftliches.

Jahrbuch 1913.

I. Mitgliederliste.

Protektor:

SEINE MAJESTÄT DER DEUTSCHE KAISER UND KÖNIG VON PREUSSEN
WILHELM II.

Ehrenvorsitzender:

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

Vorsitzender:

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

Stellvertretender Vorsitzender:

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

Fachmännische Beisitzer:

Justus Flohr, Geheimer Baurat, Vorsitzender des Direktoriums der Maschinenbau A -G. „Vulcan“, Hamburg 9, Vulcanwerft.	Otto Schlick, Dr.-Ing., Konsul, Direktor des Germanischen Lloyd, Hamburg.
C. Pagel, Professor, Technischer Direktor des Germanischen Lloyd, Berlin.	R. Veith, Dr.-Ing., Wirklicher Geheimer Ober-Baurat und Abteilungschef im Reichs-Marine-Amt, Berlin.
Gotth. Sachsenberg, Dr.-Ing., Geheimer Kommerzienrat, Mitglied des Vorstandes der Firma Gebr. Sachsenberg A. - G., Roßlau a. E. und Cöln-Deutz.	

Beisitzer:

Fr. Achelis, Konsul, Präsident des Nord-deutschen Lloyd, Bremen.	Aug. Schultze, Geheimer Kommerzienrat, Direktor der Oldenburg-Portug. Dampfschiffs-Reederei, Oldenburg i. Gr.
G. Gillhausen, Geheimer Baurat, Dr.-Ing., Mitglied des Direktoriums der Firma Fried. Krupp A.-G., Essen a. Ruhr.	Ed. Woermann, Konsul und Reeder, i. Fa. C. Woermann, Hamburg.

Geschäftsführer:

Franz Hochstetter, Dr. phil., Berlin NW 6.

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

Telephon: Norden 926.

Mitgliederliste.**1. Ehrenmitglieder:**

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

SEINE KAISERLICHE UND KÖNIGLICHE HOHEIT,
WILHELM, KRONPRINZ DES DEUTSCHEN REICHES U. VON PREUSSEN
 (seit 1902)

SEINE KÖNIGLICHE HOHEIT
FRIEDRICH FRANZ IV., GROSSHERZOG V. MECKLENBURG-SCHWERIN
 (seit 1904)

Plate, Geo,
 früher Präsident des Norddeutschen Lloyd, Neu-Globus i. d. Mark.
 (seit 1911)

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

2. Inhaber der Goldenen Medaille der Schiffbautechnischen Gesellschaft:
WILHELM II., DEUTSCHER KAISER UND KÖNIG VON PREUSSEN.

SEINE KÖNIGLICHE HOHEIT
FRIEDRICH AUGUST, GROSSHERZOG VON OLDENBURG.

3. Inhaber der Silbernen Medaille der Schiffbautechnischen Gesellschaft:

Föttinger, Herm., Dr.-Ing.,
 Professor an der Techn. Hochschule in Danzig, Zoppot, Bädeckerweg 13.

4. Fachmitglieder.*a) Lebenslängliche Fachmitglieder:*

6 Berninghaus, C., Ingenieur und Werftbesitzer, Duisburg.	Claussen, Georg W., Dr.-Ing., Techn. Direktor der Schiffswerft von Joh. C. Tecklenborg Akt.-Ges., Geestemünde, Dock-Str. 4.
Biles, John Harvard, Professor für Schiffbau an der Universität Glasgow.	Claussen jun., Georg, stellvert. Schiffbau-Direktor von Joh. C. Tecklenborg Akt.-Ges., Geestemünde, Dock-Str. 8.
Blohm, Herm., Dr.-Ing., i. Fa. Blohm & Voß, Hamburg, Harvestehuder Weg 10.	Delaunay-Belleville, L., Ingénieur-Constructeur, Rue de l'Ermitage, St. Denis (Seine).
Busley, C., Geheimer Regierungsrat, Professor, Dr.-Ing., Berlin NW 40, Kronprinzen-Ufer 2.	Flohr, Justus, Geheimer Baurat, Vorsitzender des Direktoriums der Maschb.-Akt.-Ges. Vulcan, Hamburg 9, Vulcanwerft.
de Champs, Ch., Kapitänleutnant der Königl. Schwed. Marine, Schiffbau- und Elektro-Ingenieur von der Königl. Techn. Hochschule in Stockholm, Stockholm, Jönngatan 20.	

- ¹⁵ Klose, A., Ober-Baurat a. D., Berlin W 15,
Kurfürstendamm 33.
Kraft de la Saulx, Ritter Friedrich, Ober-Ingenieur der Elsässischen Maschinenbau-Gesellschaft, Mülhausen, Elsaß.
Meyer, Georg C. L., Ingenieur und Direktor, Hamburg, Kl. Fontenay 4.
Niclausse, Jules, Ingénieur-Constructeur, Paris, Rue des Ardennes 24.
Pommée, P. J., Direktor des Ottensener Eisenwerk, Gr.-Flottbeck, Voß-Str. 8.
²⁰ Rickmers, A., Vorsitzender des Aufsichtsrates der Rickmers-Schiffswerft, Bremen.
Sachsenberg, Georg, Kommerzienrat, Mitglied des Vorstandes der Firma Gebr. Sachsenberg A.-G., Roßlau a. E. und Cöln-Deutz.
Sachsenberg, Gotthard, Dr.-Ing. Geh. Kommerzienrat Mitglied des Vorstandes der Firma Gebr., Sachsenberg A.-G., Roßlau a. E. und Cöln-Deutz.
- Spetzler, Carl, Ferd., Betriebsassistent bei Fried. Krupp, Kiel, Gartenstr. 27.
Steinike, Karl, Schiffbaudirektor der Fried. Krupp Germania-Werft, Gaarden bei Kiel.
Topp, C., Königlicher Baurat, Stralsund, ²⁵ Knieperdamm 4.
Wilton, B., Werftbesitzer, Rotterdam.
Wilton, J. Henry, Werftdirektor, Rotterdam.
Ziese, Carl H., Dr.-Ing., Geheimer Kommerzienrat und Besitzer der Schichauschen Werke zu Elbing und Danzig, Elbing.
Ziese, Rud. A., Ingenieur, St. Petersburg, Wassili Ostrow, 12. Linie 27.
Zoelly-Veillon, H., Ingenieur, Vorstandsmitglied und technischer Direktor bei Escher, Wyß & Cie., Zürich.

b) *Ordnungsmäßige Fachmitglieder:*

- Abel, Herm., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Lübeck, Israelsdorfer Allee 23a.
Abel, P., Ingenieur, Besichtiger von Lloyds-Register, Düsseldorf, Herder-Str. 70.
Abel, Wilh., Schiffbau-Ingenieur, Oberlehrer am Technikum zu Hamburg, Hamburg-Othsdorf.
Abraham, J., Schiffbau-Ingenieur, Inhaber der Firma O. Kirchhoff Nachfolger, Stralsund.
³⁵ Achenbach, Albert, Diplom-Ingenieur, Roßlau a. E., bei Gebr. Sachsenberg.
Achenbach, Friedrich W., Dipl.-Ing., Bremen, Hohenlohestr. 40.
Ackermann, Max, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Hamburg, Isestr. 77 II.
Ahlers, Louis, Ingenieur, Roßlau a. E., Markt 9.
Ahlers, Otto, Ingenieur, Köln - Deutz, Mathilden-Str. 36 I.
⁴⁰ Ahlrot, Georg, Schiffbau-Ingenieur, Malmö, Kockums Mek. Verkstads A. B.
de Ahna, Felix, Schiffbau-Ingenieur, Charlottenburg, Stuttgarter Platz 15.
Ahnhudt, Kaiserl. Marine-Baurat für Schiffbau, Charlottenburg, Mommsenstr. 3 II.
Albrecht, J., Dipl.-Ing., Charlottenburg-Westend, Fredericiastr. 11.
Alverdes, Max, Oberingenieur und Vertreter des Osnabrücker Georgs-Marienbergwerks- und Hüttenvereins, Hamburg-Uhlenhorst, Bassin-Str. 8.
Ambronn, Victor, Diplom-Ingenieur, Bremen, ⁴⁵ Lobbendorferstr. 9.
Amnell, Bengt, Schiffbau-Ingenieur, Stockholm, Volmar-Yxkullsgatan 15 A, Schweden.
Arendt, Ch., Marine-Oberbaurat und Schiffbau-Betriebsdirektor, Steglitz - Berlin, Albrechtstr. 86 II.
Arera, Hans, Ingenieur, Breslau VI, Liegnitzer Str. 1.
Arnold, Alb., C., Schiffbau-Ingenieur, Charlottenburg, Fritschestr. 30 IV 1.
Arnold, Karl, Regierungsrat, Steglitz, ⁵⁰ Arndt-Str. 35.
Arppe, Johs., Oberingenieur u. Prokurist d. Fa. F. Schichau, Danzig, Linden-Str. 10.
Arschauloff, Vadim, Ing., Staatsrat, St. Petersburg, Nijegorodskaiastr. 31.
Artus, Marine - Baurat für Maschinenbau Altona-Othmarschen, Bellmannstr. 5.
Baars, Georg, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 19, Fruchallee 19–21, IV.
Baath, Kurt, Bureauchef b. d. A.-G. „Weser“, ⁵⁵ Diplom - Ingenieur, Vegesack, Bremer Str. 32.

Fachmitglieder.

- Bachmeyer, Robert, Fabrikdirektor a. D., Berlin-Wilmersdorf, Prinzregentenstr. 14.
- Baisch, Ludwig, Ingenieur, i. Fa. Fried. Krupp A.-G. Germaniawerft, Kiel, Fleethorn 36.
- Barg, G., Schiffbau-Direktor der Neptunwerft, Rostock i. M.
- Bauer, V. J., Direktor der Flensburger Schiffbau-Gesellschaft, Flensburg, Neustadt 49.
- ⁶⁰ Bauer, Dr. G., Maschinenbau-Direktor d. Stett. Maschinenb.-A.-G. Vulcan, Bredow a. O.
- Bauer, M. H., Zivil-Ingenieur, Berlin W 30, Barbarossastr. 31.
- Bauer, O., Betriebs-Ingenieur d. Flensburger Schiffbau-Gesellschaft, Flensburg.
- Baur, G., Baurat, Direktor, Fried. Krupp, A.-G., Germania-Werft, Kiel-Gaarden.
- Becker, Richard, Ober-Ing., Bremerhaven, Leiter d. techn. Betriebes des Nordd. Lloyd.
- ⁶⁵ van Beek, J.F., Schiffbau-Direktor der Königl. Niederländischen Marine, s'Gravenhage, Theresiastraat 75.
- Behn, Theodor, Diplom-Ingenieur, Hamburg, Isestr. 6.
- Behrmann, Georg, Ingenieur, Kiel, Winterbeker Weg 32.
- Benetsch, Armin, Schiffsmaschinenbau-Ober-Ingenieur, Oberlehrer an der Städt. Maschinisten- und Gewerbeschule, Charlottenburg, Lützower Str. 6.
- Benjamin, Ludwig, Zivil-Ingenieur, Hamburg 13, Grindel-Allee 153.
- ⁷⁰ Berendt, M., Ingenieur, Hamburg, Admiraltät-Str. 52.
- Bergemann, W., Marine-Baurat für Schiffbau, Wilhelmshaven, Kaiserliche Werft.
- Berghoff, O., Marine - Baumeister a. D., Berlin C 54, Dragoner-Str. 23 I.
- Berling, G., Marine-Baurat für Maschinenbau, Kiel, Feldstraße 148 III.
- Berndt, Fritz, Elektro-Ingenieur, Hamburg, Oderfelder Str. 15.
- ⁷⁵ Berndt, Rechnungsrat, Groß - Lichterfelde, Augustastr. 39 II.
- Berner, Otto, Ingenieur, Hamburg, Admiraltät-Str. 58.
- Bettac, Richard, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Isestr. 77.
- Beul, Th., Oberinspektor des Norddeutschen Lloyd, Hamburg 13, Magdalenenstr. 42.
- Biedermann, Schiffbau - Diplom - Ingenieur beim Norddeutschen Lloyd, Bremen.
- Bielenberg, Theodor, Schiffbau - Ingenieur ⁸⁰ bei Fried. Krupp A.-G., Germaniawerft, Kiel-Gaarden.
- Biese, Max, Maschinenbau - Betriebs - Ingenieur, Geestemünde, Leher Chaussee 46.
- Bignami, Leopoldo, Capitano del Genio Navale nella R. Marina Italiana, Kiel, Lorentzendamm 3.
- Bigge, Karl, Diplom - Ingenieur, Essen-Ruhr, Alexstr. 9 II.
- Billig, H., Maschinenbau - Oberingenieur, Dessau, Göthe-Str. 3.
- Blackstady, E., Direktor der Oderwerke, ⁸⁵ Stettin, Schiller-Str. 11.
- Blechschmidt, Marine - Schiffbaumeister, Berlin-Halensee, Paulsbornerstr. 7.
- Bleicken, B., Dipl.-Ing., Hamburg 20, Tarpenbeck-Str. 128.
- Block, Hch., Ingenieur, Lokstedt b. Hamburg, Waldersee-Str. 22.
- Blohm, Eduard, Ingenieur, Hamburg, Koop-Str. 26.
- Blohm, M. C. H., Ingenieur, Hamburg, ⁹⁰ Hüsumer Str. 21.
- Blümcke, Richard, Direktor der Schiffs- und Maschinenbau - Akt. - Ges. Mannheim in Mannheim.
- Blumenthal, G. E., Direktor der Hamburg-Amerika - Linie, Hamburg, Jungfrauenthal 2.
- Bocchi, Guido, Bureau-Chef der Werkstätten der Firma G. Ansaldo Armstrong & Co., Sestri Ponente, via Ugo Foscolo 5. int. n° 6, Italien.
- Bock, F. C. A., Zivil-Ingenieur, Hamburg, 23, Hasselbroock-Str. 29.
- Bock, W., Marine-Oberbaurat und Schiffbau-⁹⁵ Betriebsdirektor, Kiel, Feld-Str. 140.
- Bockelmann, H., Schiffbau-Betriebsingenieur, Stettiner Oderwerke.
- Bockhacker, Eug., Geheimer Oberbaurat und vortr. Rat im Reichs-Marineamt, Berlin-Wilmersdorf, Hohenzollerndamm 201 II.
- Boekholt, H., Marine - Baurat a. D., Grabke b. Bremen, Grabker Chaussee 172.
- Bohnstedt, Max, Professor, Direktor der Königl. höheren Schiff- und Maschinenbauschule zu Kiel, Knooper Weg 56.

- 100 Boie, Harry, Ingenieur, Hamburg 30, Wrangelstr. 10 I.
- Bonhage, K., Marine-Baurat für Maschinenbau, Abnahmebeamter in Düsseldorf.
- Böning, O., stellvertr. Direktor, Maschinenbau-A.-G. Vulkan, Hamburg 9.
- Bormann, Alfred, Kaiserl. Russ. Schiffbau-Ingenieur am Kaiserl. Russ. Ministerium des Wegebaues, St. Petersburg, Italienische Str. 17.
- v. Borries, Friedrich, Marine-Schiffbau-meister, Kiel, Feldstr. 116.
- 105 Böttcher, Max, Schiffbau-Ingenieur, Langfuhr b. Danzig, Robert-Reinick-Weg 8 I.
- Boyens, Friedrich, Ingenieur, Elbing, Leichnam-Str. 143 II.
- Bramigk, Schiffbau-Ingenieur, Roßlau a. E., Dessauer Str. 90 I.
- Breer, Wilh., Schiffbau-Ing. und erster Schiffsvermesser, Hamburg, Fruchtallee 38.
- Breitländer, Friedrich, Ingenieur, Niederschönhausen, Kaiserin-Augusta-Str. 22.
- 110 Brennhausen, Curt, Dipl.-Ingenieur, Hamburg, Abendrothsweg 76.
- Breuer, C., Ingenieur, Hamburg-Kl. Flottbeck, Wilhelmstr. 8.
- Brinkmann, G., Geheimer Marine - Baurat und Schiffbau-Direktor, Wilhelmshaven, Adalbert-Str. 11.
- Brinkmann, Oberingenieur der Germania-Werft, Kiel, Düvelsbekerweg 31.
- Bröcker, Th., Maschinen-Ingenieur, Hamburg, Alardus-Str. 22.
- 115 Brommundt, G., Marine - Oberbaurat und Maschinenbau-Betriebsdirektor, Wilhelmshaven, Wallstr. 6b.
- Brose, Eduard, Ingenieur, Elbing, Äußerer Mühlendamm 34.
- Brotzki, Julius, Regierungsrat, Berlin W 15, Xantener Str. 7.
- Bruckhoff, Carl A. E. Leiter der Versuchsstation des Norddeutschen Lloyd, Lehe, Hafen-Str. 159.
- Brüll, Max R., Schiffsmaschinenbauingenieur, Hamburg 21, Eppendorferbaum 41.
- 120 Brumm, Ernst, Diplom-Ingenieur, Wellingsdorf-Kiel, Gabelsbergerstr. 28.
- Bruns, Heinr., Konsul, Zivilingenieur i. Fa. H. Diederichsen, Kiel, Haus Strandec.
- Bub, H., Schiffbau-Ingenieur, Vegesack, Bremer Vulkan.
- Buchsbaum, Georg, Schiffbau - Ingenieur beim Germ. Lloyd, Friedenau, Goßler-Str. 13.
- Bufe, C., Schiffbau-Ingenieur, Elbing, Joannis-Str. 19.
- Bull, Harald, Ingenieur, Hamburg, Eimsbüttler Str. 48.
- v. Bülow, Schiffbau-Ingenieur, Prokurist des Germ. Lloyd, Gr.-Lichterfelde-O., Annastraße 2.
- Burkhardt, Marine-Schiffbaumeister, Berlin W 62, Lutherstr. 16 III.
- Bürkner, H., Geh. Oberbaurat und vortragender Rat im Reichs-Marine-Amt, Gr.-Lichterfelde O., Mittelstr. 1.
- v. Burstini, Ingenieur, Danzig, Langer Markt 31.
- Busch, H. E., Ingenieur, Hamburg, Lessinghaus, Gänsemarkt.
- Buschberg, E., Marine-Baurat für Schiffbau, Wilhelmshaven, Prinz-Heinrich-Str. 80.
- Büsing, R., Maschinenbau-Ingenieur, Bremerhaven, Kaiserstr. 2 b.
- Buttermann, Ingenieur, Berlin-Grunewald, Hohenzollerndamm 111.
- Büttgen, Schiffbauingenieur, Kiel-Gaarden, Friedrich Krupp A.-G., Germaniawerft, Hohenzollernring 61.
- Buttmann, Marine-Schiffbaumeister, Berlin-135 Friedenau, Wilhelmshöherstr. 24 II.
- Caldwell, James, Marine-Engineer, Glasgow, Elliot-Street 130.
- Carels, Charles, Ingénieur, Constructeur, Ateliers Carels frères, Dok, Gent (Belgien).
- Carlson, C. F., Werftbesitzer, Danzig, Werft von F. Schichau.
- Cerio, Schiffbauingenieur, Rom, Via Boncompagni 19.
- Chace, Mason, S., Schiffbau - Ingenieur, Wales St., Dorchester, Boston, Mass. U.S.A
- Clark, Charles, Professor am Polytechnikum, Riga, Mühlenstr. 58 II.
- Claußen, Ernst, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur der Aktiengesellschaft „Weser“, Bremen 13.

- Cleppien, Max, Marinebaurat a. D., Hamburg 37, Isestr. 15 I.
- Collin, Max, Marine - Oberbaurat und Maschinenbau - Betriebsdirektor, Kiel, Kaiserl. Werft.
- ¹⁴⁵ Conradi, Carl, Marine-Ingenieur, Christiania, Prinsens Gade 2 b.
- Cordes, Tönjes, Oberingenieur, Hamburg - Steinwärder, i. Fa. Stülcken & Sohn.
- Cornehls, Otto, Direktor der Reiherstieg-Schiffswerfte und Maschinenfabrik, Hamburg, Kl. Grasbrook.
- Coulmann, Marine-Schiffbaumeister, Kiel, Kaiserliche Werft.
- Crets, M. C. Edmond, Direktor der Chantier naval Cockerill, Hoboken—Anvers.
- ¹⁵⁰ Creutz, Carl Alfr., Direktor der Oehta-Schiffswerft u. Maschinenfabrik W. Crichton & Co., St. Petersburg, Rußland.
- Dahlby, Gustav, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Hamburg, Isestr. 93 II.
- Dammann, Friedrich, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg - Langenhorn, Langenhorner Chaussee 197.
- Degn, Paul Frederik, Diplom - Ingenieur, Bremen, Frühlingstr. 7.
- Deichmann, Karl, Ingenieur, Hamburg, Margarethen-Str. 76.
- ¹⁵⁵ Delaunay-Belleville, Robert, Ingenieur, Saint-Denis sur Seine.
- Demnitz, Gustav, Betriebsdirigent an der Kaiserl. Werft, Danzig, Am Jakobstor 5—6.
- Dentler, Heinr., Stettin, Unterwiek 16.
- Deters, K., Obering. und Prokurist i. Fa. H. Stinnes, Harburg, Bleicherweg 10.
- Dieckhoff, Hans, Prof., Techn. Direktor der Woermann-Linie und der Ost-Afrika-Linie, Hamburg, Leinpfad 82.
- ¹⁶⁰ Dietrich, A., Marine-Baurat für Schiffbau, Berlin W 35, Blumeshof 1 pt.
- Dietze, E., Schiffbau-Oberingenieur, Roßlau a. E., Pötsch-Str. 14.
- Dietze, F. G., Oberinspektor f. Maschinen- u. Schiffbau, Ahrensburg b. Hamburg.
- Dietze, Paul, Schiffbau - Ingenieur, Kiel-Gaarden, Wilhelminenstr. 15.
- Dix, Joh., Marine-Baurat für Schiffbau, Baubeaufsichtigender bei der Germaniawerft, Kiel, Feldstr. 134.
- v. Dorsten, Wilhelm, Ingenieur der Rhein-¹⁶⁵ schifffahrt A.-G. vorm. Fendel, Mannheim.
- Drakenberg, Jean, Maschinen - Ingenieur, Direktor der Bergungs-Gesellschaft „Nep-tun“, Stockholm, Engelbrektsgatan 10.
- Dreyer, E., Max, Civilingenieur für Schiff- und Maschinenbau, Hamburg, Steinhöft 3.
- Dreyer, Fr., Schiffbau-Oberingenieur, Hamburg, Schrötteringsweg 9.
- Dreyer, Karl, Elektroingenieur der Firma F. Schichau, Elbing, Königsberger Str. 14 a.
- Dröseler, Marinebaumeister, Kiel, Lorn-¹⁷⁰ senstr. 26 II.
- Drossel, Aug., Schiffbaumeister, Stettin, Birkenallee 40 II.
- Dyckhoff, Otto, Dipl.-Ing., Aachen, Theresienstr. 21.
- Egan, Edward, Oberingenieur in der Schiffahrtssektion des k. ungar. Handelsministeriums, Budapest II.
- Eggers, Julius, Oberingenieur, Technischer Direktor der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg-Harvestehude, St. Benedict-Str. 34.
- Ehrenberg, Marine-Schiffbaumeister, Berlin-¹⁷⁵ Friedenau, Rubensstr. 21 III.
- Ehrlich, Alexander, Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Gustav-Adolf-Str. 11.
- Eichhorn, Osc., Geh. Marinebaurat u. Schiffbaudirektor, Danzig, Rennerstiftsgasse 10.
- Eigendorff, G., Schiffbau-Ingenieur und Besichtiger des Germanischen Lloyd, Brake i. Oldenburg.
- Ekström, Gunnar, Extra-Marine-Ingenieur, Flottansvarf, Karlskrona.
- Elste, R., Schiffbau - Ingenieur, Hamburg-¹⁸⁰ Eimsbüttel, Bismarck-Str. 4.
- Elze, Theodor, Schiffbau-Ingenieur, Bad Oeynhausen, i. Fa. Irmer & Elze.
- Engel, Otto, Marine-Baurat für Maschinenbau, Berlin W 3, Heilbronner Str. 7.
- d' Equeville-Montjustin, R., Schiffbau-Ingenieur, Paris, 2 Place Wagram, z. Zt. Bremen, A.-G., „Weser“.
- Erbach, R., Schiffbau-Diplom-Ingenieur, Kiel-Gaarden, Germaniawerft, Geibelplatz 13.
- Erdmann, Paul, Ing.-Maschinenbesichtiger d. ¹⁸⁵ Germanischen Lloyd Rostock, Friedrich-Str. 7.

- von Essen, W. W., Ingenieur, Hamburg 11,
Globushof, Trostbrücke 2.
- Esser, Matthias, Ober-Ingenieur, Bremen,
Wall 36.
- Euterneck, P., Marine-Oberbaurat und
Maschinenbau-Betriebsdirektor, Wilhelms-
haven, Viktoria-Str.
- Evers, F., Schiffbaudirektor bei Nüscke & Co.,
Stettin, Königsplatz 14.
- ¹⁷⁰ Falbe, E., Diplom-Ingenieur, Betriebsdirigent
d. Kaiserl. Werft, Kiel, Lornsen-Str. 47.
- Falk, W., Schiffbau-Ingenieur und Yacht-
Agentur, Schiffbaulehrer a. d. Navigations-
schule, Hamburg, Annen-Str. 30.
- Fechter, Georg, Ober-Ingenieur, Lands-
berg a. W., Berg-Str. 41.
- Fechter, Gust., Schiffbaumeister, Königs-
berg i. Pr.
- Fesenfeld, Wilh., Oberlehrer und Diplom-
Ingenieur, Bremerhaven, Schleusen-Str. 11.
- ¹⁹⁵ Festerling, S., Ingenieur, Hamburg 25,
Borgfelder Str. 20.
- Fischer, Ernst, Ingenieur, z. Zt. stellvertr.
Bureauchef der Howaldswerke, Dietrichs-
dorf b. Kiel, Kirchenstr. 5.
- Fischer, Fr., Betriebs-Ingenieur, Elbing Altst.,
Wall-Str. 13.
- Fischer, Willi, Ingenieur, Altona a. d. Elbe,
Philosophenweg 25.
- Flach, H., Marine - Oberbaurat a. D., Stettin,
Friedrich-Carl-Str. 36.
- ²⁰⁰ Flamm, Osw., Geheimer Regierungsrat, Pro-
fessor an der Königl. Techn. Hochschule,
Nikolassee b. Berlin, Lückhoffstr. 30.
- Fliege, Gust., Direktor der Stettiner Ma-
schinenbau Akt.-Ges. Vulcan, Stettin,
Petrihofstr. 23.
- Flood, H. C., Ingenieur und Direktor der
Bergens Mechaniske Varksted, Bergen
(Norwegen).
- Flügel, Paul, Ingenieur und Maschinen-
Inspektor, Lübeck, Mühlenbrücke 1a.
- Forster, Dr.-Ing. Ernst, Chef d. Schiffs-
wesens der Hamburg - Amerika - Linie,
Altona-Otmarschen Beselerstr. 8.
- ²⁰⁵ Folkerts, H., Ingenieur und Privatdozent,
Aachen, Rütscherstr. 40.
- Föttinger, Hermann, Dr. Ing., Professor,
Danzig-Zoppot, Bädeckerweg 13.
- Frahm, Herm., Direktor der Werft Blohm
& Voß, Hamburg, Klosterallee 18.
- Franke, Emil, Betriebs-Ingenieur, Roßlau,
Haupt-Str. 49.
- Frankenberg, Ad., Marine-Baurat für Ma-
schinenbau, Wilhelmshaven, Kaiserstr. 10.
- Franz, J., Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Gustav-²¹⁰
Adolf-Str. 25.
- Fränzel, Curt, Direktor der Königl. See-
maschinistenschule in Stettin.
- Friederichs, K., Rechnungsrat im Reichs-
Marine - Amt, Neu - Finkenkrug, Kaiser-
Wilhelmstr.
- Fritz, G., Geheimer Oberbaurat und vortr.
Rat im R.-M.-A., Berlin W 30, Hohen-
staufen-Str. 67 III.
- Fritz, Walter, Oberingenieur d. Bergmann-
Elektrizitäts-Werke A.-G., Abteilung für
Schiffsturbinen, Berlin NW 40, Hinden-
sin-Str. 14.
- Früchtenicht, O., Schiffbau-Ingenieur, Werft²¹⁵
vorm. Janssen & Schmilinsky A. - G.,
Hamburg, Steinwärder.
- Fuchs, Gustav, Diplom - Ingenieur, Danzig,
Stadtgraben 12, IV.
- Gamst, A., Fabrikbesitzer, Kiel, Eckern-
förder Chaussee 61.
- Gannott, Otto, Rechnungsrat im Reichs-
Marine - Amte, Groß - Licherfelde West,
Ringstr. 24.
- Gätjens, Heinr., Schiffbau-Ing. der Hamburg-
Amerika-Linie, Hamburg, Ferdinandstr.
- Gebauer, Alex, Schiffsmaschinenbau-²²⁰
Ingenieur, Werft von F. Schichau, Elbing,
Traubenzstr. 11.
- Gebers, Fr., Dr.-Ing., Direktor des K. K.
Techn. Versuchsamtes, Wien, IX, Michel-
bauerngasse 6.
- Gehhaar, Franz, Regierungsrat, Mitglied des
Kaiserlichen Schiffs-Vermessungs-Amtes,
Berlin - Westend, Eschenallee 13.
- Gerlach, Ferdinand, Schiffbauingenieur,
Hamburg 37, Klosterallee 63.
- Gerloff, Friedrich, Schiffbau-Ingenieur,
Bremerhaven, Fährstr. 26.
- Gerner, Fr., Betriebs-Ingenieur der Fried.²²⁵
Krupp A.-G., Germaniawerft, Kiel, Hassee-
Rendsburger Land-Str. 71.
- Giebeler, H., Schiffbau-Ingen., Hamburg 19,
Heukenweg 4, I.

- Gierth, R., Oberingenieur der Vereinigten Elbschiffahrts-Gesellschaften A.-G., Dresden-Plauen, Würzburger Str. 38.
- Giese, Ernst, Geheimer Regierungsrat, Lankwitz, Mozartstr. 26.
- Gleim, W., Direktor, Kassel, Herkulesstr. 12.
- ²³⁰ Gnutzmann, J., Schiffbau - Oberingenieur, Langfuhr b. Danzig, Heiligenbrunnerweg 4.
- Goecke, Marine-Oberbaurat a. D., Düsseldorf, Geibelstr. 6.
- Gorgel, Diplom-Ingenieur, Friedenau, Haupt-Str. 73.
- Grabow, C., Marine-Oberbaurat und Masch.-Betriebsdirektor, Danzig-Langfuhr, Hauptstraße 139, III.
- Grabowski, E., Schiffbau-Ingenieur, Bremen, Friedrich-Wilhelm-Str. 35.
- ²³⁵ Grauert, M., Marine - Oberbaurat u. Maschbau - Betriebs-Direktor, Kiel, Holtenauer Straße 129.
- Green, Rudolf, Oberingenieur u. Prokurist, Dietrichsdorf bei Kiel, Höckendorfer Weg 31.
- Greiner, Léon, Ingenieur der Société John Cockerill, Seraing Belgien.
- Greve, Heinrich, Ingenieur, Dessau, Richard-Wagner-Str. 15.
- Grimm, Max, Diplom-Ingenieur, techn. Hilfsarbeiter im Reichs-Marine-Amt, Charlottenburg 5, Philippistr. 4 II.
- ²⁴⁰ Gronwald, Otto, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg-Eimsbüttel, Henriettenstr. 9.
- Groth, W., Ingenieur der Hanseat.Elektr.-Ges., Hamburg, Semperhaus.
- Grotian, H., Schiffbau-Ingenieur, Oberlehrer am Technikum zu Hamburg, Hamburg-Ohlsdorf, Fuhlsbütteler Str. 589.
- Gümbel, L., Professor Dr. Ing., Charlottenburg, Schloß-Str. 66, III.
- Haack, Otto, Schiffbau-Ingenieur, Inspektordes Germanischen Lloyd, Stettin, Frauenstr. 50.
- ²⁴⁵ Habermann, Egon, Oberingenieur, Altona-Ottensen, Ottenser Eisenwerk A.-G.
- Hadenfeldt, Ernst, Direktor, Hamburg, 2. Vorsetzen 4.
- Haensgen, Osc., Maschinenbau - Ingenieur, Flensburger Schiffsbau-Ges., Flensburg.
- Haertel, Siegfried, Schiffbau-Diplom-Ingenieur, Groß-Lichterfelde bei Berlin, Elisabethstr. 30.
- Hahn, Carl, Ingenieur der Bremer Assekuradeure, Bremen, Börse Nebengebäude 33.
- Hahn, Paul L., Schiffsmaschineningenieur ²⁵⁰ bei der Akt.-Ges. „Weser“, Kiel, Wehdenweg 18.
- Hammar, Hugo G., Schiffbau-Oberingenieur, Göteborgs Nya Verkstad A. B., Göteborg.
- Hammer, Erwin, Ing., Roßlau a. E., Gebr. Sachsenberg.
- Hantemann, Kurt, Oberlehrer an der Seemaschinisten- u. Schiffsingenieurschule, Rostock, Schillerstr. 5.
- Häpke, Gustav, Diplom-Ingenieur, techn. Hilfsarbeiter am Reichs-Marine-Amt, Charlottenburg, Dahlmannstr. 4.
- Harich, Arnold, Dipl.-Ing., Stettin, Pöhlitzer ²⁵⁵ Straße 87.
- Harmes, Fritz, Schiffbauingenieur, Stettin, Kronenhofstr. 7.
- Harms, Otto, Betriebsass. d. Flensbg. Schiffb.-Ges., Hamburg 24; Immenhof 25.
- Hartmann, C., Baurat, Vorstand der Dampfkessel- und Maschinenrevision der Baupolizeibehörde, Hamburg, Juratenweg 4.
- Hartmann, Hans, Marine-Baurat, Direktor der Tsingtauer Werft, Tsingtau, Ostasien.
- Hass, Hans, Diplom-Ingenieur, Dozent und ²⁶⁰ Professor, Hamburg, Schröteringsweg 8 pt.
- Heberrer, F., Ing., Stettin, Birkenallee 30 III.
- Hedén, A., Ernst, Schiffbau-Ingenieur, Göteborg, Mek. Werkstad.
- Heidtmann, H., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 21, Hofweg 64.
- Hein, Hermann, Dipl.-Ing., Bremen, Wartburgstr. 89.
- Hein, Paul, Ingenieur, Hamburg, Eppendorfer ²⁶⁵ Weg 178 I.
- Hein, Th., Rechnungsrat im Reichs-Marine-Amt, Charlottenburg, Kantstr. 68 I.
- Heinen, staatl. gepr. Bauführer, Fabrikbesitzer, Lichtenberg b. Berlin, Herzbergstr. 24/25.
- Heitmann, Johs., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, St. G., Langereihe 112 pt.
- Heitmann, Ludwig, Betriebsingenieur, Hamburg 19, Eichenstr. 92, hochpart.

- ²⁷⁰ van Helden, H., Oberinspektor der Holland-Amerika-Linie, Rotterdam 78 West Zeedyk.
 Heldt, Karl, Schiffbauingenieur, Stettin, Logengarten 16, II.
 Hellemans, Thomas Nikolaus, Schiffsbau-Ingenieur, Onderwater in Holland.
 Helling, Wilhelm, Oberingenieur, Gr.-Flottbeck b. Altona, Grottenstr. 9.
 Hemmann, Marine-Schiffbaumeister, Danzig, Kaiserliche Werft.
²⁷⁵ Hempe, Gust., Oberingenieur, Steglitz bei Berlin, Grunewaldstr. 5.
 Henke, Gust., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Elbing, Weingarten 3.
 Hering, Geh. Konstr.-Sekretär im Reichs-Marine-Amt, Zehlendorf, Beerestr. 39.
 Herrmann, Hugo, k. u. k. Maschinenbau-Oberingenieur Kl. Maschinenbaudirektor, Pola, Seearsenal.
 Herner, H., Diplom - Schiffbau - Ingenieur, Oberlehrer an der Königl. höheren Schiff- und Maschinenbauschule, Kiel, Sophienblatt 7.
²⁸⁰ Herzberg, Emil, Maschinen-Inspektor, Expert für Lloyds Register, Stettin, Bollwerk 12—14.
 Hildebrandt, Hermann, Schiffbau - Oberingenieur der A.-G. „Weser“, Bremen, Nordstr. 57.
 Hildebrandt, Max, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Stettin, Stettiner Maschinenbau A.-G. „Vulkan“.
 Hildenbrand, Carl, Oberingenieur, Bremen Werft-Str. 24.
 Hinrichsen, Henning, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Werft von F. Schichau, Elbing.
²⁸⁵ Hitzler, Th., Schiffbau-Ingenieur, Schiffswerft Hamburg-Veddel.
 Hoch, Johannes, Ingenieur, Geestemünde, Mittelstr. 32.
 Hochstein, Ludwig, Oberingenieur, Neu-mühlen - Dietrichsdorf bei Kiel, Heikendorfer Weg 22.
 Hoefs, Fritz, Oberingenieur, Bremerhaven, Bürgermeister-Smidt-Str. 71.
 Hoffmann, C., Direktor der Lübecker Maschinenbau-A.-G., Lübeck, Parkstr. 58.
²⁹⁰ Hoffmann, W., Betriebsingenieur der Werft von Blohm & Voß, Hamburg, Lappenberg-allee 23 II.
 Hohn, Theodor, Bürochef für Schiffsmaschinen- und Kesselbau, Kiautschou-China, Tsingtauer Werft.
 Holthusen, Wilh., Ober-Ingenieur, Hamburg, Vorsetzen 42.
 Holtz, R., Werftbesitzer, Harburg a. E.
 't Hooft, J., Oberingenieur der Königl. Niederländischen Marine, s'Gravenhage, Rivuwstraat 185.
 Hölzermann, Fr., Marine - Oberbaurat ²⁹⁵ und Schiffbau-Betriebsdirektor, Wilhelms-haven, Kaiserliche Werft.
 Horn, Fritz, Dr.-Ing., Schiffbau - Dipl. - Ing., Danzig-Langfuhr, Rickertweg 15.
 Hossfeld, P., Wirkl. Geheimer Oberbaurat a. D., Berlin W 15, Pariser Str. 38, II.
 Howaldt, Georg, Ingenieur, Berlin-Wilmers-dorf, Xantener Str. 20.
 Hüllmann, H., Geh. Oberbaurat u. Vorstand der Abteilung für Schiffbau-Angelegenheiten des Konstr.-Departements des Reichs - Marine - Amts, Berlin W 15, Württembergische Str. 31/32, II.
 Hutzfeldt M., Prokurist, Kiel-Wellingsdorf, ³⁰⁰ Wehdenweg 26.
 Ilgenstein, Ernst, Schiffbau - Ingenieur-Charlottenburg, Knesebeckstr. 2.
 Isakson, Albert, Schiffbau-Ingenieur, In-spektor des Brit. Lloyd, 34 Skeppsbron, Stockholm.
 Jaborg, Georg, Marine - Maschinen - Bau-meister, Wilhelmshaven, Kaiserl. Werft.
 Jacob, Oskar, Betriebs-Ingenieur, Stettin, Karkutsch-Str. 15.
 Jaeger, Johs., Geheimer Ober-Baurat a. D. ³⁰⁵ Halle a. S., Richard-Wagner-Str. 40.
 Jahn, Gottlieb, Dipl.-Ing., Kiel, Knooper-weg 111, III.
 Jahn, Joh., Dr., Reg.-Rat im Reichsamt des Innern, Charlottenburg, Neue Grolman-strasse 6, I.
 Jahn, A., Schiffbau-Oberingenieur, Ver-einigte Elbschiffahrts-Gesellschaft, Rade-beul b. Dresden, Bismarck-Str. 5.
 Janke, Paul, Marine - Baurat und Schiffbau-Betriebsdirektor a. D., Danzig.
 Janssen, D., Betriebsingenieur, Geeste- ³¹⁰ münde, Bahnhofstr. 9, II.

- Jansson, H., Ingenieur, Kiel, Schillerstr. 24.
 Jappe, Fr., Betriebs-Ingenieur, Hamburg,
 Schanzenstr. 79.
 Jensen, Alb., Schiffbau-Ingenieur, Oliva
 (Westpr.), Georg-Str. 10.
 Johannsen, F., Schiffbau-Ingenieur, Kiel-
 Wellingdorf, Wehdenweg 20.
³¹⁵ Johannsen, Max, Friedr., Oberingenieur,
 Kiel, Eisenbahndamm 12.
 Johannsen, W., Schiffbaumeister, Direktor
 der Danziger Schiffswerft und Maschinen-
 bauanstalt Johannsen & Co., Danzig.
 Johansen, P. C. W., Schiffbau-Ingenieur.
 Flensburg, Bauer Land-Str. 11, I.
 Johns, H.E., Ingenieur, Hamburg, Baumwall 3.
 Johnson, Alex A., Schiffbau-Ingenieur,
 St. Petersburg, Baseinajastr. 39.
³²⁰ Judaschke, Franz, Schiffbau-Ingenieur,
 Hamburg-Eppendorf, Lockstedter Weg 29.
 Jülicher, Ad., Schiffbau-Ingenieur und In-
 spektor des Germ. Lloyd, Bremen, Kaiser-
 straße 24.
 Jungclaus, E. W., Besichtiger des Germ.
 Lloyd, Bremerhaven.
 Just, Curt, Marine-Schiffbaumeister, Kiel.
 Esmarchstr. 66, I 1.
 Justus, Ph. Thr., Ingenieur und Direktor
 der Atlas-Werke A.-G., Bremen.
³²⁵ Kagerbauer, Ernst, k. und k. Schiffbau-
 Oberingenieur II. Kl. a. D., schiffbau-
 technischer Konsulent d. k. k. Seebehörde
 in Triest. Via Dei Giustinelli Nr. 1a.
 Kahrs, Otto, Dipl.-Ing., Kristiania, Raadhus-
 gatan 1-3.
 Kappel, Henry, Ingenieur, Cassel-Wilhelms-
 höhe, Landgraf-Carl-Str. 27.
 Karstens, Paul, Ingenieur, Altona, Friedhof-
 straße 15.
 Kasten, Max, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg-
 Harvestehude, Brahms-Allee 123.
³³⁰ Keiller, James, Oberingenieur, Göteborg.
 Kell, W., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur,
 Stettin, Birkenallee 3.
 Kenter, Max, Marine-Baurat für Maschinen-
 bau, Baubeaufsichtiger bei den Howaldts-
 Werken, Kiel.
 Kernke, Fritz, Marine-Schiffbaumeister,
 Berlin W 30, Berchtesgadener Str. 37.
 Keuffel, Aug., Direktor der Act.-Ges. „Weser“,
 Bremen, Lützowerstr. 10.
 Kiel, Karl, Ingenieur, Hamburg, Rutsch-
 bahn 36.
 Kienappel, Karl, Betriebs-Ingenieur, Elbing,
 Brandenburger Str. 10, I.
 Kiepke, Ernst, Maschinen-Ingenieur, Stettin,
 Bredow, „Vulcan“.
 Killat, Techn. Sekretär, Berlin-Friedenau,
 Kaiserallee 142. II.
 Kindermann, B., Regierungsrat, Mitglied
 des Kaiserl. Schiffsvermessungsamtes,
 Friedenau bei Berlin, Südwest-Korso 76.
 Kirberg, Friedrich, Konstr.-Sekretär, Berlin-
 Steglitz, Ring-Str. 57, I.
 Klagemann, Johannes, Marine-Baurat
 für Maschinenbau, Berlin-Wilmersdorf,
 Hohenzollerndamm 197, III.
 Klamroth, Gerhard, Professor, Marine-Ober-
 baurat und Maschinenbau-Betriebsdirektor,
 Flensburg, Clädenstr. 7.
 Klatte, Johs., Schiffbau-Ingenieur, i. Fa.
 J. H. N. Wichhorst, Hamburg, Munds-
 burgerdamm 18.
 Klawitter, Fritz, Ingenieur u. Werftbesitzer,
 Danzig, i. F. J. W. Klawitter, Danzig.
 Kleen, J., Ingenieur, Hamburg-Hamm,
 Landwehr-Str. 81.
 Klein, Marcel, Dipl.-Ing., Wien VI, Hugo
 Wolf Gasse 1.
 von Klitzing, Philipp, Direktor der Nord-
 seewerke, Emden.
 Kluge, Otto, Marine-Baurat für Schiffbau,
 Kiel, Jägersberg 19a.
 Knaffl, A., Ingenieur, Dresden-A., Bende-
 mann-Str. 13.
 Knappe, H., Maschinenbau-Direktor, Berlin-
 Westend, Hölderlinstr. 10.
 Knauer, W., Oberingenieur und Prokurst
 des Bremer Vulcans, Vegesack.
 v. Knobloch, Schiffbau-Ingenieur, Kiel,
 Dammstr. 52 II.
 Knorr, Paul, Ingenieur u. Oberlehrer an der
 Königl. höheren Schiff- u. Maschinenbau-
 Schule, Kiel, Schiller-Str. 15.
 Knudsen, Ivar, Direktor der Firma Bur-
 meister & Wain's, Copenhagen.
 Koch, Ernst, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg,
 Iseestr. 25 II.
 Koch, Karly, Oberingenieur der Ottensener
 Maschinenfabrik, Altona (Elbe).
 Koch, Joh., Direktor, Dietrichsdorf b. Kiel.
 Koch, W., Ing., Lübeck, K.-Friedrich-Platz 25.

- Köhler, Albert, Marine - Maschinen - Bau-
meister, Charlottenburg, Kantstr. 148 g.
- ³⁶⁰ Köhn von Jaski, Th., Geheimer Marine-
Baurat und Maschinenbau-Direktor, Kiel-
Gaarden, Dienstwohngebäude I, Kaiser-
liche Werft.
- Kolbe, Chr., Werftbesitzer, Wellingdorf bei
Kiel.
- Kolkmann, J., Schiffsmaschinenbau-Ober-
Ingenieur, Elbing, Hohezinnstr. 12.
- Kölln, Friedrich, Dipl.-Ing., Schiffbauingenie-
eur, Hamburg 23, Eilenau 84.
- Konow, K., Marine-Oberbaurat und Schiff-
bau - Betriebsdirektor, Charlottenburg,
Fasanen-Str. 11.
- ³⁶⁵ Koob, August, Dr.-Ing., Direktor der
Schmidtschen Heißdampf-G. b. m. H.,
Cassel-Wilhelmshöhe, Siebertweg 6.
- Kopp, Herm., Schiffbau - Betriebsdirektor,
Kiel, Jägersberg 15.
- Körner, Paul, Ingenieur, Langfuhr, Marien-
Straße 9.
- Köser, I., Ingenieur, i. Fa. I. H. N. Wichhorst,
Hamburg, Kl. Grasbrook.
- Kraft de la Saulx, Ritter Johann, Dr.-Ing.,
Chef-Ingenieur der Gesellschaft John
Cockerill, Seraing.
- ³⁷⁰ Kraft, Ernest A., Diplom-Ingenieur, Ober-
ingenieur, Budapest, Kőbanyaiut 31.
- Krainer, Paul, Ordentl. Professor a. d.
Königl. Techn. Hochschule Berlin, Char-
lottenburg, Leibniz-Str. 55.
- Kramer, Fritz, Ing., Hamburg, Parkallee 18.
- Kramer, Oberingenieur, Kiel, Forstweg 39.
- Krell, H., Marine-Oberbaurat u. Maschinen-
bau - Betriebsdirektor, Kiel, Kaiserliche
Werft.
- ³⁷⁵ Kretschmer, Otto, Professor, Charlotten-
burg, Stuttgarter Platz 21.
- Kretzschmar, F., Schiffbau - Ingenieur bei
Escher, Wyss & Cie., Zürich, Rotbuchstr. 36.
- Krey, Hans, D., Regierungs- und Baurat,
Berlin, W 23, Schleuseninsel im Tiergarten.
- Krieger, Ed., Geheimer Marinebaurat,
Lehrer an der Marineschule, Flensburg,
Moltkestr. 29.
- Kristanz, Hermann, Ingenieur, Hamburg,
Falkenried 83, III.
- Krohn, Heinrich, Zivilingenieur, Hamburg 23, ³⁸⁰
Rückertstr. 47.
- Krüger, C., Direktor, Hamburg 24, Reiherstieg-
Schiffswerfte und Maschinenfabrik.
- Krüger, Hans, Marine-Maschinenbaumeister
a. D., Nürnberg, Maschinenfabrik Augs-
burg-Nürnberg.
- Krüger, Hans, Dipl.-Ing., Hamburg, Grindel-
hofstraße 9, part.
- Krüger, Gustav, Ingenieur bei Blohm & Voß,
Hamburg 19, Eppendorfer Weg 152, III.
- Krumreich, Geheimer Konstr.-Sekretär im ³⁸⁵
R.-M.-A., Friedenau b. Berlin, Schmargen-
dorfer Straße 11 III.
- Kruth, Paul, Masch.-Ingenieur, Hamburg 30,
Eppendorfer Weg 265, III.
- Kuck, Franz, Marine-Oberbaurat u. Schiffbau-
Betriebsdirektor, Kiel, Feldstr. 116.
- Kühn, Richard, Diplom-Schiffbau-Ingenieur,
Geestemünde, Am Deich 18.
- Kühne, Ernst, Ing., Bremen, Kaiserstr. 12.
- Kühnke, Marine-Schiffbaumeister, Wilhelms- ³⁹⁰
hafen, Kaiserl. Werft.
- Kunert, Leo, Oberingenieur, Triest, Stabili-
mento Tecnico Triestino.
- Kuschel, W., Schiffbau-Oberingenieur, Ham-
burg, Moltkestr. 47.
- Laas, Walter, Professor für Schiffbau an der
Königl. Techn. Hochschule, Berlin-Halen-
see, Halberstädter Str. 2.
- Lake, Simon, Schiffbauingenieur, Bridgeport,
Connecticut, Nord-Amerika.
- Lampe, Marine-Schiffbaumeister, Wilhelms- ³⁹⁵
haven, Kaiserl. Werft.
- Lange, Alfred, Dipl.-Ing., Schiffbau-Betriebs-
Ingenieur, Hamburg 30, Moltkestr. 47, part.
- Lange, Heinrich, Schiffbauingenieur, Blanke-
nese b. Altona, Friedrichstr. 10.
- Lange, Johs., Diplom-Ingenieur, techn. Hilfs-
arbeiter im Reichs-Marine-Amt, Charlotten-
burg, Galvanistr. 18.
- Lange, J. W., Ingenieur, Direktor der Schiffs-
werft und Maschinenfabrik Akt. - Ges.
vorm. Lange & Sohn, Riga.
- Lange, Leo, Betriebs-Ingenieur der Schiffs- ⁴⁰⁰
werft und Maschinenfabrik Akt.-Ges. vorm.
- Lange & Sohn, Riga, Schiffer-Str. 44.

Fachmitglieder.

- Larsen, Herluf, Schiffbauingenieur, Flensburg, Burgfried 11.
- Laudahn, Wilhelm, Marine-Maschinenbaumeister, Berlin-Grunewald, Gill-Str. 2a.
- Laurin, L., Werftdirektor, Lysekil, Schweden.
- Läzer, Max, Schiffbau-Ingenieur, Kiel-Gaarden, Germaniawerft.
- ⁴⁰³ Lechner, E., Marine-Baumeister a. D., Generaldirektor, Köln - Bayenthal, Alteburger Str. 357.
- Leentvaar, W. E., Schiffbauingenieur, Betriebschef, Dortmund, Neuer Graben 40I.
- Lehmann, Martin, Geheimer Marine-Bau-
rat a. D., Düsseldorf, Herderstr. 5.
- Lehr, Julius, Regierungs-Baumeister a. D., Berlin W., Tauentzienstr. 11.
- Leist, Carl, Professor a. d. Technischen Hochschule, Berlin W 15, Fasanen-Str. 37.
- ⁴¹⁰ Lempelius, Ove, Dipl.-Ingenieur, D. D.-Ges. Hansa, Techn. Abt., Bremen, Wulwesstr. 17.
- Leucke, Otto, Dr. phil., Dipl.-Ingenieur der Vulkanwerft, Hamburg-Uhlenhorst, Schrötteringsweg 8.
- Leux, Carl, Schiffbau-Direktor, Prokurist, bei F. Schichau, Elbing.
- Leux, Ferdinand, Boot- und Yachtwerft, Frankfurt a. M.-Niederrad.
- Libbertz, Otto, Generaldirektor, Hamburg 37, Brahmsallee 47.
- ⁴¹⁵ Liddell, Arthur R., Schiffbau - Ingenieur, Charlottenburg, Herder-Str. 14.
- Lienau, Otto, Professor, Diplom-Ingenieur, Danzig, Technische Hochschule.
- Linder, Ernst, Ober-Ing., Stettin-Bredow.
- Lindfors, A. H., Ingenieur, Göteborg, Skeppsbron 4.
- Lippold, Fr., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Osterstr. 20, III.
- ⁴²⁰ Löflund, Walter, Marine-Schiffbaumeister, Danzig, Kaiserl. Werft, Ziegelstr. 35, I.
- Löfstrand, Gust. L., Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Gustav-Adolf-Str. 5.
- Löfvén, Erik Elias, Schiffbauingenieur, Stockholm, Königl. Marine-Verwaltung.
- Lorenz, Karl, Rechnungsrat im R.-M.-A., Berlin-Friedenau, Eschen-Str. 3 II.
- Lorenzen, L., Ingenieur bei Blohm & Voß, Altona, Cirkusstr. 7.
- Lösche, Joh., Marine-Baurat für Schiffbau, Wilhelmshaven, Kaiserl. Werft.
- Losehand, Fritz, Maschinen-Ingenieur, Kiel, Germania-Werft.
- Lottmann, Marine-Schiff-Baumeister, Char-
lottenburg, Roscherstr. 9 III.
- Ludwig, Emil, Ingenieur, Hamburg 13, Grindelhof 56.
- Lundholm, O. E., Professor d. Königl. Techn.
Hochschule, Dauderihd (Schweden).
- Lühring, F. W. Mitinhaber d. Fa. C. Lühring,⁴³⁰ Schiffswerft, Kirchhammelwarden a. d. Weser.
- Lürssen, Otto, Ingenieur, Aumund-Vegesack, Bootswerft.
- Mainzer, Bruno, Mitinhaber d. Werft G. Fechter, Königsberg i. Pr., Mühlenberg 9.
- Malisius, Paul, Marine-Baurat für Schiff-
bau, Wilhelmshaven, Kaiserstr. 120, II.
- Marseille, Theo, Dipl.-Ing., Schiffswerft, Cöln-Deutz, Cöln a. Rh., Rheingasse 16.
- Matthaei, Wilhelm, O., Dr. Ing., Charlotten-⁴³⁵ burg, Galvani-Str. 7.
- Matthiessen, Paul, Schiffbau - Betriebs-
ingenieur des „Vulcan“, Hamburg 19, Torn-
quiststraße 34.
- Mechlenburg, K., Marine-Oberbaurat a. D., Elbing.
- Medelius, Oskar Th., Betriebs - Ingenieur, Göteborg, Mek. Werkstad.
- van Meerten, Henrik, Oberingenieur der Königl. Niederl. Marine a. D., Buitenzorg, Java.
- Mehlhorn, Alfred, Maschinenbaudirektor der ⁴⁴⁰ A. - G. „Neptun“, Rostock, Tessiner Chaussee 18.
- Meier, B., Schiffbau-Ingenieur, Kiel-Gaarden, Fried. Krupp A.-G. Germaniawerft.
- Meier, Bruno, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Isestr. 13.
- Meifort, Joh., Direktor der Dresdener Masch-
fabr. u. Schiffswerft-Akt.-Ges., Uebigau,
Albertplatz 10.
- Meinke, Aug., Ingenieur, Kiel, Königsweg 29.
- Meisemann, Hans, Dipl. - Ing., Bremen,⁴⁴⁵ Akt.-Ges. „Weser“.
- Meissner, Conrad, Schiffbauingenieur, Hamburg 27, Billwärder, Neuerdeich 192.
- Menier, Gaston, Zivilingenieur, Paris, Rue de Châteaudun 15.

- Menke, Hermann, Ingenieur, Hamburg, Vulkan-Werke, Isestr. 93.
- Mennicken, E., Geh. Konstruktions-Sekretär, Berlin-Steglitz, Stubenrauchplatz 3, I.
- ⁴⁵⁰ Mentz, Walter, Professor an der Königl. Techn. Hochschule Danzig—Langfuhr, Friedenssteg 5.
- Merten, Paul, Ing., Hamburg, Klosterort 3.
- Methling, Kaiserlicher Marinebaurat für Maschinenbau, Berlin W 30, Heilbronner Straße 2, I.
- Meyer, Bernhard, Diplom-Ingenieur, Papenburg.
- Meyer, C., Dipl.-Ing., Hamburg 35, Louisenweg 3, III.
- ⁴⁵⁵ Meyer, F., Schiffbau - Ingenieur, Danzig, Schichau-Werft.
- Meyer, Franz, Jos., Schiffbau - Ingenieur i. Fa. Jos. L. Meyer, Papenburg.
- Meyer, H., Dipl.-Ing., Altona a. E., Düsselstraße 4.
- Meyer, Johs., Marine-Baurat für Schiffbau, Baubeaufsichtigender bei der Werft der Akt.-Ges Vulkan in Hamburg.
- Meyer, Jos. L., Schiffbaumeister, Papenburg.
- ⁴⁶⁰ Michael, Alfred, Oberingenieur, Bremen, Nordd. Maschinen- und Armaturen-Fabrik.
- Michelbach, Jos., Schiffsmaschinenbau - Ingenieur, Hamburg 24, Sechslingspforte 17.
- Milde, Fritz, Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Am Logengarten 11, I.
- Minnich, Fritz, Schiffbau-Ing., Berlin-Karlshorst, Hentigstr. 26, II.
- Misch, Ernst, Zivil - Ingenieur, Gr.-Lichterfelde West, Karl-Str. 32.
- ⁴⁹⁵ Misdorf, J., Direktor der Stettiner Oderwerke, Grabow a. O., Burg-Str. 11.
- Mladiáta, A. Johannes, k. u. k. Marine-Schiffbau - Ingenieur, Pola, Österreich, via Kandler 76 I.
- Mohr, Marinebaurat, Kiel, Kaiserl. Werft, Holtenauer Str. 129.
- Mölle, Geh. Konstr.-Sekretär, Nowawes, Heinestr. 9.
- Möllenbergs, E., Dipl.-Ing., Schiffbauing., Heppens i. Oldbg., Friederikenstr. 3.
- ⁴⁷⁰ Möller, J., Schiffbaumeister, Rostock, Friedrich-Franz-Str. 36.
- Möller, W., Ingenieur der Vulkan-Werft, Elbhof, Hamburg.
- Molsen, Jan, Ingenieur, II. Direktor der Hafen - Dampfschiffahrt-A.-G. Hamburg, Neuer Pferdemarkt 21/22.
- Momber, Bruno, Dipl. - Ing., Ober - Ing., Bremen, Bulthauptstr. 5.
- Morin, Silvius, k. u. k. Schiffbau - Oberingenieur 3. Kl., Wien, k. u. k. Reichs-Kriegsministerium, Marinesektion.
- Mötting, Emil, Oberingenieur, Vorstand der ⁴⁷⁵ techn. Abt. d. Dampfschiffahrts-Gesellschaft Argo, Bremen.
- Mugler, Julius, Marine - Baurat für Maschinenbau, Langfuhr b. Danzig.
- Müller, August, Marinebaurat für Schiffbau, Reichsmarineamt, Berlin W 30, Lands-huter Str. 2.
- Müller, A.C.Th., Oberingenieur und Prokurst der Firma F. Schichau, Elbing.
- Müller, Carl, Schiffbau-Ingenieur, Abteilungs-Vorsteher des Germanischen Lloyd, Berlin NW 40, Alsen-Str. 12.
- Müller, Emil, Chefingenieur d. Joh. C. Teck-⁴⁸⁰ lenborg A.-G., Bremerhaven, Bürgermeister-Smid-Str. 63.
- Müller, Ernst, Professor, Diplom-Schiffbau-Ingenieur, Oberlehrer am Technikum Bremen, Rhein-Str. 6 pt.
- Müller, Johannes, Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Pölitzer Str. 83.
- Müller, Kurt, Marine-Schiffbaumeister, Kiel, Kaiserliche Werft.
- Müller, Paul, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Rüstingen i. Oldbg., Schulstr. 58.
- Müller, Rich., Marine - Oberbaurat und ⁴⁸⁵ Maschinenbau - Betriebsdirektor, Berlin-Friedenau, Wagnerplatz 7, I.
- Nagel, Joh. Theod., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Hamburg, Meißnerstr. 6.
- Nawatzki, V., Direktor des Bremer Vulkan, Vegesack.
- Neugebohrn, Carl, Dr.-Ing., Gr. Flottbeck b. Altona, Theodor-Körner-Str. 4.
- Neukirch, Fr., Zivilingenieur, Maschinen-inspektor des Germanischen Lloyd, Bremen, Dobben 17.
- Neumann, W., Marine-Baurat für Maschinen-⁴⁹⁰ bau, Wilhelmshaven, Markt-Str. 45.

- Neumeyer, W., Ingenieur, Bremen, Lortzing-Str. 24.
- Nitsch, Alois, k. u. k. Maschinenbauoberingenieur 2. Kl., Wien, k. u. k. Kriegsministerium, Marinesektion.
- Nitsch, Josef, Schiffsmaschinenbau-Ingen., Papenburg a. d. Ems.
- Nixdorf, Osw., Betriebsingenieur des Nordd. Lloyd, Bremerhaven, Bremer Str. 8.
- ⁴⁹⁵ Nordhausen, Fr., Schiffbau-Oberingenieur, Hamburg-Hamm, Jordan-Str. 25.
- Normand, Augustin, Administrateur-délégué des Chantier & Ateliers Augustin Normand, Le Havre, France, 67, Rue du Perrey.
- Nott, W., Geheimer Marine-Baurat und Maschinenbau - Direktor, Wilhelmshaven, Kaiserl. Werft.
- Novotny, Theodor, k. u. k. Schiffbau-Oberingenieur I. Kl., Triest, via Giustinelli 1 A.
- Oeding, Gustav, Lloydinspektor, Bremerhaven, Bürgermeister Schmidtstr. 150.
- ⁵⁰⁰ Oertz, Max, Jacht-Konstrukteur, Neuhof am Reiherstieg, Hamburg.
- Oesten, Karl, Schiffbau-Oberingenieur, Kiel, Feldstr. 55a.
- Oestmann, C. H., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Elbing, Königsberger Str. 14, I.
- Ofterdinger, Ernst, Vorsteher der techn. Abteilung der deutschen Levantelinie, Hamburg 19, Ottersbeckallee 3.
- Orbanowski, Kurt, Dipl.-Ing., Direktor der Putilow-Werft, St. Petersburg, Peterhofer-Chaussée 67.
- ⁵⁰⁵ Ortlepp, Max W., Schiffbau-Ingenieur, Elbing, Sonnen-Str. 76 pt.
- Otto, Hermann, Schiffbauingenieur, Hamburg 6, Eimsbütteler Str. 19.
- Overbeck, Paul, Schiffbau-Ingenieur, Bremen, Werftstraße 22.
- Pagei, Carl, Professor, Techn. Direktor des Germanischen Lloyd, Berlin NW 40, Alsenstraße 12.
- Palm, Wilhelm, k. u. k. Schiffbau - Oberingenieur 1. Klasse, Wien, k. u. k. Reichs-Kriegsministerium, Marinesektion.
- ⁵¹⁰ Paradies, Reinh., Ingenieur, Groß-Flottbeck bei Altona, Uhland-Str.
- Paulsen, H., Ingenieur, Hamburg, Wrangelstraße 30.
- Paulus, K., Regierungsrat, Stettin, Königstor 12.
- Peters, A., Marine - Maschinenbaumeister, Berlin - Friedenau, Wilhelmshöherstr. 25.
- Peters, Franz, Mannheim, Schiffs- u. Maschinenbau-A.-G. Mannheim.
- Peters, Karl, Ingenieur, Kiel, Sophienblatt 64. ⁵¹⁵
- Petersen, Ernst, Ingenieur, St. Petersburg, Petershofer Chaussee 67, Putilow-Werft.
- Petersen, Martin, Ingenieur, Kiel, Barkauer Weg 7.
- Petersen, Otto, Marine-Baurat für Schiffbau, Charlottenburg, Waitzstr. 16.
- Petzold, Waldemar, Schiffbau - Ingenieur, Lübeck, Israelsdorfer Allee 25.
- Peuss, Franz, Schiffbau-Ingenieur, Bremen, ⁵²⁰ Schierkerstr. 27.
- Pfeiffer, Adolf, Schiffbau-Ingenieur, Brandenburg a. H., Jakob-Str. 25.
- Pietzker, Felix, Marine - Schiffbaumeister, Berlin-Südende, Seestr. 9, II.
- Pilatus, Rich., Marine-Oberbaurat. Schiffbau-Betriebsdirektor, Wilhelmshaven, Kaiserl. Werft.
- Pitzinger, Franz, k. u. k. Oberster Schiffbau-Ingenieur, Marinetechnisches Komitee, Pola.
- Plato, v., Felix, Ingenieur, Riga, Pauluceistr. 9. ⁵²⁵
- Plehn, Marine-Ober-Baurat u. Maschinenbau-Betriebsdirektor, Wilhelmshaven, Wall-Str. 16.
- Poeschmann, C. R., Direktor der Howaldts-werke, Kiel.
- Pophanken, Dietrich, Marine - Baurat für Maschinenbau, Wilhelmshaven, Kaiserl. Werft.
- Popper, Siegfried, k. und k. General-Ingenieur i. P., Triest, Stabilimento tecnico.
- Potyka, Ernst, Schiffbau-Betriebsingenieur, ⁵³⁰ Dietrichsdorf b. Kiel, Heikendorferweg 35.
- Praetorius, Paul, Dr.-Ing., Marine-Maschinenbaumeister, Kiel, Beseler-Allee 43.
- Presse, Paul, Marine-Baurat für Schiffbau, Kiel, Esmarchstraße 51.
- Probst, Martin, Dipl.-Ing., Hamburg, Dillstr. 13.
- Pröll, Arthur, Dr.-Ing., Privatdozent an der Technischen Hochschule, Danzig-Langfuhr, Haupt-Str. 5.

- 535 Prusse, G., Schiffbau-Ingenieur, Kiel, Lerchen-Str. 20.
- Raabe, G., Marine-Oberbaurat für Maschinenbau, Kiel, Kaiserliche Werft.
- Raben, Friedr., Schiffbaumeister a. D., Hamburg, Innocentia-Str. 21.
- v. Radinger, Carl Edler, Ingenieur, Kiel, Beseler-Allee 26.
- Rahn, F. W., Schiffbau-Ingenieur, Groton, Conn., Verein. Staaten von Nord-Amerika.
- 540 Rammetsteiner, Moritz, k. u. k. Maschinenbau-Oberingenieur I. Kl., Pola, Marine-technisches Komitee.
- Rappard, J. H., Oberingenieur der Königl. Niederländischen Marine, Hellevoetsluis.
- Rasmussen, A. H. M., Direktor im Kgl. Dänischen Handels- u. Schiffahrtsministerium, Kopenhagen, Vimmelskaftel 35.
- Rath, Geheimer, Konstr.-Sekretär, Berlin-Steglitz, Schloß-Str. 17.
- Rea, Harry E., General Manager of Messrs. D. & W. Henderson & Co., Ltd., Shipbuilders, Partick, Glasgow, Schottland.
- 545 Rechea, Miguel, Ingeniero Naval, Ferrol, Real 145, Espagne.
- Reichert, Gustav, Diplom-Ingenieur, Bremen, Nordstr. 120¹.
- Reimers, H., Marine-Oberbaurat und Schiffbau-Betriebsdirektor, Düsseldorf, Marine-Abnahme-Amt.
- Reitz, Th., Marine-Oberbaurat u. Maschinenbau - Betriebsdirektor, Berlin-Halensee, Joachim-Friedrich-Str. 16.
- Rembold, Viktor, Dipl.-Ing., Kiel, Dammstr. 25.
- 550 Renner, Felix, Dipl.-Ing., Maschinen-Ingenieur, Hamburg, Oberaltenallee 7.
- Richmond, F. R., Direktor, i. Fa. G. & J. Weir Ltd. Holm-Foundry, Cathcart bei Glasgow.
- Richter, Otto, Schiffbau-Ing., Bremen 13, Gröpelinger Chaussee 413.
- Riechers, Carl, Betriebs-Ingenieur i. Fa. F. Schichau, Elbing i. Westpr., Schiffbauplatz 1.
- Rieck, John, Ingenieur, Mitinhaber der Werft von Heinr. Brandenburg, Hamburg-Eimsbüttel, Tornquist-Str. 32.
- 555 Rieck, Rud., Ingenieur, Hamburg, Eppendorfer Landstraße 36.
- Riehn, W., Geh. Regierungsrat u. Professor, Hannover, Taubenfeld 19.
- Rieppel, Paul, Dr.-Ing., Hamburg, Groß-Flottbeck, Uhland-Str. 1.
- Rieseler, Hermann, Oberingenieur d. Fa. H. Maihak A.-G., Torpedo-Ing. d. Kaiserl. Marine a. D., Hamburg, Ise-Str. 95, III.
- Riess, O., Dr. phil., Geheimer Regierungsrat, Berlin W, Courbierstr. 2.
- Roch, Eugen, Dr.-Ing., Dozent a. d. Luftfahrerschule, Berlin W, Prinzregentenstraße 101.
- Rodiek, Otto, Maschinenbau-Ingenieur der Fried. Krupp A.-G. Germaniawerft, Kiel, Am Wall 22b.
- Roedel, Georg, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Germaniawerft, Kiel-Gaarden.
- Roellig, Martin, Marine-Maschinen-Baumeister, Baubeaufsichtigender bei der A.-G. Weser in Bremen.
- Roesler, Leonhard, k. u. k. Oberkommissar d. Binnenschiffahrts-Inspektion im Handelsministerium, Wien, Pötzleinsdorfer Str. 79.
- Rohlfss, Carl, Ingenieur, b. Germ. Lloyd, Reinbek, Wentorf (Hamburg).
- Romberg, Friedrich, Professor a. d. Königl. Techn. Hochschule zu Berlin, Nikolassee b. Berlin, Teutonia-Str. 20.
- Rosenberg, Conr., Direktor, Geestemünde, Joh. C. Tecklenborg, Akt.-Ges.
- Rosenbusch, Hermann, Ingenieur, Elbing i. Fa. F. Schichau.
- Rosenstiel, Rud., Direktor der Schiffswerft von Blohm & Voß, Hamburg, Jungfrauen-tal 20.
- Roters, F., Ingenieur, Direktor d. Worthington & Blake Pumpen Comp. G. m. b. H., Harburg a. E., Feldner-Str. 8 pt.
- Roth, C., Zivilingenieur, Elbing, Westpr., Aeußerer St. Georgendamm 10/11.
- Rothardt, Otto, Schiffbau-Oberingenieur d. Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Ferdinand-Str. 58.
- Rother, Eugen, Oberingenieur, Mannheim, Schiffs- u. Maschinenbau-A.-G. Mannheim.
- Rottmann, Alf., Regierungsrat, Schiffbau-Ing., Hermsdorf b. Berlin, Stolper Str. 5.
- Rudloff, Johs., Wirkl. Geheimer Ober-Baurat und Professor, Berlin W15, Olivaer Platz 1.
- Runkwitz, Arthur, Maschinenbau-Ingenieur, Kiel, Hasseldieksdamer Weg 11.

- Rusch, Fr., Ober-Ingenieur, Papenburg, Bahnhof-Str.
- Sachse, Theodor, Ingenieur, Germaniawerft, Kiel-Gaarden.
- Sachsenberg, Ewald, Dr.-Ing., Köln, Am Botanischen Garten 30.
- ⁵⁸⁰ von Saenger, Wladimir, Ingenieur, Direktor der Société des Usines Poutiloff, St.Petersburg, Fontanka 17.
- Saetti, Giovanni, Capitano del Genio Navale, Berlin W 50, Regensburger Str. 30.
- Salfeld, Paul, Marine-Maschinenbaumeister, Kiel, Kaiserl. Werft, Francke-Str. 4.
- Saiuberlich, Th., Direktor der J. Frerichs & Co. A.-G., Osterholz-Scharmbeck.
- Sartorius, Geh. Konstr.-Sekretär, Nowawes, Heinestr. 7.
- ⁵⁸⁵ Saßmann, Friedrich, Schiffbau-Ingenieur b.Vulkan, Mannheim, Käfertaler Str. 89 IV r.
- Schäfer, Dietrich, Marinebaumeister, Kiel, Kaiserliche Werft.
- Schaefer, Karl, Ingenieur, Oliva bei Danzig, Heimstätte.
- Schalín, Hilding, Maschinenbau-Ingenieur, Göteborg, Mek. Werkstad.
- Schätzle, Jos. H., Ingenieur, Hamburg, i. Fa. Blohm & Voß.
- ⁵⁹⁰ Schatzmann, Edwin, Kaiserl. Marine-Baumeister, Berlin W 50, Fürtherstr. 12.
- Schaumann, Schiffbau-Oberingenieur, Kiel, Altheikendorf, Deichtor.
- Scheel, Wilhelm, Betriebs-Ingenieur, Hamburg 26, Meridian-Str. 11.
- Scheitzger, Rechnungsrat, Friedenau, Büsingstr. 17 I.
- Scherbarth, Franz, Diplom-Schiffbau-Ingenieur, St. Petersburg, Putilow - Werke, Schiffbau-Abteilung
- ⁵⁹⁵ Scheurich, Th., Marine - Baurat für Schiffbau, Baubeaufsichtigender bei der A.-G. Weser, Bremen, Beim steinernen Kreuz 1.
- Schippmann, Heinrich, Ingenieur d. Akt.-Ges. „Weser“, Bremen, Utbremmerstr. 154 e.
- Schirmer, C., Marine-Ober-Baurat u. Schiffsbetriebsdirektor, Wilhelmshaven, Roonstraße 92.
- Schlichting, Marine - Schiffbaumeister, Berlin-Südende, Steglitzer Str. 37 II.
- Schlick, Otto, Dr.-Ing., Konsul, Hamburg 39, Bellevue 2.
- Schlie, Hans, Diplom-Ingenieur, Kiel-Garden, ⁶⁰⁰ Germaniawerft.
- Schlotterer, Julius, Fabrikdirектор, Augsburg, Eisenhammer Str. 25.
- Schlueter, Fr., Marine-Bauinspektor a. D., Techn. Direktor der Röhrenkesselfabrik Dürr, Köln, Teutoburger Str. 27.
- Schmidt, Eugen, Marine - Oberbaurat und Schiffbau - Betriebsdirektor, Danzig-Langfuhr, Friedenssteg 1.
- Schmeißer, Marine-Maschinenbaumeister, Berlin W 50, Würzburger Str. 21.
- Schmidt, Heinrich, Marine-Baurat für Ma-⁶⁰⁵ schinenbau, Baubeaufsichtigender bei Blohm & Voß, Altona-Othmarschen, Bellmann-Str. 3.
- Schmidt, Harry, Marine - Oberbaurat u. Schiffbau-Betriebsdirektor, Kiel, Niemannsweg 89.
- Schmidt, R., Dr.-Ing., Konstrukteur d. A.-G. „Weser“, Bremen, Utbremmerstr. 149.
- Schnack, S., Ingenieur, Flensburg, Wrangelstraße 10.
- Schnapauff, Wilh., Professor, Rostock, Friedrich-Franz-Str. 2.
- Schneider, F., Schiffbau-Ingenieur, ⁶¹⁰ Hamburg 11, Boltenhof, Zimmer 21.
- Schnell, J., Oberingenieur und Prokurist der Firma Franz Haniel & Co., Ruhrort.
- Scholz, Prokurist u. Leiter der Maschinenbautechnischen Abt. d. H.-A.-L., Hamburg, Parkallee 3.
- Schönherr, Paul, Ingenieur, Germaniawerft, Kiel-Gaarden, Herder-Str. 7.
- Schreck, H., Ingenieur, Hamburg, Blohm & Voß, Fruchttalée 97.
- Schreiter, Marine - Maschinenbaumeister, ⁶¹⁵ Kiel, Kaiserl. Werft, Fichte-Str. 2.
- Schroeder, Richard, Ingenieur der Schichau-Werft, Danzig, Bootsmannsgasse 5/6.
- Schromm, Anton, k. u. k. Hofrat und Binnenschiffahrts-Inspektor, Wien, I., Stubenring 8–10.
- Schubart, O., Ingenieur, Germaniawerft, Kiel-Gaarden.
- Schubert, E., Schiffbau-Ing., Werft von Heinr. Brandenburg, Hamburg-Steinwärder.
- Schuldt, Georg, Dipl.-Ing., Stralsund, Werft-⁶²⁰ straße 9a.

- Schultenkämper, Fr., Betriebs-Ingenieur, Elmshorn, Thormählen-Werft.
- Schulthes, K., Marine - Baumeister a. D., Direktor der Siemens-Schuckert-Werke, Berlin W 15, Kurfürstendamm 34.
- Schultz, Alwin, Schiffsmaschinenbau-Oberingenieur, Werft von Joh. C. Tecklenborg, Akt.-Ges., Geestemünde.
- Schultze, Ernst, Ing., Berlin - Niederschönhausen, Kaiser-Wilhelm-Str. 70-71.
- ⁶²⁵ Schulz, Bruno, Marine - Oberbaurat und Schiffsmaschinenbau - Betriebsdirektor, Berlin-Wilmersdorf, Trautenauer Str. 14 I.
- Schulz, Carl, Ingenieur, Betriebschef der Kesselschmiede und Lokomotivenfabrik F. Schichau, Elbing, Trettinkenhof.
- Schulz, Paul, Betriebs-Oberingenieur, Dietrichsdorf b. Kiel, Katharinen-Straße.
- Schulz, R., Direktor, Charlottenburg, Neue Kant-Str. 22.
- Schulz, Rich., Ingenieur, Werft von F. Schichau, Danzig.
- ⁶³⁰ Schulze, Bernhard, Ingenieur und Masch.-Inspektor des Germanischen Lloyd, Dortmund, Königswall No. 2.
- Schulze, Fr. Franz, Ober-Inspektor und Chef der Schiffswerft der 1. k. k. priv. Donau-Dampfschiffahrts-Gesellschaft, Budapest II, Zarda utca 59.
- Schumacher, C., Schiffbau - Ingenieur, Hamburg, Bernhard-Str. 10.
- Schunke, Geheimer Regierungsrat, Vorstand des Kaiserl. Schiffs-Vermessungsamtes, Charlottenburg, Knesebeckstr. 28.
- Schröder, Friedrich, Marine-Schiffbaumeister, Flensburg, Clädenstr. 6 I.
- ⁶³⁵ Schütte, Joh., Professor für Schiffbau an der Königl. Techn. Hochschule, Danzig.
- Schwartz, L., Direktor der Stett. Maschinenbau-Akt.-Ges. Vulcan, Hamburg, Brahmsallee 80.
- Schwarz, Tjard, Geheimer Marine - Baurat u. Schiffbaudirektor, Kiel, Kaiserl. Werft.
- Schwarzenberger, Georg, Betriebs - Ing. b. F. Schichau, Elbing, Schiffbau-Platz 1.
- Schwerdtfeger, Schiffbau - Oberingenieur, bei J. W. Klawitter, Danzig.
- Schwiedeps, Hans, Zivilingenieur und ⁶⁴⁰ Maschinen - Inspektor, Stettin, Bollwerk 12-14.
- Seide, Otto, Ingenieur, Bremen, Oldesloerstr. 8.
- Seidler, Hugo, Ingenieur, Berlin-Dahlem, Gustav Meyerstr. Dreilinden.
- Sendker, Ludwig, Ingenieur, Charlottenburg, Cauerstr. 4 I.
- Severin, C., Oberingenieur, Breslau, Bärenstr. 23.
- Sieg, Georg, Marine - Maschinenbaumeister, ⁶⁴⁵ Berlin-Friedenau, Schwalbacher Str. 7.
- Sievers, C., Ingenieur, Hamburg, Eppendorfer Weg 97.
- Skalweit, Diplom - Ingenieur, Wilmersdorf, Mecklenburgische Str. 14, I. Eingang, III.
- Smitt, Erik, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Vulcan.
- Sodemann, Rudolf, Schiffbau - Ingenieur, Hamburg, Seumestr. 50.
- Södergren, Ernst, Schiffsmaschinenbau-In-⁶⁵⁰ genieur, Stettin, Birken-Allee 30.
- Soliani, Nabor, Direktor der Werft Gio Ansoldo, Armstrong & Co., Sestri Ponente.
- Sombeek, C., Oberingenieur u. Prokurst bei J. Frerichs & Co., A.-G., Einswarden i. O., Nordenhamm.
- Sombeek, Karl, Schiffbau-Ingenieur der Woermannlinie, Hamburg, Landwehrstr. 31.
- Spies, Marine - Schiffbaumeister, Kiel, beim Stab der Hochseeflotte.
- Stach, Erich, Marine-Baurat für Maschinen-⁶⁵⁵ bau, Danzig-Langfuhr, Hauptstr. 139.
- Staeding, Hugo, Dipl.-Ing., Danzig, Gralath-Straße 9.
- Stammel, J., Ingenieur, Hamburg, Hansastr. 35 I.
- Stauch, Adolf, Dr.-Ing., Oberingenieur und Prokurst der Siemens-Schuckert-Werke, G. m. b. H., Villa Sternfeld b. Spandau.
- Stegmann, Erich, Schiffbau-Ingenieur bei F. Schichau, Elbing, Tal-Str. 13.
- Steen, Chr., Maschinen-Fabrikant, Elmshorn, ⁶⁶⁰ Gärtner-Str. 91.
- Steinbeck, Friedr., Ingenieur, Rostock, Patriotischer Weg 100.
- Steiner, F., Schiffbau - Ingenieur, Stettin, Maschinenbau-A.-G. „Vulcan“.
- Stellter, Fr., Schiffbau - Ingenieur, Kiel, Harm-Str. 1.

- Sternberg, A., Geh. Konstr. - Sekretär, Berlin W 30, Winterfeldt-Str. 26.
- 665 Stieghorst, Rechnungsrat, Berlin-Wilmersdorf, Weimarsche Str. 6.
- Stielau, Richard, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Oberlehrer a. D., Konstrukteur, Hamburg, Vulcanwerft.
- Stockhusen, Schiffbau-Ingenieur, Dietrichsdorf b. Kiel.
- Stöckmann, Otto, Rechnungsrat, Berlin NW 87, Gotzkowsky-Str. 30 I.
- Stoll, Albert, Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Lange Str. 8.
- 670 Stolz, E., Schiffbau - Ingenieur, Lübeck, Israelsdorfer Allee 22.
- Strache, A., Marine-Baurat für Maschinenbau, Kiel, Kaiserl. Werft.
- Strebel, Carlos, Leiter des Hamburger Zweigbüros der Atlaswerke, Hamburg, Baumwall 3, Slomanhaus.
- Strehlow, Schiffbau-Diplom-Ingenieur, Kiel-Gaarden, Germaniawerft, Jahn-Str. 11.
- Strelow, Waldo, Dipl.-Ing., Schiffs- und Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Hamburg, Hammerbrook-Str. 12.
- 675 Strüver, Arnold, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur d. Nordd. Lloyd, Lehe, Hafenstr. 222
- Stülcken, J. C., Schiffbaumeister, i. Fa. H.C. Stülcken Sohn, Hamburg-Steinwärder.
- Süchtling, Wilhelm, Dipl.-Ing., Hamburg, Blohm & Voß, Ise-Str. 65.
- Süssenguth, H., Marine-Baurat, für Schiffbau, Kiel, Baubeaufs. bei Howaldts-Werken.
- Süssenguth, W., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Werft von F. Schichau, Elbing.
- 680 Süttelin, Georg, Oberingenieur der Werft von Blohm & Voß, Hamburg-Blankenese, Wedeler-Chaussee 92.
- Täge, Ad., Schiffbau-Oberingenieur, Stettin, Birken-Allee 12 III.
- Techel, H., Schiffbau - Oberingenieur, Kiel, Wilhelminen-Str. 18.
- Teucher, J. S., Oberingenieur b. Burmeister & Wains, Kopenhagen, Odeusegade 30.
- Thämer, Carl, Geh. Marine - Baurat und Maschinenbau-Direktor, Danzig-Langfuhr, Haupt-Str. 48.
- 685 Thele, Walter, Dr.-Ing., Baumeister, Hamburg 14, Knorre-Str. 15.
- Thomas, H. E., Diplom - Ingenieur, Oberingenieur, Berlin-Baumschulenweg, Cöpenicker Landstraße 146.
- Thomsen, Peter, Ober-Ing., Cassel, Herkules-Str. 9.
- Tillmann, Max, Dr.-Ing., Hamburg, Eimsbütteler Str. 40, part.
- Titz, Alexander, k. und k. Schiffbauoberingenieur 2. Kl. der Fiume, Danubiuswerft.
- Tonsa, Anton, k. u. k. Oberster Maschinenbauingenieur, Vorstand der II. Abteilung des k. u. k. Marinetechnischen Komitees, Pola.
- Totz, Richard, Vorstand d. techn. Abt. der I. k. u. k. priv. Donau-Dampf-Schiff.-Ges. u. k. u. k. Mar.-Ober-Ing. d. R., Wien III/2, Hintere Zollamts-Str. 1.
- Toussaint, Heinr., Maschinenbau - Direktor, Cassel-Wilhelmshöhe, Rolandstr. 2.
- Tradt, M., Dipl.-Ing., techn. Hilfsarbeiter im Reichs - Marine - Amt, Berlin-Steglitz, Viktoriastrasse 5.
- Trautwein, William, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Roßlau, Linden-Str. 13.
- Truhlsen, H., Geheimer Baurat, Friedenau, 695 Wilhelmshöher Str. 7.
- Trümmler, Fritz, Inhaber d. Fa. W. & F. Trümmler, Spezialfabrik für Schiffsausrüstungen usw., Mülheim a. Rh., Delbrücker-Str. 25.
- Tuxen, J. C., Schiff- und Maschinenbau-Direktor, Orlogsvartet, Kopenhagen.
- Ullrich, J., Civil-Ingenieur, Hamburg, Steinhöft 3 II.
- Unger, Johannes, Schiffbauingenieur, Bremen, Utbremmerstr. 25.
- Uthemann, Fr., Geh. Marine-Baurat und 700 Maschinenbau-Direktor, Kiel, Feld-Str. 125.
- van Veen, J. S., Oberingenieur der Königl. Niederländischen Marine, Amsterdam.
- Veith, R., Dr.-Ing., Wirklicher Geheimer Oberbaurat und Abteilungschef im Reichs-Marine - Amt, Berlin W. 50, Spichern-Strasse 23 II.
- v. Viebahn, Friedrich Wilhelm, Dipl.-Ing., Marienfelde b. Berlin, Parallelstr. 21, I.
- Viereck, W., Ingenieur, Kiel, Wall 30a.

- ⁷⁰⁵ Vollert, Ph. O., Schiffbau-Ingenieur, Kiel,
Samm-Str. 21.
- Vollmer, Franz, Schiffbau-Oberingenieur,
Stettin, Giesebrichtstr. 6, I.
- Voß, Ernst, i. Fa. Blohm & Voß, Hochkamp
bei Kl.-Flottbeck, Holstein.
- Voß, Karl, Ingenieur, Pankow bei Berlin,
Parkstr. 11/12.
- Vossnack, Ernst, Professor für Schiffbau an
der Techn. Hochschule zu Delft (Holland).
- ⁷¹⁰ Wach, Hans, Dr. Ing., Obering.d.Fried.Krupp
A. G. Germaniawerft, Kiel, Kleiststr. 19.
- Wagner, Heinrich, a. o. Professor der techni-
schen Hochschule, k. u. k. Schiffbau-
Oberingenieur I. Kl. a. D., Wien III,
Ungargasse 27.
- Wagner, Rud., Dr. phil., Schiffsmaschinen-
Ingenieur, Stettin, Schiller-Str. 12.
- Wahl, Herm., Marine - Baurat, Danzig,
Kaiserliche Werft.
- Waldmann, Ernst, Privatdozent, Danzig-
Langfuhr, Hermannshoferweg 2.
- ⁷¹⁵ Walter, M., Schiffbau - Direktor, Bremen,
Nordd. Lloyd, Zentralbureau.
- Walter, J. M., Ingenieur und Direktor,
Berlin NW, Alt-Moabit 108.
- Walter, W., Schiffbau-Ingenieur, Grabow
a. O., Blumen-Str. 20—21.
- Wandesleben, Dipl.-Ing., Essen-Ruhr, Am
Stadtgarten 16.
- Weedermann, E. J., Schiffbaumeister, Flens-
burg, Ecke Schiffbrücke und Herrnstadt-
straße 19.
- ⁷²⁰ Weichardt, Marine-Maschinen-Baumeister,
Kiel, Feldstraße 78.
- Weidemann, H. S., Werftdirektor der Königl.
Norwegischen Marine, Holmenkollen bei
Kristiania.
- Weir, William, Direktor, i. Fa. G. & J. Weir
Ltd., Holm-Foundry, Cathcart b. Glasgow.
- Weiss, Georg, Regierungsrat, Grunewald,
Erdenerstr. 3.
- Weiss, Otto, Ingenieur, Halensee - Berlin,
Karlsruher Str. 2.
- ⁷²⁵ Weitbrecht, Dr. Ing., Oberingenieur, Stettin,
Vulcanwerke.
- Wellmann, Max., Ingenieur, Brake, Olden-
burg, Süderdeichstr.
- Wencke, F. W., Schiffbau-Ingenieur, Geeste-
münde, Quer-Str. 3.
- Wendenburg, H., Marine-Schiffbaumeister,
Tsingtau, China, Hafenpostamt.
- Werner, A., Schiffbau - Oberingenieur,
Hamburg 13, Rentzelstr. 15.
- Westphal, Gustav, Schiffbau - Ingenieur,⁷³⁰
Kiel - Gaarden, Fried. Krupp A.-G.,
Germaniawerft, Bellmann-Str. 15.
- Wichmann, Dipl.-Ing., Marine - Schiffbau-
meister, Kiel, Feldstr. 144c.
- Wiebe, Ed., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur,
Werft von F. Schichau, Elbing, Holländer
Chaussee 27.
- Wiebe, Th., Schiffsmaschineningenieur, Stettin-
Grabow, Blumenstr. 17.
- Wiegand, V., Ingenieur, Danzig-Langfuhr,
Haupt-Str. 91.
- Wiemann, Paul, Ingenieur und Werft-⁷³⁵
besitzer, Brandenburg a. H.
- Wiesinger, W., Geheimer Marine-Baurat
und Schiffbaudirektor a. D., Kiel, Düppel-
str. 23.
- Wiesinger, W., Marine - Schiffbaumeister,
Kiel, Waitz-Str. 27.
- Wigand, Albert, Diplom-Ingenieur, Schmar-
gendorf, Helgolandstr. 3.
- Wigelius, Beratender Ingenieur des Motoren-
baues, Stockholm, 17 Kaptensgatan.
- Wigger, Hans, Marine-Baumeister, Berlin-⁷⁴⁰
Südende, Halskestr. 32 III.
- Wigankow, Franz, Fabrikant, Hamburg,
Klärenchenstr. 18.
- Wiking, And. Fr., Schiffbau-Ingenieur, Stock-
holm, Slußplan 63b.
- Willemse, Friedrich, Schiffbau-Ingenieur
und Besichtiger des Germanischen Lloyd,
Düsseldorf, Kaiser-Wilhelm-Str. 38.
- William, Curt, Marine - Oberbaurat und
Maschinenbau-Betriebsdirektor, Wilhelms-
haven, Prinz-Heinrich-Str. 83.
- Wilson, Arthur, Schiffbau - Oberingenieur,⁷⁴⁵
Grabow a. O., Burg-Str. 11.
- Wimplinger, A., Diplom-Ingenieur, Aachen,
Hubertusstr. 5.
- Winter, M., Oberingenieur, Klein-Flottbeck
b. Altona, Wilhelmstr. 7.
- Wippern, C., Inspektor des Norddeutschen
Lloyd, Bremerhaven.

Fachmitglieder.

- Witte, Gust. Ad., Schiffbau-Ingenieur, Werft von Heinr. Brandenburg, Blankenese, Strandweg 80.
- ⁷⁵⁰ Wittmaak, H., Diplom-Ingenieur, techn. Hilfsarbeiter im Reichs-Marine-Amt, Berlin-Zehlendorf, Potsdamer Str. 29.
- Wittmann, Marine - Maschinenbaumeister, Wilhelmshaven, Bismarckstr. 81.
- Wolff, Friedrich, Schiffbau-Ingen., Wellingsdorf b. Kiel, Gabelsbergerstr. 35.
- Worsoe, W., Ingenieur, Germaniawerft, Kiel-Gaarden.
- Wulff, D., Ober-Inspektor der D. D. Ges. Hansa, Bremen, Altmann-Str. 34.
- ⁷⁵⁵ Wustrau, H., Marine - Schiff - Baumeister, Kiel, Feldstraße 68.
- Wys, Fr. S. C. M., Oberingenieur der Königl. Niederländischen Marine, Helder.
- Zarnack, M., Geh. Regierungsrat und Professor a. D., Berlin W 57, Göben-Str. 9.
- Zeise, Alf., Senator, Ingenieur und Fabrikbesitzer, i. Fa. Theodor Zeise, Altona-Othmarschen, Reventlow-Str. 10.
- Zeiter, F., Ingenieur und Oberlehrer am Technikum Bremen, Bülow-Str. 22.
- Zeitz, Direktor, Kiel, Kirchhofsallee 46. ⁷⁶⁰
- Zeltz, A., Schiffbau-Direktor a. D., Bremen; Olbers-Str. 12.
- Zetzmann, Ernst, Direktor der Akt.-Ges. „Weser“, Bremen, Lobbendorfer Str. 9.
- Zickerow, Karl, Schiffb.-Ingenieur, Lehe a. Weser, Hannastr. 3, pt.
- Ziehl, Emil, Oberingenieur, Berlin-Weißensee, Langhans-Str. 128/131.
- Zilliax, Richard, Schiffbau-Ingenieur, Stettin, ⁷⁶⁵ Deutsche Str. 66.
- Zimmer, A. H. A., Ingenieur, i. Fa. J. H. N. Wichhorst, Hamburg, Arningstr.
- Zimmermann, Erich, Dipl.-Ing., Hamburg, Grindelallee 164.
- Zimnic, Josef Oscar, k. und k. Maschinenbau-Oberingenieur III. Klasse, Budapest, Szobiuscza 4.
- Zirn, Karl A., Direktor der Schiffswerft und Maschinenfabrik vorm. Janßen & Schmilinsky A.-G., Hamburg, Hochallee 119 II.
- Zöpf, Th., Schiffsmaschinenbau - Ingenieur ⁷⁷⁰ der Schiffswerft und Maschinenfabrik Akt.-Ges. vorm. Lange & Sohn, Riga.

5. Mitglieder.

a) *Lebenslängliche Mitglieder:*

- Achelis, Fr., Konsul, Präsident des Norddeutschen Lloyd, Bremen, Am Dobben 25.
- Arnhold, Eduard, Geheimer Kommerzienrat, Berlin W, Französische Str. 60/61.
- Bergmann, Sigmund, Geh. Baurat, Generaldirektor der Bergmann - Elektr. - Werke, Berlin N 65, Oudenarderstr. 23—32.
- Biermann, Leopold O. H., Künstler, Bremen, Blumenthal-Str. 15.
- ⁷⁷⁵ v. Borsig, Ernst, Kommerzienrat und Fabrikbesitzer, Berlin N, Chaussee-Str. 6.
- Boveri, W., i. Fa. Brown, Boveri & Cie., Baden (Schweiz).
- Brügmann, Wilh., Kommerzienrat, Hüttensitzer und Stadtrat, Dortmund, Born-Str. 23.
- Buchloh, Hermann, Reeder, Mülheim-Ruhr, Friedrich-Str. 26.
- Cassirer, Hugo, Dr. phil., Chemiker und Fabrikbesitzer, Charlottenburg, Kepler-Str. 1/7.
- Claussen, Carl Fr., Kaufmann, Hamburg, ⁷⁸⁰ Eppendorfer Landstr. 56.
- Edye, Alf., i. Fa. Rob. M. Sloman jr., Hamburg, Baumwall 3.
- Fehlert, Carl, Zivilingenieur und Patentanwalt, Berlin SW 61, Belle-Alliance-Platz 17.
- Flohr, Carl, Kommerzienrat und Fabrikbesitzer, Berlin N 4, Chaussee-Str. 28 b.
- Forstmann, Erich, Kaufmann, i. Fa. Schulte & Schemmann und Schemmann & Forstmann, Hamburg, Neueburg 12.
- v. Guilleaume, Max, Kommerzienrat, Köln, ⁷⁸⁵ Apostelnkloster 15.

- Gutjahr, Louis, Kommerzienrat, Generaldirektor d. Badischen A.-G. f. Rheinschiffahrt u. Seetransport, Antwerpen.
- Harder, Hans, Ingenieur, Wannsee, Waltheri-Str. 34.
- Heckmann, G., Königl. Baurat u. Fabrikbesitzer, Berlin W 62, Maaßen-Str. 29.
- Heß, Henry, Ingenieur, 928 Witherspoon Building, Philadelphia, Pa. U. S. A.
- ⁷⁹⁰ von der Heydt, August, Freiherr, Generalkonsul und Kommerzienrat, Elberfeld.
- Huldschinsky, Oscar, Fabrikbesitzer, Berlin W 10, Matthäikirch-Str. 3a.
- Jacobi, C. Adolph, Konsul, Bremen, Osterdeich 58.
- Kannengießer, Louis, Geh. Kommerzienrat und Würtembergischer Konsul, Mülheim a. d. Ruhr.
- Karcher, Carl, Reeder, i. Fa. Raab, Karcher & Co., G. m. b. H., Mannheim P. 7. 15.
- ⁷⁹⁵ Kessler, E., Direktor der Mannheimer Dampfschiffahrts-Gesellschaft, Mannheim, Parkring 27/29.
- Kiep, Johannes N., Kaiserl. Deutscher Konsul a. D., Ballenstedt-Harz, Haus Kiep.
- Krupp von Bohlen und Halbach, Exzellenz, Dr. phil., Kaiserl. außerordentl. Gesandter und bevollmächtigter Minister, Essen-Ruhr, Villa Hügel.
- Küchen, Gerhard, Kommerzienrat, Mülheim a. d. Ruhr.
- v. Linde, Carl, Dr., Dr.-Ing., Geheimer Hofrat, Professor, Thalkirchen bei München.
- ⁸⁰⁰ Loesener, Rob. E., Schiffsreeder, i. Fa. Rob. M. Sloman & Co., Hamburg, Alter Wall 20.
- Märklin, Ad., Kommerzienrat, Haus Nußberg b. Niederwalluf, Rheingau.
- Meister, C., Direktor der Mannheimer Dampfschiffahrts-Gesellschaft, Mannheim.
- Meuthen, Wilhelm, Direktor der Rheinschiffahrts-Aktien-Gesellschaft vorm. Fendel, Mannheim.
- Moleschott, Carlo H., Ingenieur, Konsul der Niederlande, Rom, Via Volturno 58.
- ⁸⁰⁵ v. Oechelhaeuser, Wilh., Dr.-Ing., Generaldirektor, Dessau.
- Oppenheim, Franz, Dr. phil., Fabrikdirektor, Wannsee, Friedrich-Carl-Str. 24.
- Pintsch, Albert, Fabrikbesitzer, Berlin O, Andreas-Str. 72/73.
- Plate, Geo, früher Präsident des Norddeutschen Lloyd, Neu-Globus, Post Meuz i. d. Mark.
- Ravené, Geheimer Kommerzienrat, Berlin C, Wall-Str. 5/8.
- Riedler, A., Dr., Geh. Regierungsrat und ⁸¹⁰ Professor, Charlottenburg, Königl. Techn. Hochschule.
- Rinne, H., Hüttdirektor, Angerort, Post Duisburg.
- Roer, Paul G., Vorsitzender im Aufsichtsrat der Nordseewerke, Emder Werft und Dock Aktien-Gesellschaft zu Emden, Berlin SW 11, Kleinbeerenerstr. 9.
- Schappach, Albert, Bankier, Berlin, Markgrafen-Str. 48 I.
- Scheld, Theodor Ch., Technischer Leiter der Firma Th. Scheld, Hamburg 11, Elb-Hof.
- v. Siemens, Wilh., Geheimer Regierungsrat, ⁸¹⁵ Dr.-Ing., Berlin SW, Askanischer Platz 3.
- Simon, Felix, Rentier, Berlin W, Matthäikirch-Str. 31.
- Siveking, Alfred, Dr. jur., Rechtsanwalt, Hamburg, Gr. Theater-Str. 35.
- Sinell, Emil, Ingenieur, Berlin W 15, Kurfürstendamm 26.
- v. Skoda, Karl, Ing., Pilsen, Ferdinand-Str. 10.
- Sloman, Fr. L., i. Fa. F. L. Sloman & Co., ⁸²⁰ St. Petersburg, Wassili-Ostrow 2, Linie Nr. 13.
- Smidt, J., Konsul, Kaufmann, in Fa. Schröder, Smidt u. Co., Bremen, Söge-Str. 15 A.
- Stahl, H. J., Dr.-Ing., Kommerzienrat, Düsseldorf, Ost-Str. 10.
- Stinnes, Gustav, Kommerzienrat, Reeder, Mülheim a. Ruhr.
- Traun, H. Otto, Fabrikant, Hamburg, Meyerstraße 60.
- Ulrich, R., Verwaltungs-Direktor des Germanischen Lloyd, Berlin NW, Alsen-Str. 12.
- Woermann, Ed., Konsul und Reeder, i. Fa. C. Woermann, Hamburg, Gr. Reichen-Str. 27.

b) Ordnungsmäßige Mitglieder:

- Abé, Rich., Betriebsdirektor bei Fried. Krupp, Annen (Westf.), Steinstr. 27.
- Abel, Rud., Geheimer Kommerzienrat, Stettin, Heumarkt 5.
- Ach, Narziß, Universitäts-Professor, Königsberg, Universität.
- ⁸³⁰ v. Achenbach, Königl. Landrat, Berlin W 10, Viktoriastr. 18.
- Achgelis, H., Ingenieur u. Fabrikbesitzer, Geestemünde, Dock-Str. 9.
- Ahlborn, Friedrich, Dr. phil., Professor, Oberlehrer, Hamburg 22, Uferstr. 23.
- v. Ahlefeld, Vize-Admiral z. D., Exzellenz, Bremen, Contrescarpe 71.
- Ahlers, Karl, Kaufmann und Reeder, Bremen, Holzhafen.
- ⁸³⁵ Ahlfeld, Hans, Oberingenieur der A. E. G., Kiel, Holtenauer Str. 173.
- Alexander-Katz, Bruno, Dr. jur., Patentanwalt, Berlin SW 48, Wilhelmstr. 139.
- Althof, Julius, Fabrikdirektor, Magdeburg, Kaiserstr. 55a.
- Amsinck, Arnold, Reeder, i. Fa. C. Woermann, Hamburg, Gr. Reichen-Str. 27.
- Amsinck, Th., Direktor der Hamburg-Südamerikan. Dampfschiffahrts - Gesellschaft, Hamburg, Holzbrücke 8 I.
- ⁸⁴⁰ Anger, Paul, Ober-Ingenieur, Berlin NW 21, Alt-Moabit 84 b.
- Ansgorge, Martin, Ingenieur, Berlin W 9, Potsdamer Str. 127/128.
- Appel, Paul, Dipl.-Ing., Kiel, Karlstr. 16 pt.
- Arenhold, L., Korvetten - Kapitän a. D., Marinemaler, Kiel, Düsternbrook 106.
- Arldt, C., Dr.-Ing., Elektro-Ingenieur, Berlin W 30, Elssholzstr. 5.
- ⁸⁴⁵ v. Arnim, V., Admiral, à la Suite des Seeoffizierkorps, Exzellenz, Kiel.
- Arp, H. F. C., Reeder, Hamburg, Mönckebergstr., Haus Roland.
- Asthöwer, Walter, Dr.-Ing., Betriebsingenieur der Fa. Fried. Krupp A.-G., Essen-Ruhr, Hofstr. 36.
- Auerbach, Erich, Prokurist, Berlin NW 40, Heidestr. 52.
- Aufhäuser, Dr. phil., beeidigter Handelschemiker, Hamburg, Alte Gröninger Str.
- Baare, Fritz, Geh. Kommerzienrat, General-⁸⁵⁰ direktor des Bochumer Vereins, Bochum.
- v. Bach, C., Dr.-Ing., Baudirektor, Professor a. d. Technischen Hochschule in Stuttgart, Stuttgart, Johannesstr. 53.
- Bahl, Johannes, Oberingenieur, Nonnendamm b. Berlin, Nonnendamm-Allee 82.
- Ballin, Dr.-Ing., General - Direktor der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Alsterdamm.
- Balz, Hermann, Ober-Ingenieur, Stuttgart, König-Str. 16.
- Banner, Otto, Dipl.-Ing., Chief - Engineer, ⁸⁵⁵ Ingersoll - Rand Co., Phillipsburg, N. J. U. S. A.
- Banning, Heinrich, Fabrikdirektor, Hamm i. Westf., Moltke-Str. 7.
- Barckhan, Paul, Kaufmann, Bremen, Albutenstraße 1a.
- Bartels, Georg, Direktor der Land- und Seekabelwerke, Aktiengesellschaft, Köln-Nippes, Riehlerstr. 53.
- Bartling, W., Kapitän, Vorstand der naut. Abt. d. Nordd. Lloyd, Bremen.
- Bartsch, Carl, Direktor des „Astillero-⁸⁶⁰ Behrens“, Valdivia, Chile.
- Baumann, M., Walzwerks-Chef, Burbach a. S., Hoch-Str. 17.
- Becker, Erich, Fabrikbes., Berlin-Reinickendorf-Ost, Graf-Roedern-Allee 18—24.
- Becker, J., Fabrikdirektor, Kalk b. Köln a. Rh., Kaiser-Str. 9.
- Becker, Julius Ferdinand, Schiffbau-Ingenieur, Glücksburg (Ostsee).
- Becker, Julius, Obering. d. Fa. Fried. Krupp, ⁸⁶⁵ A.-G., Essen-Ruhr, Hohenzollernstr. 22.
- Becker, Theodor, Ingenieur, Berlin NO, Elbinger Str. 15.
- Beckh, Georg Albert, Kommerzienrat und Fabrikbes., Nürnberg, Laufergasse 20.
- Beckh, Otto, Dipl.-Ing. und Ober-Ing. der Germaniawerft, Kiel 15, Karl-Str.
- Beckmann, Dr., Ober-Ing. d. Accumulatoren-Fabrik A. G., Zehlendorf b. Berlin, Beeren-Str. 2.

- ⁸⁷⁰ Beeken, Hartwig, Kaufmann, i. Fa. D. Stehr, Hamburg 9, Vorsetzen 42.
- Beikirch, Franz Otto, Direktor, Oberingenieur der Gutehoffnungshütte, Magdeburg-Buckau, Feldstr. 43.
- Béjeuhr, P., Geschäftsführer, Berlin W, Nollendorfplatz 3.
- Belitz, Georg, Redakteur des „Wassersport“, Berlin, Friedrich-Str. 239.
- Bendemann, F., Dr.-Ing., Direktor, Berlin-Johannisthal, Flugplatz.
- ⁸⁷⁵ Benkert, Hermann, Oberingenieur, Hamburg, Oderfelder Str. 42.
- Berg, Fritz, Hüttendirektor, Engers a. Rh., Concordiahütte.
- Bergmann Otto, Maschb.-Ingenieur, Kiel, Bugenhagenstr. 6.
- Bergner, Fritz, Kaufmann, Hannover, Im Moor 24.
- Berndt, Franz, Kaufmann und Stadtrat, Swinemünde, Lootsen-Str. 51, I.
- ⁸⁸⁰ Bernigshausen, F., Direktor, Berlin W 15, Kurfürstendamm 132.
- Bertens, Eugen, Ingenieur der Chilenischen Kriegsmarine, Dique de Carena, Talcahuano, Chile.
- Beschoren, Karl, Diplom-Ingenieur, Regensburg, Sedanstr. 19 III.
- Bier, A., Amtlicher Abnahme-Ingenieur, St. Johann a. d. Saar, Kaiser-Str. 30.
- Bierans, S., Ingenieur, Bremerhaven, Siel-Str. 39 I.
- ⁸⁸⁵ Bitterling, Willi, Marine-Ingenieur, Stettin, Elisabethstr. 18.
- Blaum, Rudolf, Direktor der Atlas-Werke A.-G., Bremen.
- Blohm, Rud., Dipl.-Ing., Hamburg, Harvestehuder Weg 10.
- Bluhm, E., Fabrikdirektor, Berlin S, Ritter-Straße 12.
- Blumenfeld, Bd., Kaufmann und Reeder, Hamburg, Dovenhof 77/79.
- ⁸⁹⁰ Böcking, Rudolph, Geheimer Kommerzienrat, Halbergerhütte b. Brebach a. d. Saar.
- Bode, Alfred, Direktor, Hamburg 20, Rotenbaum-Chaussee 11.
- v. Bodenhausen, Exzellenz, Freiherr, Vice-Admiralz. D., Gr. Lichterfelde W., Thekla-Str. 8.
- Bögel, W. Hüttendirektor, i. Fa. Henschel & Sohn Abt. Henrichshütte, Hattingen-Ruhr.
- Böger, M., Direktor der Vereinigten Bugsier- und Frachtschiffahrt-Gesellschaft, Hamburg, Trostbrücke 1 III, Laeiszhof.
- Böker, M., G., Technischer Direktor, Remscheid, Eberhard-Str. 22 a.
- Boner, Franz A., Dr. jur., Dispatcheur, Bremen, Börsen-Nebengebäude 24.
- Borja de Mozota, A., Direktor des Bureaus Veritas, Paris, 8 Place de la Bourse.
- Bormann, Geheimer Ober-Regierungsrat, Charlottenburg, Bleibtreu-Str. 12.
- v. Born, Theodor, Korvetten-Kapitän a. D., Düsseldorf, Uhland-Str. 11.
- Borowitsch, Vladimir, Ingenieur, Moskau, ⁹⁰⁰ Mjassnitzkaja, Haus Mischin.
- v. Borsig, Conrad, Kommerzienrat und Fabrikbesitzer, Tegel, Veit-Str. 17.
- Böttcher, Fr., Dr. jur., Direktor der Joh. C. Tecklenborg A.-G. Schiffswerft und Maschinenfabrik, Bremen, Bentheimstr. 17.
- Bramslöw, F. C., Reeder, Hamburg, Admiraliäts-Str. 33/34.
- Brand, Robert, Fabrikant, Remscheid-Hasten.
- Brandenburg, Jacob, Oberingenieur der ⁹⁰⁵ Gutehoffnungshütte, Sterkrade Rheinland.
- Brandt, Leopold, Direktor, Kassel-Wilhelms-höhe, Wigand-Str. 6.
- Brauer, Walther, Dipl.-Ing., Charlottenburg, Weimarer Str. 39.
- Braun, Harry, Dipl.-Ing. u. Mitbes. d. Werkzeugmaschinen-Fabrik u. Eisengießerei J. C. Braun, Reichenbach i. Vogtl.
- Bredow, Hans, Direktor d. Ges. f. drahtl. Telegraphie, Berlin SW 61, Tempelhofer Ufer 9.
- Breest, Wilhelm, Fabrikbesitzer, Berlin W, ⁹¹⁰ Cornelius-Str. 10.
- v. Breitenbach, Exzellenz, Staatsminister u. Minister der öffentl. Arbeiten, Berlin W, Wilhelm-Str. 79.
- Bremermann, Joh. F., Lloyd - Direktor, Bremen.
- Bresina, Richard, Fabrikdirektor, Stolberg, Rhld., Büsbacher Str. 61.
- Bretz, Hermann, Ingenieur, Berlin SW 68, Ritter-Str. 42/43.
- Breuer, L. W., Ingenieur, i. Fa. Breuer, ⁹¹⁵ Schumacher & Co., Kalk b. Köln a. Rh., Haupt-Str. 315.

- Briede, Otto, Ingenieur, Direktor der Benrather Maschinenfabrik-Akt.-Ges., Benrath b. Düsseldorf.
- Brieger, Heinrich, Kaufmann, Hamburg, Ferdinandstr. 63, I.
- Brinkmann, Gustav, Ingenieur u. Fabrikbesitzer, Witten-Ruhr, Garten-Str. 7.
- Broström, Dan, Schiffsreeder, Göteborg.
- ⁹²⁰ Bröckelmann, Ernst, Generaldirektor a. D., Kiel, Etenarch-Str. 53.
- Brunner, Karl, Ingenieur, Neckargemünd, Bahnhofstr. 57.
- Bruns, Hans, Dipl.-Ingenieur, Nürnberg, Bayreuther Str. 46.
- Bücking, Oberbaudirektor der Baudirektion der Freien und Hansestadt Bremen, Bremen, Werder-Str. 1.
- Bueck, Henri Axel, Generalsekretär, Wilmersdorf-Berlin, Pariser Str. 33/34.
- ⁹²⁵ Bühring, John Charles, Fabrikant, Hamburg 1, Sfeling-Str. 21.
- Burgmann, Robert, Dr.-Ing., Direktor der Asbest-Werke Feodor Burgmann, Dresden-Laubegast.
- Busch, Jacob, Ingenieur, Berlin NW 40, Heidestr. 52.
- Büttner, Dr. Max, Ingenieur, Berlin W 15, Schaperstr. 19.
- Burmeister, Joh., Marine - Oberstabs - Ing. a. D., Marienfelde b. Berlin, Adolfstr. 81.
- ⁹³⁰ Buschfeld, Wilh., Direktor, Kiel, Feldstr. 75.
- Buschow, Paul, Ingenieur, General-Vertreter von A. Borsig-Tegel, Hannover-Kleefeld, Kantstr. 6.
- Buz, H. v. Geheimer Kommerzienrat, Generaldirektor, Augsburg, Stadtbachstr. 7.
- Buz, Richard, Kommerzienrat, Direktor der Masch.-Fabr. Augsburg-Nürnberg A.-G., Augsburg.
- Calmon, Generaldirektor, Hamburg, Asbest- und Gummiwerke, Akt.-Ges.
- ⁹³⁵ Caspary, Gustav, Ing., Marienfelde bei Berlin.
- Caspary, Emil, Diplom-Ingenieur, Marienfelde bei Berlin.
- Cellier, A., Schiffsmakler, Hamburg, Neuer Wandrahm 1.
- Clouth, Max, Fabrikant und französ. Kon-sularagent, Köln-Nippes, Niehlerstr. 93.
- Colloredo-Mannsfeld, Graf Hieronymus, Linienschiffs-Leutnant, Österr. Ung. Mar.-Attaché, Berlin W, Tiergarten-Str. 14.
- Courtois, Louis, Civil-Ingenieur, Charlottenburg 5, Witzlebener Str. 3.
- Cruse, Hans, Dr., Ingenieur, Berlin W 50, Geisberg-Str. 29.
- Curti, A., Direktor der Daimler-Motoren-Gesellschaft, Marienfelde b. Berlin.
- Dahl, Hermann, Ingenieur und Direktor der Gesellschaft für moderne Kraftanlagen, Berlin W 35, Lützow-Str. 71.
- Dahlström, Axel, Direktor der Reederei Akt.-Ges. von 1896, Hamburg, Stein-höft 8-11, Elbhof.
- Dahlström, H. F., Direktor d. Nordd. Bergungs-Vereins, Hamburg, Neß 9 II.
- Dahlström, F. W. A., Direktor der Reederei Aktien-Gesellschaft von 1896, Hamburg, Vorsetzen 15 I.
- Dahlström, W., Rechtsanwalt, Hamburg, Jungfernstieg 8.
- Dallmer, Paul, Direktor der Krefelder Stahlwerke, Akt.-Ges., Berlin, Regensburger Str. 33a.
- D'Andrezel, Capitaine de Frégate, Paris, 45 avenue Kléber.
- Danneel, Fr., Dr. jur., Wirkl. Geheimer Admiralitätsrat, Grunewald bei Berlin, Trabener Str. 2.
- Dapper, Dr., Carl, Professor, Geheimer Medizinalrat, Bad Kissingen.
- Deichsel, A., Kommerzienrat, Myslowitz O.-S.
- Deissler, Rob., Ingenieur, Berlin SW, Gitschner Str. 108.
- Delbrück, Dr., Preuß. Staatsminister, Staatssekretär des Innern, Exzellenz, Berlin W 64, Wilhelm-Str. 74.
- Deutsch, Felix, Geh. Kommerzienrat, Direktor d. A. E. G., Berlin NW 40, Friedrich Karl-Ufer 2-4.
- Dieckhaus, Jos., Fabrikbesitzer und Reeder, Papenburg a. Ems.
- Diederichs, Direktor der Norddeutschen Seekabelwerke A.-G., Nordenham.
- Diederichsen G., jr., Schiffsreeder, i. Fa. M. Jebsen, Hamburg-Reichenhof.
- Diederichsen, H., Schiffsreeder, Kiel.
- Diesel, Rudolf, Dr. Ing., Zivil-Ingenieur, München, Maria-Theresia-Str. 32.
- Dieterich, Georg, Direktor der Sächsischen Maschinen-Fabrik vorm. Rich. Hartmann Akt.-Ges., Berlin-Halensee, Kurfürsten-damm 103/4.

- Dietrich, Otto, Fabrikbesitzer, Charlottenburg, Potsdamer Str. 35.
- Ditges, Rud., Generalsekretär des Vereins Deutscher Schiffswerften, Berlin W 10, Lützowufer 13.
- Dittmer, Kapitän z. See a. D., Berlin NW 6, Luisen-Str. 33/34.
- ⁹⁶⁵ Dodillet, Richard A., Ober-Ingenieur, Südende bei Berlin, Potsdamer Str. 27.
- Doden, Friedrich, Diplom-Ingenieur, Bremen, Bismarck-Str. 98.
- Doertelmann, Fried., Reeder, Duisburg.
- Doettloff, Egmont, Dipl.-Ing., Cassel, Rolandstr. 2.
- Döhne, Ferd., Dr.-Ing., Direktor b. A. Borsig, Tegel.
- ⁹⁷⁰ Dolberg, E., Kapitänleutnant zur See, Wilhelmshaven.
- Dörken, Georg, Heinrich, Fabrikbesitzer, i. Fa. Gebr. Dörken, G. m. b. H., Gevelsberg i. W.
- Dransfeld, Wilh. Fr., Kaufmann, Kiel, Hohenbergstr. 24.
- Dreger, P., Hüttendirektor, Peine bei Hannover.
- Driessen, Paul, Schiffbau-Ingenieur, Chefingenieur im kaiserl. osm. Marine - Ministerium, Constantinopel, Deutsche Post.
- ⁹⁷⁵ Duncker, Arthur, Assekuradeur, Hamburg, Trostbrücke 1, Laeiszhof.
- Duschka, H., Fabrikant, i. Fa. F. A. Sening, Hamburg 37, Klosterallee 55, hchpt.
- Dücker, A., Direktor der nautischen Abteilung der Woermann-Linie und der deutschen Ost-Afrika-Linie, Kapitän, Hamburg, Afrikahaus, Gr. Reichen-Str.
- Dümpling, W., Kommerzienrat, Schönebeck a. E.
- Dürr, Ludwig, Zivil-Ingenieur, Icking, b. München, Haus Luginsland.
- ⁹⁸⁰ Ecker, Dr. jur., Direktor der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Alsterdamm.
- Eckermann, Kontreadmiral, Wilhelmshaven, Kaiserl. Werft.
- Eckmann, C. John, Maschinen-Inspektor der Deutsch-Amerikan. Petrol.-Ges., Hamburg, Neuer Jungfernstieg 21.
- Ehlers, Otto, Diplom-Ingenieur, Charlottenburg, Hebbelstr. 7.
- Ehlers, Paul, Dr. jur., Rechtsanwalt, Hamburg, Adolfsbrücke 4.
- Ehrensberger, E., Dr. Ing., Mitglied des ⁹⁸⁵ Direktoriums der Firma Fried. Krupp, Essen-Ruhr.
- Eich, Nicolaus, Direktor, Düsseldorf, Stern-Str. 38.
- Eichhoff, Professor a. d. Königl. Bergakademie Berlin, Charlottenburg, Mommsen-Str. 57.
- v. Eickstedt, A., Admiral z. D., Exzellenz, Berlin W 15, Olivaer Platz 71.
- Eigenbrodt, Reinhard, Generaldirektor der Deutsch-Luxemb. Bergwerks- u. Hütten-A.-G. Union, Dortmund.
- Eilert, Paul, Direktor, Hamburg, St. Annen 1. ⁹⁹⁰
- v. Einem, George, Kapitänleutnant a. D., Gotha, Göthestr. 2.
- Ekman, Gustav, Ehrendoktor, Göteborg, Mek. Werkstad.
- Ellingen, W., Ingenieur, Direktor der J. Pohlig A.-G., Köln-Zollstock.
- Emden, Paul, Dr., Ober-Ing. der Bergmann Elektrizitätswerke A.-G., Abt. für Schiffs-turbinen, Berlin, Flotowstr. 5.
- Emmerich, Ernst, Oberingenieur d. Fa. ⁹⁹⁵ Fried. Krupp A.-G., Essen-Ruhr, Guß-stahlfabrik.
- Emsmann, Kontre-Admiral a. D., Charlottenburg, Knesebeck-Str.
- Engel, K., Mitinhaber der Werft von Heinr. Brandenburg, Hamburg, Feldbrunnen-Str. 46.
- Engelhard, Arnim, Ingenieur, Offenbach a. M., i. Fa. Gollet & Engelhardt.
- Engelhausen, W., Betriebs-Ingenieur, Bremen, Luther-Str. 55.
- Engelke, Felix, Direktor, Schöneberg b. Berlin, ¹⁰⁰⁰ Innsbrucker Str. 42.
- Engelmayer, Otto, Ingenieur, Halensee, Joachim-Friedrich-Str. 25.
- Engels, Hubert, Geheimer Hofrat und Professor, Dresden-A., Koitzerstr. 16.
- Essberger, J. A., Direktor der Elektrizitätsges. f. Kriegs- u. Handelsmarine, Berlin, Königgrätzer Str. 6.

- von Eucken - Addenhausen, Georg, Exzellenz, Wirklicher Geheimer Rat und Großherzoglich Oldenburgischer Gesandter, Berlin W 15, Kaiserallee 207.
- ¹⁰⁰⁵ Faber, Theodor, Schiffahrtsdirektor, Hirschfeld i. Sachsen.
- Fabig, Hermann, Dipl.-Ing., Direktor der Bonner Maschinen-Fabrik Mönkemöller G. m. b. H., Bonn a. Rh., Hofgarten-Str. 12.
- Faramond, de, G. Vicomte, Fregattenkapitän, Marine-Attaché bei der französischen Botschaft, Berlin W 30, Hohenzollern-Str. 15.
- Fasse, Ernst, Ingenieur, Hanseatische Dampfschiffahrts-Gesellschaft, Lübeck.
- Fendel, Fritz, Direktor der Rheinschiffahrt-Aktiengesellschaft vorm. Fendel, Mannheim, Parkring 37.
- ¹⁰¹⁰ Fischer, Curt, Salomon, Direktor der Sächsisch-Böhmisichen Dampfschiffahrts-Gesellschaft, Dresden-A., Gerichtsstr. 26 II.
- Fischer, Ernst, Ingenieur, Danzig, Hansagasse 6 u. 7.
- Fischer, Heinrich, Fabrikbesitzer, Stettin, Birkenallee 3 a.
- Fischer, M., techn. Direktor der Lokomotivfabrik Heinrich Lanz, Heidelberg, Neuenheimer Land-Str. 64.
- Fitzner, R., Fabrikbesitzer, Laurahütte O.-S.
- ¹⁰¹⁵ Fleck, Richard, Fabrikbesitzer, Berlin N, Chaussee-Str. 29, II.
- Flender, H. Aug., Direktor der Brückenbau-Flender-Act.-Ges., Benrath.
- Flohr, Willy, Dipl.-Ingenieur, Berlin N 4, Chaussee-Str. 35.
- Flügger, Eduard, Fabrikant, Hamburg, Rödingsmarkt 19.
- Förster, Georg, i. Fa. Emil G. v. Höveling, Hamburg, Lerchenfeld 7.
- ¹⁰²⁰ François, H. Ed., Konstrukteur elektrischer Apparate für Kriegs- und Handelsschiffe, Hamburg, Große Bleichen 27, Kaiser-Galerie.
- Franke, Rudolf, Dr., Direktor d. Akt.-Ges. Mix & Genest, Privatdozent a. d. Kgl. Techn. Hochschule, Südende, Bahnstr. 18.
- Freund, Walter, Ingenieur, Mitinhaber der Flexilis Werke G. m. b. H., Tempelhof bei Berlin.
- Friedhoff, L., Bureauvorsteher der Burbacher-hütte, Burbach a. Saar.
- Friedlaender, Konrad, Korvettenkapitän z. D., Kiel, i. Fa. Neufeldt & Kuhnke, Holtenauer Str. 62.
- de Fries, Wilhelm, i. Fa. Wilhelm de Fries ¹⁰²⁵ & Co., Düsseldorf, Hansahaus.
- Fritz, Heinrich, Ingenieur, Elbing, Große Lastadien-Str. 11.
- Fritze, Joh., Ingenieur, Heegermühle bei Eberswalde, Poststr. 7.
- Frölich, Fr., Dipl.-Ing. Düsseldorf, Breite Straße 27.
- Frommann, Walter, Fregattenkapitän a. D., Schöneberg bei Berlin, Innsbrucker Str. 42.
- Frühling, O., Regierungs-Baumeister, Braun-¹⁰³⁰ schweig, Monumentsplatz 5.
- Fürbringer, Geh. Regierungsrat, Oberbürgermeister, Emden, Bahnhof-Str. 10.
- Funck, Carl, Direktor der Elbinger Metallwerke G. m. b. H., Elbing, Äußerer Georgendamm 25 a.
- Gädecke, Kontre-Admiral, Berlin, Reichsmarineamt. Wohnung: W. 50, Pragerstr. 33.
- Galland, Leo, Ingenieur, Berlin W 15, Kaiserallee 204.
- Galli, Johs., Hüttdirektor a. D., Oberbergrat, ¹⁰³⁵ Professor für Eisenhüttenkunde a. d. Kgl. Bergakademie Freiberg i. Sa.
- Ganssauge, Paul, Prokurist der Firma F. Laeisz, Hamburg, Trostbrücke 1.
- Genest, W., Baurat, Generaldirektor der Aktien-Gesellschaft Mix & Genest, Berlin W 9, Schellingstr. 12.
- Gerdau, B., Direktor, Düsseldorf-Grafenberg, p. a. Haniel & Lueg.
- Gerdes, G., Kontre-Admiral und Direktor des Waffen-Departements im R.-M.-A., Berlin-Wilmersdorf, Prager Platz 1.
- Gerds, Gustav F., Kaufmann, Bremen, ¹⁰⁴⁰ Soege-Str. 42—44.
- Gerling, F., Reeder i. Fa. Marschall & Gerling, Antwerpen.
- Geyer, Wilh., Regierungsbaumeister a. D., Berlin W, Luitpold-Str. 44.
- Gillhausen, G., Geh. Baurat, Dr. -Jug., Mitglied des Direktoriums d. Fa. Fried. Krupp A.-G., Essen a. Ruhr, Hohenzollern-Str. 12.

- Glatzel, Bruno, Professor Dr., Berlin, Gneisenau-Str. 4.
- ¹⁰⁴⁵ Gleitz, Ernst, Direktor der Neuen Deutsch-Böhmischem Elbschiffahrt-A.-G., Dresden, Max-Str. 17.
- Glitz, Erich, Geschäftsführer des Schiffbau-stahl-Kontors G. m. b. H., Essen-Ruhr, Selma-Str. 15.
- Goedhart, P. C., Direktor der Gebrüder Goedhart A.-G., Düsseldorf, Kaiser-Wilhelm-Str. 40.
- Goldtschmidt, Dr. Hans, Fabrikbesitzer, Essen a. Ruhr, Bismarck-Str. 98.
- v. d. Goltz, Rüdiger, Freiherr, Korvetten-kapitän a. D., Berlin-Halensee, Kur-fürstendamm 139.
- ¹⁰⁵⁰ Goßler, Oskar, Inhaber d. Fa. John Monning-ton, Hamburg, Rödingsmarkt 58.
- Gradenwitz, Richard, Ingenieur und Fabrik-besitzer, Berlin S 14, Dresdener Str. 38.
- Graefe, Professor Dr., Bibliothekar d. Techn. Hochschule, Darmstadt.
- Grah, Peter, Vorstand der Firma Sundwiger Eisenhütte Maschb. A.-G., Sundwig, Kr. Iserlohn.
- Greiser, G., Fabrikbesitzer, i. Fa. Greiser-werke G. m. b. H., Metallwarenfabrik, Hannover, Anger-Str. 11-14.
- ¹⁰⁵⁵ Griebel, Franz, Reeder, Stettin, Große Lastadie 56.
- Griese, Korvettenkapitän a. D., Berlin-Wilmersdorf, Uhland-Str. 127.
- Grosse, Carl, Generalvertreter von Otto Gruson & Co., Buckau, Hamburg, Alster-damm 16/17.
- Gruber, Karl, Technischer Direktor, Rheydt, Firma Otto Froriep G. m. b. H.
- Grunow, Roderich, Kaufmann, Stettin, Gr. Oder-Str. 10.
- ¹⁰⁶⁰ Grünwald, Siegfr., Schiffahrts - Direktor, Dresden, Permoserstr. 13 I.
- de Gruyter, Dr. Paul, Fabrikbesitzer, Berlin W, Kurfürstendamm 36.
- Guggenheim, Dr., Fabrikdirektor u. franz. Konsul, Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.-G., Augsburg, Völkstr. 4.
- Guilleaume, Emil, Kommerzienrat, Dr. Ing., Mülheim a. Rh., Bahnstr. 94.
- Günther, R., Regierungsbaumeister a. D., Friedberg, Hessen, Bismarckstr. 20.
- Gutermuth, M. F., Geh. Baurat u. Professor ¹⁰⁶⁵ a. d. Techn. Hochschule zu Darmstadt.
- Guthknecht, Dipl.-Ingenieur, Patentanwalt, Dortmund, Ostenhellweg 1.
- Guthmann, Robert, Baumeister und Fabrik-besitzer, Berlin W, Voß-Str. 18.
- Gütschow, Wilhelm, Diplom-Ingenieur, Danzig, Schichaugasse 14.
- Haack, Hans, Kaufmann, i. Fa. Haack & Nebelthau, Bremen.
- Habich, Paul, Regierungs-Baumeister a. D., ¹⁰⁷⁰ Direktor der Aktien-Gesellschaft für über-seeische Bauunternehmungen, Berlin W 31, Landshuter Str. 25.
- Haendler, Edmund, Kaufmann, Mannheim, Renz-Str. 7.
- Hackelberg, Eugen, Kaufmann, Charlottenburg, Knesebeck-Str. 85.
- Hahn, Aug., Direktor, Berlin W 30, Berchtes-gadener Str. 12.
- Hahn, Dr. phil. Georg, Fabrikbesitzer, Ber-lin W 10, Tiergarten-Str. 21.
- Hahn, Willy, Dr. jur., Rechtsanwalt und Notar, ¹⁰⁷⁵ Berlin W 62, Lützow-Platz 2.
- Haller, M., Civil-Ingenieur, Berlin NW., Alt-Moabit 110.
- Hammar, Birger, Kaufmann, Hamburg, Bürgermeisterhaus, Neuerwall 75/79.
- Hammer, Felix, Dipl.-Ing., Stettin, Bugen-hagen-Str. 17.
- Hammler, Ernst, Direktor der Görlitzer Maschinenbau A.-G., Görlitz.
- Harbeck, M., Hamburg, Glashüttenstr. 37/40. ¹⁰⁸⁰
- Hardcastle, F. E., Besichtiger des Germ. Lloyd, Bureau Veritas usw., Bombay, Apollo-Str. 89.
- Harms, Gustav, Eisengießereibesitzer, Ham-burg 29, Norder Elb-Str. 77/81.
- Harms, Otto, Vorstand der Deutsch-Austral. D. G., Hamburg, Trostbrücke 1.
- Hartmann, Eugen, Professor, Ingenieur, Frankfurt a. M. König-Str. 97.
- Hartmann, Otto H., Ober-Ing. der Schmidt-¹⁰⁸⁵ schen Heißdampfanlagen, Cassel, Wil-helmshöhe, Rolandstr. 2.
- Hartmann, W., Professor, Grunewald-Berlin, Trabener Str. 2.
- Hartwig, Rudolf, Dipl.-Ingenieur, Mitglied des Direktoriums der Firma Fried. Krupp, A.-G., Essen-Ruhr, Hohenzollern-Str. 34.

- Heegewaldt, A., Fabrikbesitzer, Charlottenburg, Leibnizstr. 91.
- Heemsoth, Heinrich, General-Vertreter, Hamburg, Admiralität-Str. 52/53.
- ¹⁰⁹⁰ Heesch, Otto, Oberingenieur, Oberlößnitz-Radebeul, Reichsstr. 6.
- Heese, Albrecht, Hauptmann a. D., Berlin W 10, Hitzig-Str. 5.
- Heidmann, R. W., Kaufmann, Hamburg, Hafen-Str. 97.
- Heidmann, Henry W., Ingenieur, Hamburg, Gr. Reichen-Str. 25.
- Heineken, Vorsitzender des Direktoriums Norddeutscher Lloyd, Bremen.
- ¹⁰⁹⁵ Heinrich, W., Diplom-Ingenieur, Kiel, Eckernförder Allee 5.
- Hempelmann, August, Dr.-Ing., Oberingenieur der Fried. Krupp A. G. Grusonwerk, Magdeburg, Winterfeldt-Str. 3.
- Henkel, Gustav, Ingenieur und Fabrikbesitzer, Direktor der Herkulesbahn, Kassel-Wilhelmshöhe, Villa Henkel.
- Henkel, Kontreadmiral und Oberwerftdirektor, Kiel, Kaiserl. Werft.
- Hensolt, Johannes, Dipl.-Ing., Hamburg 24, Schröder-Str. 5, II r.
- ¹¹⁰⁰ Herbrecht, Carl, Direktor der Rheinischen Stahlwerke Abt. Duisburger Eisen- und Stahlwerke, Duisburg, Heide-Str. 36a.
- Herrmann, E., Professor Dr., Abteilungsvorsteher der Deutschen Seewarte, Hamburg 9, Deutsche Seewarte.
- Herwig, August, Hüttenbesitzer, Dillenburg, Oranien-Str. 11.
- Herwig, M., jr., Fabrikbesitzer, i. Fa. Eisenwerk Lahn, M. & R. Herwig jr., Dillenburg.
- Hesse, Paul, Fabrikdirektor, Reinickendorf, Residenz-Str. 127.
- ¹¹⁰⁵ Hessenbruch, Fritz, Direktor, Duisburg, Mülheim-Str. 59.
- Heubach, Ernst, Ingenieur, Berlin-Tempelhof, Ringbahn-Str. 42/44.
- Heymann, Alfred, Fabrikbesitzer, Hamburg, Neuerwall 42.
- Heyne, Walter, Direktor, Deutsche Vacuum Oil Company, Wandsbeck bei Hamburg, Marienanlage 15.
- Hiehle, Kurt, Ingen., Nürnberg, Haslerstr. 3.
- Hilbenz, Dr. phil., Techn. Direktor der Friedrich-Alfred-Hütte der Fried. Krupp A.-G., Rheinhausen-Friemersheim.
- Hirsch, Aron, Kaufmann, i. Fa. Hirsch, Kupfer- und Messingwerke A.-G., Berlin NW, Kronprinzen-Ufer 5/6.
- Hirschfeld, Ad., Dampfkessel-Revisor der Baupolizei - Behörde Hamburg 23, Blumenau 125.
- Hirte, Johs., Regierungs-Baumeister, Berlin SW, Markgrafen-Str. 94.
- Hissink, Direktor der Bergmann-Elektrizitäts-Werke, Berlin NW, Hansa-Ufer 8.
- Hjarup, Paul, Ingenieur und Fabrikbesitzer, Berlin N, Prinzen-Allee 24.
- Hochstetter, Franz, Dr. phil., Geschäftsführer, Berlin NW 6, Schumann-Str. 2.
- Hoernes, Hermann, K. u. K. Oberstleutnant, Linz in Österreich.
- Hoffmann, M. W., Dr. phil., i. Fa. Werkstätten für Präzisions-Mechanik und Optik Carl Bamberg, Friedenau, Berlin-Friedenau, Süd-West-Corso 74.
- Hohage, Dr. K., Ingenieur, Bergedorf bei Hamburg, Grasweg 18.
- Holzapfel, A. C., Fabrikant, London E.C., Fenchurch Street 57.
- Holzwarth, Hans, Ingenieur, Mannheim, B. 7. 18.
- d'Hone, Heinrich, Fabrikbesitzer, Duisburg.
- Hölck, Heinr., Konsul von Brasilien, Düsseldorf, Graf-Recke-Str. 69.
- v. Hollmann, Exz., Staatssekretär a. D., Admiral à la suite des Seeoffizierkorps, Berlin W 15, Fasanen-Str. 71.
- Höltzcke, Paul, Dr. phil., Chemiker, Kiel, Eisenbahndamm 12.
- Hopmann, Kapitän zur See, Berlin W 9, Leipziger Platz 13, R. M. A.
- Horn, Fritz, Hüttendirektor, Charlottenburg, Kaiserdamm 31.
- Hornbeck, A., Ingenieur, Hamburg 19, Tornquist-Str. 26.
- Howaldt, Adolf, Ober-Ingenieur, Magdeburg, Benediktiner-Str. 1.
- Hübner, K., Direktor, Duisburg, Lutherstr. 32.

- Hüneke, Direktor, Maschinenbau-Akt.-Ges.
Martini & Hüneke, Berlin W 35, Lützow-
Str. 96.
- Huth, Erich, Dr. phil., Ingenieur, Berlin,
Landshuter Str. 9.
- Illig, Hans, Direktor der Felten & Guilleaume-
Lahmeyer-Werke A.-G., Frankfurt a. M.,
Schumann-Str. 40.
- Imle, Emil, Diplom-Ingenieur, Dresden-A.,
Helmholz-Str. 5.
- ¹¹³⁵ Inden, Hub., Fabrikant, Düsseldorf, Neander-
Straße 15.
- Irinyi, Arnold, Ingenieur, Hamburg, Kleine
Reichenstr. 2.
- Ivers, C., Schiffsreeder, Kiel.
- Jacobsen, Louis, Oberingenieur, Hamburg 29,
Norder Elb-Str. 4 I.
- Janda, Emil R., Architekt, Hamburg 21,
Gr. Bleichen 12.
- ¹¹⁴⁰ Jannasch, G. A., Fabrikdirektor, Laura-
hütte O.-S.
- Janzon, Paul, Zivil-Ingenieur, Berlin N 65,
Müller-Str. 153.
- Jarke, Alfred, Kaufmann, Berlin W 15,
Lietzenburger Str. 24.
- Jebsen, J., Reeder, Apenrade.
- Jebsen, M., Reeder, Hamburg, Große
Reichen-Str. 49/57, Reichenhof.
- ¹¹⁴⁵ Jochimsen, Karl, Oberingenieur, Charlotten-
burg, Kaiserin-Augusta-Allee 85.
- Jochmann, Ernst, Maschinen - Ingenieur,
Hamburg 21, Uhlenhorster Weg 28 II.
- Johnson, Axel Axelson, General-Konsul,
Stockholm, Wasagatan 4.
- Johnson, Helge Axson, Konsul, Stockholm 12,
Kungsträdgårdsgatan.
- Joost, J., Direktor der Norddeutschen Farben-
fabrik Holzapfel, G. m. b. H., Hamburg,
Steinhöft 1.
- ¹¹⁵⁰ Jordan, Dr. jur. Hans, Direktor der Bergisch-
Märkischen Bank, Mitglied des Aufsichts-
rates des Nordd. Lloyd, Schloß Malinckroot
b. Wetter (Ruhr).
- Jordan, Paul, Direktor der Allg. Elektr.-Ges.,
Grunewald b. Berlin, Bismarck-Allee 26.
- Josse, Emil, Geheimer Regierungsrat und
Prof. a. d. Königl. Technischen Hochschule
Berlin, Charlottenburg, Uhland-Str. 158.
- Junghans, Erhard, Kommerzienrat, Schram-
berg, Württemberg.
- Junkers, Hugo, Professor, Aachen-Franken-
burg, Bismarckstr. 68.
- Jurenka, Rob., Direktor der Deutschen ¹¹⁵⁵
Babcock & Wilcox - Dampfkesselwerke
A.-G., Oberhausen, Rheinland.
- Jürgens, R., Ingenieur, Lübeck, Moltke-Str. 2a.
- Kaehlert, Marine - Chefingenieur a. D.,
Kiel, Goethe-Str. 12 II.
- Kalkhof, Wilhelm, Masch. - Ing. bei der
Deutschen Ölfeuergesellschaft m. b. H.,
Hamburg, Iseestr. 91.
- Kaemmerer, W., Ingenieur, Berlin NW 7,
Charlotten-Str. 43.
- Kammerhoff, Meno, Direktor der Deutschen ¹¹⁶⁰
Edison-Akkumulatoren-Company, G. m.
b. H., 159 Cleveland Street, Orange, New
Jersey, U. S. A.
- Kampffmeyer, Theodor, Baumeister,
Berlin SW 48, Friedrich-Str. 20.
- Karcher, E., Hüttendirektor, Dillingen an
der Saar.
- Kauermann, August, Generaldirektor der
Deutschen Maschinenfabrik A.-G., Duis-
burg, Realschul-Str. 42.
- Kawadje, Toshinori, Korvettenkapitän, Tokio,
Japan, Marine-Ministerium.
- Keetman, Wilhelm, Direktor, Duisburg, ¹¹⁶⁵
Hedwig-Str. 29.
- Kelch, Hans, Leutnant a. D., i. Fa. Motoren-
werk Hoffmann & Co., Potsdam, Neue
König-Str. 95.
- Kellner, L., Direktor des Stahlwerks August-
fehn, Bremen, Bismarck-Str. 88.
- Kemperling, Adolf, Bevollmächtigter der
Gebr. Böhler & Co., A.-G., Berlin NW 5,
Quitzow-Str. 24.
- Kempf, Günther, Dr.-Ing., Hamburg-Berge-
dorf, Ernst-Mautius-Str. 22.
- Kindermann, Franz, Ober-Ing. d. Allgem. ¹¹⁷⁰
Elektr.-Ges., Duisburg a. Rh., Sonnen-
wall 82.
- Kins, Johs., Direktor der Dampfschiff.-Ges.
Stern, Berlin SO 16, Brücken-Str. 13 I.
- Kirchberger, G., Marine - Oberingenieur,
S. M. S. „Cormoran“ (Marinepostbureau).

- v. Kirchmayr, Ritter, Georg, k.u.k. Kontre-Admiral, Seearsenalskommandant, Pola.
- Kirchner, Ernst, Kommerzienrat u. Mitglied des Vorstandes der Maschinenbauanstalt Kirchner & Co., Akt. Ges., Leipzig-Sellerhausen.
- ¹¹⁷⁵ Kitzerow, Franz, Ingenieur, Charlottenburg, Witzlebenplatz 4.
- Klauke, E., Fabrikbesitzer, Charlottenburg-Westend, Kaiserdamm 21.
- Klawitter, Willi, Kaufmann u. Werftbesitzer, i. F. J. W. Klawitter, Danzig.
- Klée, W., Kaufmann, i. Fa. Klée & Koecher, Hamburg, König-Str. 15.
- Klein, Ernst, Kommerzienrat, Dahlbruch i. Westf.
- ¹¹⁸⁰ von Klemperer, Herbert, Dr.-Ing., Direktor der Berliner Maschinenbau-Akt.-Ges. vorm. L. Schwartzkopff, Berlin N 4, Chausseestr. 23.
- Klippe, Hans, Ingen., Hamburg, Königstr. 8.
- Klock, Chr., Ingenieur, Hamburg, Uhlandstr. 44, I.
- Klönné, Carl, Geh. Kommerzienrat, Direktor der Deutschen Bank, Berlin W 64, Behren-Str. 9-13.
- Kluge, Hans, Dipl.-Ing., Hamburg-Winterhude, Flemingstr. 1.
- ¹¹⁸⁵ Klüpfel, Ludwig, Finanzrat, Mitglied des Direktoriums der Firma Fried. Krupp, Akt.-Ges., Stuttgart, Dannecker-Str. 21.
- Knackstedt, Ernst, Fabrikdirektor, Düsseldorf, Achenbach-Str. 107.
- Knarr, Erich, Fabrikbesitzer, Spandau, Kloster-Str. 6/7.
- Knobloch, Emil, Kommissionsrat, Grunewald, Hagenstr. 37.
- Knust, H., Kapitän a. D., Stadtrat, Stettin, Königsplatz 5.
- ¹¹⁹⁰ Korten, R., Direktor, Malstatt - Burbach, Hoch-Str. 19.
- Kortmann, Paul, Ober-Ingenieur und Prokurator der B. M. A. G., Berlin N 4, Chaussee-Str. 23.
- Kosegarten, Max, Generaldirektor der Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken, Berlin NW 7, Dorotheen-Str. 43/44.
- Köhler, Ober-Postdirektor, Hamburg, Stephansplatz 5.
- Köhler, J., Ingenieur, Eimsbüttel, Ottersbeck-allee 13.
- Kohlstedt, W., Fabrikbesitzer, Duisburg, ¹¹⁹⁵ Mülheimer Str. 101.
- Köhncke, Heinr., Zivilingenieur, Bremen, Markt 14.
- Körting, Ernst, Ingenieur, Techn. Direktor der Gebr. Körting A.-G., Körtingsdorf b. Hannover.
- Kosche, Arno, Direktor der H. Maihak A. G., Hamburg.
- Köser, Fr., Kaufmann, i. Fa. Th. Höeg, Hamburg, Steinhöft 8, Elbhof.
- ¹²⁰⁰ Kösel, Albert, Direktor und Vorstand der Ernst Schieß Werkzeugmaschinenfabrik Akt.-Ges., Düsseldorf, Kurfürsten-Str. 20.
- Köster, W. Ingenieur und Fabrikdirektor, Frankfurt a. M., Roon-Str. 4.
- Kraus, Gustav, Zivilingenieur, Hamburg 36, Neuerwall 36.
- Krauschitz, Georg, Ingenieur und Fabrikant, Charlottenburg, Savignyplatz 9.
- Krause, Max, Baurat, Direktor von A. Borsigs Berg- und Hüttenverwaltung, Berlin N 4, Chaussee-Str. 13.
- Krause, Max, Arthur, Fabrikant, Berlin-Charlottenburg, Knesebeck-Str. 28.
- ¹²⁰⁵ Krell, Otto, Direktor der Kriegs- u. Schiffbautechnischen Abteilung bei den Siemens-Schuckert-Werken, Berlin W 15, Kurfürstendamm 22.
- Krell, Rudolf, Professor, München, Techn. Hochschule.
- Krieg, Kapitän zur See z. D., Bibliothekar der Marine-Akademie und Schule, Kiel.
- Krieger, R., Hüttendirektor, Düsseldorf, Kaiser-Friedrich-Ring 20.
- Kriegeskotte, Hugo, Fabrikdirektor, Chemnitz, Aue 26.
- ¹²¹⁰ von Kries, Carl, Direktor, Breedelar i. Westfalen, Jechitwerk.
- Kritzler, Julius, Direktor der Marinetechn. Abteil. Gebr. Körting A.-G., Kiel, Königs weg 4.
- Kroebel, R., Ingenieur, Hamburg, Glockengießerwall 1.
- Krogmann, Richard, Vorsitzender der See-Berufsgenossenschaft, Hamburg, Trostbrücke 1.

- ¹²¹⁵ Kröhl, J., Kaufmann, Deutsche Ost-Afrika-Linie, Hamburg, Afrika-Haus.
- Krumm, Alfred, Mitinhaber der Firma Krumm & Co., Remscheid, Lindenstr. 57.
- v. Kühlwetter, V., Kapitän z. S. a. D., Berlin-Lichterfelde, Unter den Eichen 89 a.
- Kuhnke, Fabrikant, Kiel, Holtenauer Str. 182 I.
- Kunstmann, Walter, Schiffsreeder, Stettin, Moltke-Str. 19.
- ¹²²⁰ Kunstmann, W., Konsul und Reeder, Stettin, Bollwerk 1.
- Kunstmann, Arthur, Konsul und Reeder, Stettin, Kaiser-Wilhelm-Str. 9.
- Kübler, Wilhelm, Ingenieur für Elektromaschinenbau, Professor a. d. Techn. Hochschule zu Dresden, Dresden-A., Münchener Str. 25.
- Küwnick, Franz A., Kapitän, Ladungs-Inspektor des Norddeutschen Lloyd, Bremen Piers, Hoboken N. 7. U. S. A.
- Landsberg, Reg.-Baumeister a. D., Berlin W 10, Viktoriastr. 17.
- ¹²²⁵ Lange, Chr., Ingenieur, i. Fa. Waggonleihanstalt Ludewig & Lange, Berlin W 15, Kurfürstendamm 224.
- Lange, Dr. phil. Otto, Ingenieur, Stahlwerkschef des Hoerde Vereins, Hoerde i. W., Tull-Str. 4.
- Lange, Claus, Schiffsmaschinenbau - Ing., Bremen, Waller Chaussee 102 I.
- Lange, Ernst, Dipl.-Ing., i. Fa. Joh. C. Tecklenborg, Geestemünde, Bülowstr. 1.
- Lange, Karl, Dipl.-Ingenieur, Bremen, An der Schlachte 20.
- ¹²³⁰ Langen, A., Dr., Direktor der Gasmotoren-Fabrik Deutz, Köln, Fürst-Pückler-Str. 14.
- Langen, Fritz, Fabrikbesitzer, Haus Tanneck, b. Elsdorf, Rheinland.
- Langheinrich, Ernst, Fabrikdirektor, Coblenz, Pfaffendorf.
- Langner, Technischer Kaufmann, Berlin NW, Wilsnacker Str. 17, II.
- Lans, Otto, Fregattenkapitän, Berlin W 9, Leipziger Platz 17, R.M.A. Wohnung: Charlottenburg (Westend) Kaiserdamm 84, III.
- ¹²³⁵ Lans, W., Viceadmiral, Excellenz, Chef des I. Geschwaders, Wilhelmshaven, Wallstr. 19.
- Lanz, Karl, Fabrikant, Mannheim, Hildastr. 7/8.
- Läsch, Otto, Prokurist, Hamburg, Steinhoff 8/11, Elbhof II.
- Lasche, O., Direktor der Turbinenfabrik der Allgem. Elektr.-Gesellsch., Berlin NW, Hütten-Str. 12.
- Lass, F., Ingenieur, Hamburg, Schauenburger Str. 55/57.
- Laubmeyer, Hermann, Zivil-Ingenieur, ¹²⁴⁰ Danzig, Winterplatz 15.
- Laurick, Carl, Ingenieur, Charlottenburg, Bismarck-Str. 62.
- Lehmann, Marine-Chefingenieur a. D., Kiel, Feld-Str. 54.
- Leist, Chr., Direktor des Nordd. Lloyd, Bremen, Papen-Str. 5/6.
- Leitholf, Otto, Zivilingenieur, Berlin SW, Großbeeren-Str. 56 d.
- Lender, Rudolf, Kapitän a. D. und Fabrik-¹²⁴⁵ besitzer, i. Fa. Dr. Graf & Comp., Berlin-Wien, Schöneberg, Haupt-Str. 26.
- Lentz, Hugo, Ingenieur, Berlin - Grunewald, Hubertus-Allee 14.
- Leopold, Direktor, Hoerde i. W.
- Lewerenz, Alfred, i. Fa. Deurer & Kaufmann, Hamburg, Hagenau 50 a.
- Leyde, Oskar, Zivilingenieur, Schöneberg, Meraner Str. 3.
- Lichtensteiner, Ludwig, Ober-Ingenieur, ¹²⁵⁰ Mannheim, Keppler-Str. 42.
- Liebreich, Erik, Dr. phil., Physiker, Berlin NW 40, Kronprinzen-Ufer 30, I.
- Liehr, E., Ingenieur, Langfuhr b. Danzig, Mirchanerweg.
- Linde, Gustav, Regierungs-Baumeister a. D., Direktor des Vereins deutscher Ingenieure, Berlin NW 7, Charlotten-Str. 43.
- Lipin, Alexander, Wirklicher Staatsrat und Ing., St. Petersburg, Italienische Str. 17.
- Lippart, G., Direktor der Maschinenfabrik ¹²⁵⁵ Augsburg-Nürnberg A. - G., Nürnberg, Tiergartenstr. 10.
- Loeck, Otto, Kaufmann, Hamburg, Agnes-Str. 22.
- v. Loewenstein zu Loewenstein, Hans, Bergassessor und Geschäftsführer, Essen (Ruhr), Friedrich-Str. 2.

- Löhlein, Kapitän zur See, Berlin W 9,
Leipziger Platz 13, Reichsmarineamt.
- Lorentz, Victor, Ingenieur, Berlin W 62, Landgrafen-Str. 2.
- ¹²⁶⁰ Lorenz, Dr. Hans, Dipl. Ingenieur, Professor an der Techn. Hochschule in Danzig-Langfuhr, Johannisberg 7.
- The Losen, Paul, Direktor der Bergisch-Märkischen Bank, Düsseldorf, Uhland-Str. 4.
- Lotzin, Willy, Kaufmann, Danzig, Brabank 3.
- Loubier, G., Patentanwalt, Berlin SW 61, Belle-Alliance-Platz 17.
- Lueg, E., Ingenieur, i. Fa. Haniel & Lueg, Düsseldorf-Grafenberg.
- ¹²⁶⁵ Lueg, H., Geheimer Kommerzienrat, Düsseldorf-Grafenberg.
- Lüders, W. M. Ch., Fabrikant, Hamburg P. 9, Norderelb-Str. 31.
- Lühr, Eduard, Ingenieur der Aktiengesellschaft „Weser“, Bremen, Nordstr. 37.
- Lütgens, Henry, Vorsitzender des Aufsichtsrates der Vereinigt. Bugsier- und Frachtschiffahrt-Ges., Hamburg 11, Neptunhaus.
- Lux, Friedrich, Fabrikant, Ludwigshafen a. Rh., Ludwigsplatz 9.
- ¹²⁷⁰ Lux, Fritz, Elektro-Ingenieur, Ludwigshafen, Ludwigsplatz 9.
- Maaß, Direktor d. Siemens-Schuckert-Werke, Charlottenburg, Mommsen-Str. 21.
- Mankiewitz, Paul, Direktor der Deutschen Bank, Berlin W 64, Behren-Str. 9—13.
- Martens, A., Dr.-Ing., Prof., Geh. Ober-Reg.-Rat, Direktor des Königl. Materialprüfungsamtes, Gr.-Lichterfelde West, Fontane-Str. 22.
- Martini, Günther, Korvettenkapitän, Charlottenburg (Westend), Stormstr. 7. II.
- ¹²⁷⁵ Mathies, Geh. Regierungs- und Baurat a. D., Generaldirektor, Charlottenburg, Kurfürstendamm 75.
- Mauder, Georg, Oberingenieur, Nürnberg, Siemens-Schuckert-Werke, Pflug-Str. 10.
- May, Hermann, Hüttdirektor, Breslau, Charlottenstr. 36.
- Meendsen-Bohlken, Baurat, Brake (Oldenburg).
- ter Meer, G., Dr.-Ing., Direktor, Hannover-Linden, Hannoversche Maschinenbau-A.-G.
- Meier, M., Hüttdirektor, Ober-Schlesien, ¹²⁸⁰ Bismarckhütte.
- Meinders, Hermann, Diplom - Ingenieur, Bremen, Osterfeuerberg-Str. 4.
- Melms, Gustav J., Ingenieur, Berlin N 4, Chaussee-Str. 23.
- Menadier, Dipl.-Ing., Marine-Bauführer, Kiel, Feldstr. 8.
- Mendelssohn, A., Geh. Regierungsrat, Erster Staatsanwalt, Potsdam, Neue König-Str. 65.
- Merck, Johs., Direktor der Hamburg-Amerika-¹²⁸⁵ Linie, Hamburg 29, Feldbrunnenstr.
- Merkel, Carl, Ingenieur, i. Fa. Willbrandt & Co., Hamburg, Kajen 24.
- Mertens, Kurt, Zivil-Ingenieur der Hanseatischen Siemens-Schuckert-Werke, Hamburg-Uhlenhorst, Karl-Str. 7.
- Mette, C., Direktor der Lübecker Maschinenbau-Gesellschaft, Lübeck, Parkstr. 54.
- Meuss, Fr., Kapitän z. See z. D., Berlin W 9, Voß-Str. 20.
- Meyer, Dietrich, Reg.-Baumstr. a. D. Direktor ¹²⁹⁰ des Vereins deutscher Ingenieure, Berlin NW 7, Charlotten-Str. 43.
- Meyer, Eugen, Schloß Itter, Hopfgarten, Tirol.
- Meyer, Paul, Dr. phil., Ingenieur, Direktor der Paul Meyer Akt. Ges., Berlin N 39, Lynar-Str. 5-6.
- Meyer, P., Professor a. d. Techn. Hochschule, Delft, Holland, Spoorsingel 29.
- Meyer, W., Rechtsanwalt, Hannover, Tiergartenstr. 39.
- Michelsen, Kapitän zur See und Präs. ¹²⁹⁵ des Torpedoversuchskommandos, Kiel.
- Michenfelder, C., Diplom - Ingenieur, beratender Ingenieur für Krananlagen, Berlin-Halensee, Hektor-Str. 16.
- Miehe, Otto G., Kaufmann, i. Fa. J. A. Lerch Nachflg. Seippel, Hamburg, Rödingsmarkt 16.
- Miersch, A., Konstr. - Ingenieur, Gotzlow bei Stettin Nr. 27 b.
- Mierzinsky, Hermann, Dipl.-Ing., Aachen, Theresien-Str. 21.
- Mintz, Maxim., Ingenieur und Patentanwalt, ¹³⁰⁰ Berlin SW 46, Königgrätzer Str. 93.

- Mirus, Ernst, Direktor der Howaldtswerke, Kiel, Reventlou-Allee 29, II.
- Mißong, J., Abteilungs-Ingenieur, Frankfurt a. M., Oederweg 126, I.
- Möbus, Wilh., Ingenieur, Düsseldorf, Schützen-Str. 10.
- Mohr, Otto, Fabrikant, i. Fa. Mannheimer Masch.-Fabr. Mohr & Federhaff, Mannheim.
- ¹³⁰⁵ Moldenhauer, Louis, Direktor der Akt.-Ges. Gebr. Böhler & Co., Berlin NW 5, Quitzow-Str. 24.
- Möllers, G., Direktor der Deutschen Teerprodukten - Vereinigung, Essen - Ruhr, Keramikhaus, am Flachsmarkt.
- Mollier, Walther, Ingenieur und Direktor der Hanseat. Siemens-Schuckert-Werke, Hamburg, Alte Raben-Str. 34.
- Morrison, C.Y., Inhaber der Firma C. Morrison, Hamburg, Steinhöft 8-11, Elbhof.
- Mrazek, Franz, Ing., Direktor der Skodawerke Akt.-Ges. in Pilsen, Wien, Wiesinger Str. 1.
- ¹³¹⁰ Mühlberg, Albert, Chefingenieur der Maschinenfabrik Geislingen A.-G., Geislingen in Württemberg.
- Mueller, Ottomar, Hütteningenieur, Direktor der Hannoverschen Eisengießerei Akt.-Ges., Misburg b. Hannover.
- Müller, Adolph, Direktor der Akkumulatorenfabrik Act. - Ges., Charlottenburg, Fasanen-Str. 76.
- Müller, Gustav, Direktor der Rheinischen Metallwaren- und Maschinenfabrik, Düsseldorf, Arnold-Str. 12.
- Müller, Paul H., Dipl.-Ing., Hannover, Heinrich-Str. 10.
- ¹³¹⁵ Müller, Otto, Ingenieur, Charlottenburg, Kaiser-Friedrich-Str. 29.
- Münzesheimer, Martin, Direktor der Gelsenkirchener Gußstahl- und Eisenwerke, Düsseldorf, Jägerhof-Str. 12.
- Nägel, Adolph, Dr. Ing., ord. Professor der Techn. Hochschule Dresden, Dresden-A. 7, Helmholtz-Str. 5.
- Natalis, H., Direktor d. Siemens-Schuckert-Werke, Berlin SW 46, Askanischer Platz 3.
- Nebelthau, August, Kaufmann, Teilhaber d. Fa. Gebrüder Kulenkampff, Bremen, Holler-Allee 25.
- Netter, Ludwig, Regierungs-Baumeister a. D. ¹³²⁰ und Fabrikbesitzer, Berlin W 25, Potsdamer Str. 111.
- Neuberg, Zivilingenieur, Berlin W 15, Fasanen-Str. 29.
- Neudeck, Martin, Kaufmann, Kiel, Feld-Str. 127.
- Neufeldt, H., Ing., Kiel, Holtenauer Str. 62.
- Neuhaus, Fritz, Ing., Generaldirektor bei A. Borsig-Tegel, Charlottenburg, Olivaer Platz 2.
- Neumann, Albert, Reeder, i. Fa. Johannes ¹³²⁵ Ick, Danzig, Schäferei 12-14.
- Neumann, Kurt, Dr.-Ing., Privatdozent an der Kgl. Techn. Hochschule zu Dresden-A., Franklin-Str. 4.
- Niedt, Otto, Generaldirektor der Hudsenschinsky'schen Hüttenwerke Akt.-Ges., Gleiwitz O.-Schlesien.
- Niemeyer, Georg, Fabrikbesitzer, Hamburg, Steinwärder, Neuhofer-Str.
- Nishi, Yoshikaten, Kapitänleutnant-Ingenieur d. kaiserl. Japan. Marine, Berlin W 50, Geisberg-Str. 11.
- Nissen, Andreas, Ober-Ingenieur, Hamburg, ¹³³⁰ Bei den Mühren 66-67.
- Nobis, Korvettenkapitän a. D., Kiel, Holtenauer Str. 82.
- Noe, Maschinenbauingenieur, Aschersleben, Ascherslebener Maschinenbau-Akt.-Ges.
- Nöllenburg, Rudolf, Generaldirektor der Deutschen Erdöl-Akt.-Ges., Berlin-Grunewald, Siemens-Str. 8.
- Noltenius, Fr. H., Direktor d. Atlas-Werke A.-G., Bremen.
- Noske, Fedor, Ingenieur und Fabrikant, ¹³³⁵ Altona, Arnold-Str. 28.
- Notholt, A., Maschinen-Inspektor, Oldenburg i. Gr., Amalien-Str. 14.
- Oberauer, L., Ingenieur und Direktor, Berlin C 54, Weinmeister-Str. 14 II, Weinmeisterhof.
- Oeking, Fabrikbesitzer, i. Fa. Oeking & Co., Düsseldorf, Heimboldstr. 3.

- Ohlrogge, Richard, Direktor der Cuxhavener Hochseefischerei A.-G., Cuxhaven.
- ¹³⁴⁰ Oppenheim, Paul, Ingenieur und Fabrikbesitzer, Pankow, Cavalierstr. 21.
- Graf von Oppersdorff, erbl. Mitglied d. Preuß. Herrenh., Mitglied d. Deutschen Reichstags, Oberglogau, Oberschlesien.
- L'Orange, P., Dip.-Ing., Mannheim, Schweißer-Str. 2.
- O'Swald, Alfr., Reeder, Hamburg, Große Bleichen 22.
- Overath, H., Direktor der Mannheimer Gummi-usw.-Fabrik, Mannheim, Friedrichs-felder Str. 29-32.
- ¹³⁴⁵ Overweg, O., Kaufmann, Hamburg, Admirali-täts-Str. 33/34.
- Ott, Max, Diplom-Ingenieur, Hannover-Linden, Minister-Stüve-Str. 12.
- Paaske, J. S., Ingenieur und Geschäftsführer der Fa. Hydraulik G. m. b. H., Duisburg.
- Paatzsch, G., Schiffbau-Techniker, Stettin-Grabow, Gustav-Adolf-Str. 48.
- Pagenstecher, Gust., Kaufmann, Vor-sitzender im Aufsichtsrat der Akt.-Ges. „Weser“, Bremen, Park-Str. 9.
- ¹³⁵⁰ Pake, Wilhelm, Fabrikdirektor, Wolgast, Burg-Str. 6.
- Pantke, Marine - Oberstabsingenieur a. D., Pankow-Berlin, Pestalozzistr. 39.
- Parje, Wilhelm, Direktor, Huckingen, Kr. Düsseldorf, Schulz Knaudtstr. 48.
- Paschkes, E. M., Betriebsdirektor der Fa. Borsig, Tegel, Haupt-Str. 28, II.
- Paucksch, Otto, Fabrikdirektor, Akt. - Ges. H. Paucksch, Landsberg a. W.
- ¹³⁵⁵ Penck, Albrecht, Geheimer Regierungsrat, Professor Dr., Direktor des Museums f. Meereskunde, Berlin NW 7, Georgen-Str. 34/36.
- Perl, Adolf, Ingenieur, Direktor der Sanitas A.-G., Hamburg, Werder-Str. 30^o I.
- Perleberg, Ernst, Ing., Stettin, Bollwerk 16.
- Persius, Kapitän z. See a. D., Berlin W 30, Starnberger Str. 8.
- Petersen, Bernhard, Zivil-Ingenieur u. Patent-anwalt, Berlin SW 46, Hedemann-Str. 5.
- ¹³⁶⁰ Petersen, W., Direktor der Charlottenhütte, Niederschelden-Sieg.
- von Petri, Oscar, Dr. phil. h. c., Geheimer Kommerzienrat, Nürnberg, Unt. Pirk-heimer Str. 11/13.
- Pfenninger, Carl, Ingenieur, i. Fa. Melms & Pfenninger, München, Martius-Str. 7.
- Pfleiderer, Carl, Dr.-Ing., Professor an der Technischen Hochschule, Braunschweig.
- Philipp, Otto, Ingenieur, Berlin W 64, Unter den Linden 15.
- Pickardt, Felix, Dr.phil., Verlagsbuchhändler, ¹³⁶⁵ Berlin NW 7, Georgen-Str. 23.
- Pielock, E., Ingenieur, Berlin W 15, Landshuter Str. 14.
- Piper, C., Direktor der Neuen Dampfer-Compagnie, Stettin.
- Piper, Edmund, Prokurist der Fa. Franz Haniel & Co., Ruhrtort a. Rh., Damm-Str. 10.
- Pischon, Walter, Diplom - Ingenieur, Yachtwerft Max Oertz, Neuhof a. R.
- von Plettenberg-Mehrum, Freiherr, Direk-¹³⁷⁰ tor des Norddeutschen Lloyd, Bremen, Am Dobben 52.
- Podeus, H., jr., Konsul, Wismar i. M.
- Podeus, Paul, Ingenieur, Wismar i. M., Ravelin Horn.
- Poensgen, C. Rud., Kommerzienrat, Düssel-dorf, Jägerhof-Str. 7.
- Pohlmann, Walther, Dipl.-Ingenieur, Frank-furt a. M., Mendelssohnstr. 82.
- Polis, Albert, Kapitän und Prokurist der ¹³⁷⁵ Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg-Uhlenhorst, Adolf-Str. 74.
- Pötter, Wilh., Direktor, in Fa. Ferd. Müller, Hamburg 6, Schanzen-Str. 75/77.
- Potthoff, Hermann, Regierungsbaumeister a. D., Kassel, Akazienweg 6 I.
- Prager, Curt, Ingenieur, Berlin W 9, Potsdamer Str. 127/128.
- Predöhl, Dr.jur., Max, Magnificenz, Bürger-meister, Hamburg, Harvestehuder Weg 28.
- Prégardien, J. E., Ingenieur für Dampf-¹³⁸⁰ kesselbau, Kalk bei Köln a. Rhein.
- Presting, Wilhelm, Hofbuchhändler, Dessau, Neumarkt 7.
- Prieger, H., Direktor der Deutschen Niles, Werkzeugmaschinenfabrik, Berlin W 15, Kurfürstendamm 199.

- Quilitz, Hans, Dr. jur., Fabrikbesitzer, Berlin NW 40, Heide-Str. 55/57.
- Quitmann, R., Ingenieur u. Vertreter, Berlin-Westend, Eichen-Allee 26.
- ¹³⁸⁵ Querengässer, Felix, Ingenieur, Berlin NW 87, Elberfelder Str. 3, IV vorn.
- Rabbino, Giorgio, Ing., Capitano del Genio Navale, Genova (Italien), Castelletto 9—6.
- Rágóczy, Egon, Syndikus a. D. und Generalsekretär, Berlin W 30, Motz-Str. 72, III.
- Rahtjen, John, Kaufmann, Hamburg, Mittelweg 19.
- Rahtjen, J., Frank, Kaufmann, Hamburg, Mittelweg 19.
- ¹³⁹⁰ Ranft, P., Zivilingenieur, Leipzig, Kurze Str. 1.
- Raps, Dr. Prof. Aug., Direktor von Siemens & Halske, Westend, Nonnendamm.
- Raschen, Herm., Ingenieur der Chem. Fabriken Griesheim-Elektron, Griesheim a. M.
- Rathenau, Emil, Dr.-Ing., Geheimer Baurat, Generaldirektor der Allgem. Elektr.-Ges., Berlin NW 40, Friedrich Karl-Ufer 2—4.
- Rathenau, Dr. W., Direktor der Berliner Handelsgesellschaft, Berlin W 64, Behrenstr. 32.
- ¹³⁹⁵ Rehmann, Fritz, Direktor der Reederei Stachelhaus & Buchloh, G. m. b. H., Mülheim a. d. Ruhr, Friedrich-Str. 28.
- Redenz, Hans, Ingenieur, Düsseldorf-Grafenberg.
- Redlin, Gerichtsassessor a. D., Berlin SW 11, Askanscher Platz 3.
- Regenbogen, Konrad, Maschinenbau-Direktor der Fried. Krupp A.-G., Germania-Werft, Kiel.
- Rehfeld, Ernst, Direktor, Ober-Schöneweide, Wattstr. 12.
- ¹⁴⁰⁰ Rehfus, Wilh., Dr.-Ing., Abteilungschef bei J. Frerichs & Cie. A.-G., Osterholz-Scharmbeck.
- Reichel, W., Professor, Dr.-Ing., Direktor der Siemens-Schuckert-Werke, Lankwitz bei Berlin, Beethoven-Str. 14.
- Reichwald, Willy, Siegen, Giersberg-Str. 13.
- Reincke, H. R. Leopold, Ingenieur, 2 Laurence Pountney Hill, London E. C.
- Reinhardt, Karl, Ingenieur, Direktor bei Schüchtermann & Kremer, Dortmund, Arndt-Str. 36.
- Reinhold, Carl, Ingenieur und Inhaber der ¹⁴⁰⁵ Berliner Asbest-Werke, Berlin-Reinickendorf, Tegel, Veit-Str. 16.
- Reinhold, Hermann, Fabrikbesitzer i. Fa. Westphal & Reinhold, Berlin NW, Händel-Str. 3.
- Reiser, August, Bankdirektor (Filiale der Dresdner Bank in Mannheim), Mannheim, Friedrichsring 36.
- Reillstab, Dr. Ludwig, Direktor der A.-G. Mix & Genest, Südende bei Berlin, Bahn-Str. 8 a.
- Reusch, Paul, Vorstandsmitglied der Gutehoffnungshütte, Oberhausen, Rheinland.
- Reuter, Wolfgang, Generaldirektor der ¹⁴¹⁰ Deutschen Maschinenfabrik-A.-G. Duisburg, Duisburg.
- Richter, Hans, Kaufmann, Westend, Ulmen-Allee 30.
- Richter, Carl August, Korvettenkapitän a. D., Essen (Ruhr), Fried. Krupp A.-G.
- Richter, Alfred, Obering., Berlin NW 23, Brücken-Allee 19 I.
- Richter, Oberpostdirektor, Bremen, Domsheide 15.
- Rickert, Dr. F., Verleger der „Danziger ¹⁴¹⁵ Zeitung“, Danzig.
- Riemer, Julius, Direktor der Firma Haniel & Lueg, Düsseldorf-Grafenberg.
- von Rieppel, A., Dr.-Ing., Geh. Baurat und Fabrikdirektor, Nürnberg 24.
- v. Ripper, Julius, k. u. k. Vize-Admiral, Pola.
- Rischowski, Alb., Vertreter der Firma Caesar Wollheim, Breslau, Wall-Str. 23.
- Ritter, Th., i. Fa. Woermann-Linie, Hamburg, ¹⁴²⁰ Sierich-Str. 133.
- Ritzhaupt, Fr., Direktor, Niederschöneweide b. Berlin, Brücken-Str. 31.
- Robert, Leopold, Kaufmann, Hamburg, Kleine Reichenstr. 2—4.
- Röchling, L., Fabrikbesitzer, Völklingen a. d. Saar.
- Rogge, A., Marine-Oberstabs-Ingenieur a. D., Charlottenburg, Knesebeck-Str. 16.
- Rogge, Kapitän zur See und Abteilungschef ¹⁴²⁵ im R.-M.-A., Berlin-Wilmersdorf, Nikolsburgerstr. 8/9, II.

- Rohde, Paul, Inhaber der Fa. Otto Mannsfeld & Co., Magdeburg.
- v. Rolf, W., Freiherr, Direktor, Düsseldorf 71, Berger-Ufer 1.
- Rolle, M., Architekt, Berlin W 35, Steglitzer Str. 12.
- Rollmann, Vize-Admiral, Exzellenz, Berlin W 9, Reichs-Marine-Amt. Wohnung: Grunewald, Hubertusbader Str. 23.
- ¹⁴³⁰ Rompano, C., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Margaretenstr. 76 I.
- Roser, E., Direktor, Dr.-Sng., Mülheim-Ruhr, Mellinghoferstr. 90.
- Roser, Heinrich, Dipl.-Ing., Mülheim-Ruhr, Oberstr. 80.
- Roth, H., Geheimer Kommerzienrat, Dessau, Wilh.-Müller-Str. 4.
- Rudeloff, Geh. Reg.-Rat, Professor, stellvertr. Direktor im Materialprüfungsamt, Groß-Lichterfelde-West bei Berlin.
- ¹⁴³⁵ Ruge, Leo, Prokurst d. deutschen Preßluft-Werkzeug- u. Maschinen-Fabrik, Berlin NW 6, Schiffbauerdamm 27.
- Rump, Wilh., Kaufm. Hamburg, Breite Str. 34.
- Ruperti, Oscar, Kaufmann, in Firma H. J. Merck & Co., Hamburg, Dovenhof 6.
- Sachs, Berthold, Geschäftsführer der Flexilis-Werke, G. m. b. H., Tempelhof-Berlin, Germania- und Ringbahnstraßen-Ecke.
- Sachse, Walter, Kapitän und Oberinspektor der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Ferdinand-Str. 62.
- ¹⁴⁴⁰ Sachsenberg, P., Kommerzienrat, Mitglied des Vorstandes d. Fa. Gebrüder Sachsenberg A.-G., Roßlau a. E.
- Sadger, Adolph, Ingenieur, Direktor, Berlin S 61, Blücherstr. 32.
- Saefkow, Otto, Kaufmann, Hamburg 13, Schütterstr. 5.
- Saeftel, Hüttendirektor, Dillingen-Saar.
- Salomon, B., Professor, Frankfurt a. M., Westend-Str. 25.
- ¹⁴⁴⁵ Salzmann, Heinrich, Architekt, Düsseldorf, Graf-Adolf-Str. 19.
- Sanders, Ludwig, Kaufmann, Hamburg, Rathausmarkt 2 I.
- Sarnow, Albert, Ingenieur, Stettin, Gartenstr. 12.
- Sartori, A., Konsul und Reeder, in Fa. Sartori & Berger, Kiel.
- Sartori, P., Konsul und Reeder, in Fa. Sartori & Berger, Kiel.
- Sattler, Bruno, Technischer Direktor, Kattowitz O.-S., Friedrich-Str. 35.
- Schaarschmidt, Oscar, Direktor d. Deutschen Öl-Import G. m. b. H., Hamburg.
- Schaffran, Karl, Diplom-Schiffbau-Ingenieur, Danzig-Langfuhr, Haupt-Str. 97.
- Schapper, Teod., Oberst a. D., Steglitz, Schloß-Str. 42a.
- Scharrer, G., Kaufm., Duisburg, Unter-Str. 84.
- Schärfke, Franz, Ingenieur, Lübeck, Engelswisch 42/48.
- Schauenburg, M., Ingenieur, Berlin W 15, Konstanzer Str. 2.
- Schauseil, M., Direktor der Seeberufsgenossenschaft, Hamburg 11, Beim alten Waisenhaus 1.
- Scheehl, Georg, Oberingenieur, Berlin-Wilmersdorf, Jenaer Str. 9.
- Scheller, Wilh., Oberingenieur, Leiter der Versuchsanstalt Prof. Junkers, Aachen, Hühnermarkt 17, I.
- Schellhaß, Ernst, Kaufmann, Berlin W, Schöneberger Ufer 21.
- Schenck, Max, Direktor von Schenck und Liebe-Harkort, G. m. b. H., Düsseldorf-Obercassel, Roon-Str. 5a.
- v. Schichau, Rittergutsbesitzer, Pohren b. Ludwigsort, Ostpr.
- Schiess, Ernst, Dr.-Sng., Geheimer Kommerzienrat und Fabrikbesitzer, Düsseldorf.
- Schilling, Professor Dr., Direktor der Seefahrtsschule, Bremen.
- Schilling, Direktor, Dortmund, Sunderweg 121.
- Schimmelbusch, Julius, Oberingenieur, Darmstadt, Martin-Str. 97 I.
- Schinckel, Max, Vorsitzender d. Aufsichtsrats der Reiherstieg-Schiffswerfte u. Maschinenfabrik, Hamburg, Adolfsbrücke 10.

- Schirmacher, Albert, Ingenieur u. Fabrik-direktor, Berlin N 4, Chausseestr. 99.
- Schirnick, Marine-Oberstabsingenieur a. D., Zoppot, Süd-Str. 15a, I.
- ¹⁴⁷⁰ Schlachter, Wilhelm, Ober-Ingenieur, Hamburg - Uhlenhorst, Barmbecker Str. 4-8.
- Schleifenbaum, Fr., Direktor der Felten & Guillaume Carlswerke, Akt.-Ges., Mühlheim (Rhein), Regenten-Str. 69.
- Schlick, E., Vertreter d. Ges. f. Lindes Eis-maschinen A.-G., Hamburg, Jungfernstrieg 2.
- Schlieper, Kontre-Admiral z. D., Westend bei Berlin, Akazien-Allee 14.
- Schmelzer, Hermann, Ingenieur, Kassel, Uhlandstr. 4.
- ¹⁴⁷⁵ Schmidt, Vize-Admiral, Exzellenz, Kiel.
- Schmidt, Ehrhardt, Kontre-Admiral, Kiel, Feldstr. 80, I.
- Schmidt, Emil, Ingenieur, Hamburg-Uhlenhorst, Herder-Str. 64.
- Schmidt, Ferdinand, Dispatcheur und Havarie-Kommissar, Hamburg, Ferdinandstr. 55/57.
- Schmidt, Karl, Prokurist der A. E. G., Berlin NW 40, Friedrich-Karl-Ufer 2/4.
- ¹⁴⁸⁰ Schmidt, Max, Ingenieur, Direktor, Hirschberg i. Schles.
- Schmidt, Oskar, Direktor, Köln a. Rh., Thurnmarkt 26.
- Schmidt, Wilh., Dr.-Ing., Zivilingenieur, Wilhelmshöhe b. Kassel.
- Schmidlein, C., Ingenieur und Patentanwalt, Berlin SW 46, Königgrätzer Str. 87.
- Schmiedgen, Alfred, Direktor, NW 87, Hansa-Ufer 7.
- ¹⁴⁸⁵ Schmitt, A., Fabrikdirektor, Laurahütte O.-S.
- Schnoekel, Gustav, Zivilingenieur, Berlin-Halensee, Joachim-Friedrich-Str. 46.
- Schröder, Carl, Oberingenieur und Prokurist, Gleiwitz, O.-S., Wilhelm-Str. 30.
- Schönbach, Dr. techn., k. k. Oberbaurat, Generaldirektor, Prag-Karolinenthal, Maschinenfabrik Breitfeld, Danek & Co.
- Schröder, Emil, Ingenieur, Lehe bei Hannover, Hafen-Str. 226.
- ¹⁴⁹⁰ Schroeder, Franz O., Kapitänleutnant a. D., Zivil-Ingenieur, Friedenau, Moselstr. 12.
- Schrödter, E., Dr.-Ing., Ingenieur, Düsseldorf, Breite Str. 27.
- Schroedter, C., Herausgeber und Chef-redakteur der Hansa, Hamburg, Steinhöft 1.
- Schuchardt, B., Kommerzienrat u. Königl. Norweg. Generalkonsul, Inhaber der Fa. Schuchardt & Schütte, Berlin C. 2, Span-dauer Str. 59/61.
- v. Schuh, Georg, Dr., Oberbürgermeister, Kgl. Geheimer Hofrat, Nürnberg, Egydien-platz 25.
- Schuler, W., Dr., Oberingenieur, Wilmers-¹⁴⁹⁵ dorf, Paulsborner Str. 3.
- Schult, Hans, Ingenieur, i. Fa. W. A. F. Wiech-horst & Sohn, Hamburg 23, Wandsbecker Chaussee 38.
- Schultze, Aug., Geh. Kommerzienrat, Direktor der Oldenburg - Portug. Dampf-schiffs-Reederei, Oldenburg i. Gr.
- Schultze, Moritz, Direktor, Magdeburg, Kaiser-Str. 28.
- Schulz, Gustav Leo, Berlin W 15, Kur-fürstendamm 59.
- Schulze - Vellinghausen, Ew., Fabrik-¹⁵⁰⁰ besitzer, Düsseldorf, Stern-Str. 18.
- Schümann, Egon, Regierungsrat, Südende, Brandenburgische Str. 15a.
- Schütte, H., Kaufmann, i. Fa. Alfr. H. Schütte, Köln, Zeughaus 16.
- Schwanhäusser, Wm., Dir. der Hydraulic Works Henry R. Worthington, Brooklyn-New York.
- Schwarz, Karl, Obering. d. Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, Nürnberg-Werderau, Reichel-Str. 39.
- v. Schwarze, Fritz, Betriebs-Chef, Oberschl.¹⁵⁰⁵ Eisenbahn-Bedarfs Akt.-Ges. Abt. Huldschinskywerke, Gleiwitz, Stefanie-Str. 20.
- Schwebsch, A., Dipl.-Ing., Hamburg 36, Pilatuspool 7, III.
- Schwellenbach, Robert, Dr. phil., Bibliothekar im Reichs-Postamt, Berlin W 66.
- Seeger, J., Kaufmann und Prokurist, Danzig, Schichau-Werft.
- Seiffert, Franz, Direktor der Akt.-Ges. Franz Seiffert & Co., Berlin-Eberswalde, Berlin SO 33, Köpenicker Str. 154a.
- Selve, Walter, Fabrikant und Ritterguts-¹⁵¹⁰ besitzer, Altena i. W.

- Senff, E., Fabrikbesitzer, Düsseldorf-Grafenberg, Bruch-Str. 55.
- Senfft, Carl, Direktor, Düsseldorf, Graf-Adolf-Str. 95.
- Sening, Aug., Fabrikant, i. Fa. F. A. Sening, Hamburg, Vorsetzen 25/27.
- Seydel, Leopold, Ingenieur und Prokurist, Berlin NW 52, Wilsnacker Str. 31.
- ¹⁵¹⁵ Sibbers, A., Schiffs-Inspektor der Hamburg-Südamerikan. Dampfsch.-Ges., Hamburg, Alardus-Str. 81.
- Siebel, Walter, Ingenieur, i. Fa. Bauartikel-Fabrik A. Siebel, Düsseldorf-Rath.
- Siebel, Werner, Fabrikbesitzer, i. Fa. Bauartikel-Fabrik A. Siebel, Düsseldorf-Rath.
- Siebert, F., Kommerzienrat, Direktor der Firma F. Schichau, Elbing.
- Siebert, G., Prokurist der Firma F. Schichau, Elbing, Altstädt. Wall-Str. 10.
- ¹⁵²⁰ Siedentopf, Otto, Ingenieur und Patentanwalt, Berlin SW 68, Belle-Allianceplatz 6.
- Sieg, Waldemar, Kaufmann u. Reeder, Danzig, Brodbänkengasse 14.
- Siegmund, Walter, Direktor der „Turbinia“, Deutsche Parsons Marine-Aktien-Gesellschaft, Berlin, Leipziger Str. 123a.
- v. Siemens, Carl F., Ingenieur, Berlin SW 11, Askanscher Platz 3.
- Simmersbach, Oskar, Professor, Breslau, Park-Str. 21.
- ¹⁵²⁵ Simony, Theophil, Ingenieur, Gleiwitz O.-S., Keith-Str. 12.
- von Simson, Herm. Ed., Kapitänleutnant a.D., Essen-Ruhr, Fried. Krupp, A.-G.
- Slaby, Ad., Professor Dr., Geheimer Reg.-Rat, Charlottenburg, Sophien-Str. 33.
- Sommerwerk, Kontre-Admiral z.D., Zehlendorf.
- Sorge, Kurt, Vorsitzender des Direktoriums der Firma Fried. Krupp, Grusonwerk, Magdeburg, Buckau, Freiestr. 23/26.
- ¹⁵³⁰ Sorge, Otto, Direktor a. D., Zivilingenieur, Berlin-Grunewald, Cuno-Str. 65.
- Spangenthal, Hugo, Kaufmann, i.Fa. Hirsch, Kupfer- u. Messingwerke, Berlin, Kronprinzen-Ufer 5/6.
- Spannhake, Wilhelm, Diplomingenieur, Hamburg-Winterhude, Erichstr. 160.
- Sprenger, William, Kapitän und Reeder, Stettin, Post-Str. 28.
- Sprickerhof, Albert, Eisenbahndirektor a.D., Grunewald, Paulsborner Str. 52/53.
- Springer, Fritz, Verlagsbuchhändler, Berlin, ¹⁵³⁵ W 9, Link-Str. 23/24.
- Springer, Julius, Verlagsbuchhändler, Berlin NW 23, Flotowstr. 3.
- Springorum, Fr., Dr.-Ing., Kommerzienrat und Generaldirektor der Eisen- und Stahlwerke Hoesch, A.-G., Dortmund, Eberhardt-Str. 20.
- Stachelhaus, Herm., Reeder u. Fabrikant, i. Fa. Stachelhaus & Buchloh, Mannheim.
- Stahl, Paul, Direktor der Stettiner Maschinenbau-Act.-Ges. Vulcan, Hamburg 20, Heilwigstr. 122.
- Starkmann, Em., Vertreter der Fiat San ¹⁵⁴⁰ Giorgio in Spezia und Turin, Berlin W 30, Münchener Str. 14.
- Stauß, E.G., Direktord. Deutschen Petroleum-A.-G., Berlin W 8, Behrenstr. 8.
- Steffen, John, Maschinen-Inspektor, Hamburg, Eichen-Str. 21.
- Stein, C., Ingenieur, Direktor der Gasmotorenfabrik „Deutz“, Charlottenburg, Kaiserdamm 8.
- Steinbiss, Karl, Präsident der Königl. Eisenbahndirektion Kattowitz, Kattowitz O.-S., Wilhelmsplatz 10.
- Steinemeyer, Carl, Marine-Stabs-Ingenieur ¹⁵⁴⁵ a. D., Wilmersdorf, Berliner Str. 8.
- Stenzler, Carl, Vertreterin- u. ausländischer Berg-, Hütten- u. Walzwerke, Friedenau, Wilhelm-Hauff-Str. 5.
- Stelljes, Erich, Maschinenbau-Ingenieur, Bremen, Doventorsteinweg 52 pt.
- Stender, W., Ingenieur, Moskau, Tschistye Prudy, Lobkowski Pereulok No. 5. Qu. 9.
- Sternberg, Oscar, Königl. Schwed. Vice-Konsul, Direktor, Mannheim L 7. 6a.
- Stiller, Hermann, Direktor der H. Paucksch ¹⁵⁵⁰ A.-G., Landsberg a. W., Hohenzollernstr. 20.
- Stinnes, Leo, Reeder, Mannheim D 7. 12.

- Stöckmann, E., Technischer Direktor, Annen i. Westf.
- Stoeßel, Paul, Fabrikbesitzer, Düsseldorf, Pumpelforterstr. 24.
- Strasser, Geh. Regierungsrat, Berlin W 15, Fasanen-Str. 64.
- ¹⁵⁵⁵ Strohmeyer, Kontreadmiral, Direktor der Kais. Torpedowerkstatt, Friedrichsort bei Kiel.
- Strube, Dr. A., Bankdirektor, Deutsche Nationalbank, Bremen.
- Struck, H., Prokurist der Firma F. Laeisz, Hamburg, Trostbrücke 1.
- Stubmann, Dr. phil. P., Geschäftsführer, Hamburg, Alterwall 12 III.
- Stumpf, Johannes, Professor, Berlin W 15, Kurfürstendamm 33.
- ¹⁵⁶⁰ Sugg, Direktor der Vereinigten Königs- und Laurahütte A.-G., Königshütte O.-Schl. Girndt-Str. 13.
- Suppán, C. V., Schiffsoberinspektor, Wien III, Donau-Dampfschiffs-Direktion.
- Surenbrock, W., Direktor, Hamburg, Kl. Grasbrook, Reicherstieg-Schiffswerfte.
- Sylvester, Emilio, Betriebsdirektor, Fried. Krupp, A.-G., Friedrich - Alfred - Hütte, Rheinhausen-Friemersheim.
- Taggenbrock, J., Direktor, Avenue Cagels, 55, Antwerpen.
- ¹⁵⁶⁵ Tecklenborg, Ed., Kaufmann, Direktor der Schiffswerft von Joh. C. Tecklenborg Akt.-Ges., Bremen, Park-Str. 41.
- Tenge, Regierungsrat, Vortragender Rat im Großh. Old. Staatsministerium, Oldenburg Gr., Grüne Str. 10.
- Tetens, F., Dr. jur., Direktor der Aktien-Gesellschaft „Weser“, Bremen.
- Thielbörger, Gustav, Ingenieur, Neckarsulm i. Württb., Schillerstr. 595.
- Thiele, Ad., Kontre-Admiral z. D., Reichskommissar bei dem Seeamt Bremerhaven, Bremen, Lothringer Str. 21.
- ¹⁵⁷⁰ Thiele, Hans, Dipl.-Schiffbauingenieur, Stettin, Töpfersparkstr. 6, III.
- Thiele, J., Marine - Oberstabsingenieur, Hannover-Waldheim, Otto-Str. 211.
- Thomas, Paul, Direktor, Düsseldorf, Ahnfeld-Str. 6.
- Thorbecke, Kapitän zur See, Kiel, Esmarchstraße 20.
- Thulin, C. G., Italienischer Generalkonsul und Reeder, Stockholm (Schweden), Skeppsbron 34.
- Thulin, P. G., Vize - Konsul, Stockholm, ¹⁵⁷⁵ Skeppsbron 34.
- Thyen, Heinr. O., Konsul, i. Fa. G. H. Thyen, Brake.
- v. Tirpitz, Alfr., Großadmiral, Exzellenz, Staatsminister und Staatssekretär des Reichs-Marine-Amtes, Berlin W 9, Leipziger Platz 13.
- Tolksdorf, B., Patentanwalt, Berlin W 9, Potsdamer Str. 127/128.
- Tonne, Carl Gust., Kommerzienrat, Magdeburg, Villa auf dem Werder.
- Tosi, Franco, Maschinenfabrikant, Legnano, ¹⁵⁸⁰ Italien.
- Trappen, Walter, Generaldirektor, Honnef a. Rhein.
- Trauboth, Walter, Oberingenieur, Friedenau, Bachestr. 13.
- Trenkler, Albert, Marine - Oberingenieur, Kiel, Adolfstr. 51.
- Trommsdorff, Bibliothekar, Danzig, Technische Hochschule.
- Uhlig, Carl Hugo, Direktor der Maschinenfabrik C. G. Haubold jr., G. m. b. H., Chemnitz.
- Ulmer, Conrad, Direktor, Berlin, Dorotheenstraße 4.
- v. Usedom, Vize Admiral, Exzellenz, Admiral à la Suite S. Majestät des Kaisers und Königs, Schwerin i. M.
- Usener, Hans, Dr. phil., Fabrikant, Kiel, Holtenauer Str. 62.
- Vahland, Otto, Direktor, Bremen, Schlachte 21.
- Vielhaben, Dr. jur., Rechtsanwalt, Hamburg, ¹⁵⁸⁵ Rathaus-Str., Bülowhaus.
- van Vloten, Hütten-Direktor, Hörde i. W.
- Voerste, Otto, Oberingenieur, Kiel, Schiller-Str. 16.
- Vogel, Hans, Ingenieur, Bremen, Nordstr. 37.
- Vögler, Albert, Hütten-Direktor, Dortmund, Union.
- Voit, Wilhelm, Zivil - Ingenieur, Berlin- ¹⁵⁹⁵ Steglitz, Grunewald-Str. 10.
- Volckens, Wm., Geheimer Kommerzienrat, Hamburg 11, Adolphsplatz 6, Börsenhof.

- Vollbrandt, Adolf, Kaufmann, Hamburg 13,
Rothenbaumchaussee 105.
- Vollmer, Julius, Verleg. der „Deutschen Schiff-
fahrt“, Charlottenburg, Grolmannstr. 36.
- Vorwerk, Ad., Vorsitzender der D. D. Ges.
Kosmos, Hamburg, Mönkeberg 11.
- ¹⁶⁰⁰ Wache, Karl, Direktor der Görlitzer Ma-
schinenbau-A.-G., Görlitz, Lindenweg 2.
- Wagener, A., Professor f. Maschinenbau a. d.
Techn. Hochschule zu Danzig, Langfuhr-
Danzig, Jäschkentaler Weg 37.
- Wagenführ, H., Ober-Ingenieur der Allgem.
Elektrizitäts-Gesellsch., Bremen, Wall 108.
- Waldschmidt, Walther, Dr. phil., Direktor
der Ludw. Loewe & Co., Aktien-Gesell-
schaft, Berlin NW 87, Hutten-Str. 17.
- Wallock, F., Ing., Direktor d. C. Lorenz,
A.-G., Berlin W 30, Münchener Str. 12.
- ¹⁶⁰⁵ Wallwitz, Franz, Direktor der Stettiner
Maschinenbau - A. - G. „Vulkan“, Stettin-
Karkutsch-Str. 1.
- Wandel, F., Ingenieur, Elbing, Stadthof-Str. 2.
- Wanner, Theodor G., Fabrikant, Kgl. belg. und
Kgl. schwed. Konsul, Stuttgart, König-Str. 15.
- Warnholtz, Max, Direktor der Hamburg-
Amerika-Linie, Hamburg, Alsterdamm 25.
- Wätjen, Georg W., Generalkonsul und
Reeder, Bremen, Postfach 678.
- ¹⁶¹⁰ Watson, Dr., Hugh. Captain Royal Navy,
Berlin, Britische Botschaft, W 8, Wilhelm-
Str. 70.
- Weber, Ed., Kaufmann, Hamburg, Große
Reichen-Str. 27, Afrikahaus.
- Weber, Fritz, Ingenieur, Kattowitz, Ober-
Schl., Holterstr. 42.
- Weber, Horst, Hofrat, Verlagsbuchhändler,
Leipzig, Illustrierte Zeitung.
- Weber, Richard, Fabrikant, Berlin Kott-
buser Ufer 41.
- ¹⁶¹⁵ Weber, Paul, Direktor, Wetter a. d. Ruhr.
Wegener, Hauptmann a. D., Direktor des
Preß- und Walzwerkes Düsseldorf -
Reisholz, Düsseldorf, Rochus-Str. 23.
- Wehrlin, Harry, Ober-Ingenieur, Steglitz,
Humboldstr. 15.
- Weickmann, Albert, Patentanwalt und
Ingenieur, München, Ismaninger Str. 122.
- Weidert, Franz, Dr. phil., Direktor der
optischen Anstalt „Goerz“ A.-G., Wilmers-
dorf, Landauer Str. 4, II.
- Weinlig, O. Fr., Generaldirektor, Virlich b. ¹⁶²⁰
Bonn a. Rhein.
- Weisdorff, E., Generaldirektor der Bur-
bacherhütte, Burbach a. Saar.
- Weitzmann, J., Direktor der deutschen
Vacuum Oil Comp., Hamburg I. Markthof.
- Welin, Axel, Ingenieur, Hopetoun House,
Lloyds Avenue, London E. C.
- Welzel, Alfred, Ing. u. Betriebschef d. Fa.
Henschel & Sohn, Hattingen-Ruhr, Abt.
Henrichshütte, Bismarck-Str. 61.
- Wember, Gustav, Direktor d. Mansfeld'schen ¹⁶²⁵
Kupferschiefer bauenden Gewerkschaft
Eisleben, Landwehr 1.
- Wendemuth, Baurat u. Mitglied der Wasser-
bau-Direktion, Hamburg 14, Dalmann-Str.
- Wendler, H., Maschinenbau-Dipl.-Ingenieur,
Hamburg, Eilbeckerweg 183, II.
- Werner, Theodor, Ingenieur, Kiel, Germania-
werft, Göthe-Str. 2.
- Werner, Dr.-Ing., Fabrikdirektor, Düssel-
dorf, Schumannstr. 42.
- West, Korvetten - Kapitän und Artillerie- ¹⁶³⁰
direktor der Kaiserl. Werft zu Kiel,
Hohenbergstr. 17, I.
- Wessels, Joh., Fr., Senator, Bremen, Langen-
Str. 86, I.
- Wettin, Paul, Kapitän des Norddeutschen
Lloyd, Bremen, Danzig-Schichauwerft.
- Wichmann, Alfred O., Kaufmann, Hamburg,
Gr. Bleichen 32.
- Wichmann, Otto, Besitzer der Alster-Dampf-
boote, Hamburg, Neuer Wall 2, I.
- Wiecke, A., Direktor des Oberbilker Stahl- ¹⁶³⁵
werkes, Düsseldorf-Oberbilk, Stern-Str. 67.
- Wieland, Philipp, Kommerzienrat, Ulm a. D.,
Postfach 48.
- Wiethaus, C. A., Hüttendirektor, Hamm,
Westf., Moltke-Str. 4.
- Wiethaus, O., Geheimer Kommerzienrat u.
Generaldirektor, Bonn a. Rh.
- Wilhelmi, J., Ingenieur, Hamburg, Bahnhofstr. 43.
- Wilms, R., Oberingenieur u. Expert d. Bureau ¹⁶⁴⁰
Veritas, Essen-Ruhr, Selma-Str. 6.

- Wiltz, Aug., Techn. Direktor d. Fa. Henschel & Sohn, Hattingen-Ruhr, Abt. Henrichshütte.
- Windscheid, G., Kaufmann und k. und k. Österr.-Ung. Vize-Konsul, Nicolaieff.
- Winkler, Exzellenz, Viceadmiral z.D., Saarow b. Fürstenwalde (Spree). Berlin W 50, Würzburger Str. 12/13.
- Winter, Günther, Oberingenieur, Nürnberg, Siemens-Schuckertwerke, Lindenau-Str.39.
- ¹⁶⁴⁵ Wirtz, Adolf, Hüttendirektor der Deutsch-Luxemburgischen Bergwerks- und Hütten-A.-G., Mülheim (Ruhr), Aktien-Str.
- Wiß, Ernst, Ingenieur, Griesheim a. M.
- Wittmer, Kapitän zur See a. D., Berlin NW 7, Georgen-Str. 34/36.
- Wolf, Georg, Ingenieur, Direktor der C. Lorenz A.-G., Schöneberg, Grunewaldstr. 27.
- Wolf, Marine-Stabsingenieur, Kiel, Feld-Str.92.
- ¹⁶⁵⁰ Wolf, M., Fabrikbesitzer i. Fa. R. Wolf, Maschinenfabrik, Magdeburg-Buckau.
- Wolfenstetter, Maschinenbau - Ingenieur, Nürnberg, Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.-G.
- Wolff, Ferdinand, Fabrikdirektor, Mannheim, Bismarckplatz 5.
- Wolff, J., Fabrikdirektor, Frankfurt a. M., Waidmann-Str. 33.
- Wolff, Richard, Oberleutnant zur See der Reserve des Seeoffizierkorps, Charlottenburg, Bismarck-Str. 91.
- Wurm, A., Dr., Hüttendirektor, Osnabrück, ¹⁶⁵⁵ Stahlwerk.
- Wurmbach, Fregattenkapitän z. D., Berlin W 30, Barbarossa-Str. 46 III.
- Zabel, Paul, Kaufm. Direktor d. Fa. Heinrich Lanz, Mannheim, Sofien-Str. 20.
- Zahn, M., Direktor d. Europäischen Petroleum-Union G. m. b. H., Berlin W 8, Behren-Str. 8, II.
- Zanders, Hans, Fabrikbesitzer, Bergisch-Gladbach, Rheinprovinz.
- Zapf, Georg, Vorstand der Felten & Guilleaume-¹⁶⁶⁰ Lahmeyerwerke A.-G. Carlswerk, Mülheim am Rhein, Bahn-Str. 48.
- Zapp, Adolf, Ingenieur, i. Fa. Robert Zapp, Düsseldorf, Harold-Str. 10 a.
- Zimmer, A., Schiffsmakler und Reeder, i. Fa. Knöhr & Burchard Nfl., Hamburg, Neptunhaus.
- Zimmermann, Oberingenieur, Gr.-Lichterfelde West, Karl-Str. 36.
- Zopke, Hans, Professor, Direktor der technischen Staatslehranstalten zu Hamburg, Hamburg, Andreas-Str. 17.
- Zörner, Bergrat und Generaldirektor, Kalk ¹⁶⁶⁵ bei Köln a. Rhein.

Abgeschlossen am 15. Januar 1913.

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

II. Satzung.

I. Sitz der Gesellschaft.

§ 1.

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

II. Zweck der Gesellschaft.

§ 2.

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

§ 3.

Mittel zur Erreichung dieses Zweckes.

Mittel zur Erreichung dieses Zweckes sind:

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

III. Zusammensetzung der Gesellschaft.

§ 4.

Gesellschaftsmitglieder.

Die Gesellschaftsmitglieder sind entweder:

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

§ 5.

Fachmitglieder.

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

§ 6.

Mitglieder können alle Herren in selbständigen Lebensstellungen werden, welche ver-
möge ihres Berufes, ihrer Beschäftigung, oder ihrer wissenschaftlichen oder praktischen Be-
fähigung imstande sind, sich mit Fachleuten an Besprechungen über den Bau, die Einrich-
tung und Ausrüstung, sowie die Eigenschaften von Schiffen zu beteiligen.

Mitglieder

§ 7.

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

IV. Vorstand.

§ 8.

Der Verwaltungs-Vorstand der Gesellschaft setzt sich zusammen aus:

Vorstand.

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

Den geschäftsführenden Vorstand im Sinne des § 26 des Bürgerlichen Gesetzbuches
bilden:

1. der Vorsitzende,
2. der stellvertretende Vorsitzende,
3. mindestens vier Beisitzer.

§ 9.

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

Ehren-
Vorsitzender

§ 10.

Die beiden geschäftsführenden Vorsitzenden und die fachmännischen Beisitzer werden
von den Fachmitgliedern aus ihrer Mitte gewählt, während die anderen Beisitzer von sämt-
lichen Gesellschaftsmitgliedern aus den Mitgliedern gewählt werden.

Vorstands-
mitglieder.

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

§ 11.

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

Ergänzung-
wahlen des
Vorstandes.

§ 12.

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

Ersatzwahl de
Vorstandes.

§ 13.

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

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

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

Das Geschäftsjahr ist das Kalenderjahr.

V. Aufnahmebedingungen und Beiträge.

§ 14.

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

§ 15.

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

§ 16.

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

§ 17.

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

§ 18.

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

§ 19.

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

§ 20.

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

§ 21.

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

VI. Versammlungen.

§ 22.

Die Versammlungen der Gesellschaft zerfallen in:

Versammlungen

1. die Hauptversammlung,
2. außerordentliche Versammlungen.

§ 23.

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

**Haupt-
versammlung.**

Der geschäftliche Teil umfaßt:

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

§ 24.

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

**Außerordent-
liche
Versammlungen**

§ 25.

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

**Berufung der
Versammlungen**

§ 26.

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

**Anträge für
Versammlungen**

§ 27.

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

**Beschlüsse der
Versammlungen**

§ 28.

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

**Änderungen de:
Satzung.**

§ 29.

Art der Abstimmung.

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

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

• § 30.

Protokolle.

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

§ 31.

Geschäfts-ordnung.

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

VII. Auflösung der Gesellschaft.

§ 32.

Auflösung.

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

§ 33.

Verwendung des Gesellschafts-Vermögens.

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

III. Satzung

für den
Stipendienfonds der Schiffbautechnischen Gesellschaft.

§ 1.

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

Fonds.

§ 2.

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

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

§ 3.

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

Sicherstellung de
Geschäftsführers.

§ 4.

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

Reisestipendien.

§ 5.

Beihilfen.

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

§ 6.

Anerkennungen.

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

§ 7.

Überschüsse.

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

§ 8.

Jahresbericht.

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

§ 9.

**Änderungen
der Satzung.**

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

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

§ 1.

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

§ 2.

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

§ 3.

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

§ 4.

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

§ 5.

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

§ 6.

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

§ 7.

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

§ 8.

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

V. Bericht über das vierzehnte Geschäftsjahr 1912.

Allgemeines.

Auch im verflossenen Geschäftsjahr vermochte die Schiffbautechnische Gesellschaft ihre aufwärts gerichtete Entwicklung in den bewährten traditionellen Bahnen fortzusetzen. Zeugte schon die starke Beteiligung an den beiden diesjährigen Versammlungen von diesem Fortschritt, so festigt sich diese Wahrnehmung noch durch die Tatsache, daß unser Mitgliederbestand mit einem Zuwachs von 110 Beitreten nach Abzug der durch Tod, Alter und Pensionierung verursachten Verluste auch weiterhin sich um 67 Herren heben konnte. Mit 1671 Herren haben wir Ende dieses Jahres den Höchststand erreicht; weitere Beitritte stehen nach Drucklegung dieses Berichtes erfahrungsmäßig zu erwarten, so daß wir hoffentlich schon im nächsten Sommer den Eintritt des 1700sten Mitgliedes begrüßen dürfen. Eine ungeahnte Entwicklung, wenn man bedenkt, daß die Schiffbautechnische Gesellschaft noch vor vier Jahren 1187 und zur Zeit ihrer Gründung im Jahre 1899 nur 432 Mitglieder zählte!

Uns dieses Aufblühens bewußt zu sein, hatten wir in diesem Jahre besonderen Anlaß. Am 16. November beging unser hoher Ehrenvorsitzender, Seine Königliche Hoheit der Großherzog von Oldenburg, das Fest Höchstseines 60. Geburtstages. Unsrer aller Herzen jubelten an diesem Freudentage begeistert dem hohen Herrn zu, der am 23. Mai 1899 die Gnade hatte, den Ehrenvorsitz über die Schiffbautechnische Gesellschaft zu übernehmen. Mit mächtigem Arm, in weiser Fürsorge ist Seine Königliche Hoheit in diesen 13 Jahren unseren wissenschaftlichen und patriotischen Bestrebungen ein Führer gewesen; was wir wurden und was wir sind, verdanken wir ihm! Seines gnädigen Wohlwollens uns fernerhin würdig

zu erweisen, nebst unserem ehrerbietigsten Dank für das Genossene auch unsere treuesten Wünsche für die Zukunft Seiner Königlichen Hoheit an dieser Stelle zu erneuern, ist uns ein ehrliches Bedürfnis.

Veränderungen in der Mitgliederliste.

Unser Mitgliederbestand hob sich durch den Beitritt nachgenannter Herren:

FACHMITGLIEDER.

1. Abé, jun., Rich., Direktor, Annen i. W.
2. A c h e n b a c h , F r i e d . W ., Dipl.-Ing., Bremen.
3. A l b r e c h t , J., Dipl.-Ing., Charlottenburg.
4. B r e n n h a u s e n , C u r t , Dipl.-Ing., Hamburg.
5. B u r k h a r d t , M a r i n e s c h i f f b a u m e i s t e r , Berlin.
6. C a r e l s , C h a r l e s , I n g e n i e u r , Gent.
7. D e t e r s , K ., O b e r i n g e n i e u r , Harburg.
8. D y c k h o f f , O t t o , Dipl.-Ing., Aachen.
9. E h r e n b e r g , M a r i n e b a u m e i s t e r , Berlin.
10. d 'E q u e v i l l e y , R ., S c h i f f b a u i n g e n i e u r , Bremen.
11. F i s c h e r , E r n s t , S c h i f f b a u i n g e n i e u r , Kiel-Dietrichsdorf.
12. H a b e r m a n n , E g o n , O b e r i n g e n i e u r , Altona.
13. H o c h s t e i n , L u d w i g , O b e r i n g e n i e u r , Kiel-Neumühlen.
14. J a h n , J o h ., Dr. ing., R e g i e r u n g s r a t , Berlin.
15. J a n s s e n , D ., B e t r i e b s i n g e n i e u r , Geestemünde.
16. J o h a n n s e n , M a x F r i e d r i c h , O b e r i n g e n i e u r , Kiel.
17. K a h r s , O t t o , Dipl.-Ing., Kristiania.
18. K o o b , Dr.-Ing., D i r e k t o r , Cassel-Wilhelmshöhe.
19. K r e y , H a n s , D ., R e g i e r u n g s - u n d B a u r a t , Berlin.
20. K r i t z l e r , J u l i u s , D i r e k t o r , Kiel.
21. L ü r s s e n , O ., I n g e n i e u r , A u m u n d - V e g e s a c k .
22. M o m b e r , B r u n o , Dipl.-Ing., O b e r i n g e n i e u r , Bremen.
23. v. P l a t o , F e l i x , I n g e n i e u r , R i g a .
24. S a e t t i , G ., C a p i t a n o d e l G e n i o N a v a l e , Berlin.
25. S c h a u m a n n , S c h i f f b a u o b e r i n g e n i e u r , Kiel.
26. S c h ä f e r , D i e t r i c h , M a r i n e b a u m e i s t e r , Berlin-Steglitz.
27. S c h u l d t , G e o r g , Dipl.-Ing., Stralsund.

28. T i l l m a n n , M a x , |Dr.-Ing., |Hamburg.
29. T i t z , A l e x a n d e r , k. u. k. Schiffbauingenieur 2. Kl., Fiume.
30. W a l d m a n n , E r n s t , Privatdozent, Danzig.
31. W e e d e r m a n n , E. J., Schiffbaumeister, Flensburg.
32. W e i t b r e c h t , Dr.-Ing., Oberingenieur, Stettin.
33. W i e b e , T h e o d ., Schiffsmaschineningenieur, Stettin.
34. W i g e l i u s , Beratender Ingenieur des Motorenbaues, Stockholm.
35. Z i m m e r m a n n , E r i c h , Dipl.-Ing., Hamburg.

LEBENSLÄNGLICHE MITGLIEDER.

36. B e r g m a n n , S i g m u n d , Geh. Baurat, Generaldirektor, Berlin.
37. C l a u s s e n , C a r l , F r ., Kaufmann, Hamburg.
38. K r u p p v o n B o h l e n u n d H a l b a c h , Dr., Exzellenz, Kaiserl. außerordentl. Gesandter und bevollm. Minister, Essen.

MITGLIEDER.

39. A r p , H., Schiffsreeder, Hamburg.
40. A u f h ä u s e r , Dr. phil., beeidigter Handelschemiker, Hamburg.
41. B a r c k h a n , Kaufmann, Bremen.
42. B a r t l i n g , W., Kapitän, Betriebsinspektor des Nordd. Lloyd, Bremen.
43. B é j e u h r , P., Geschäftsführer der Wissenschaftlichen Gesellschaft für Flugtechnik.
44. B l a u m , R u d ., Direktor d. Atlas-Werke A.-G., Bremen.
45. B l o h m , R u d ., Dipl.-Ing., Hamburg.
46. B ö t t c h e r , F r ., Dr. jur., Direktor, Bremen.
47. B r e d o w , H a n s , Direktor der Ges. f. drahtl. Telegraphie, Berlin.
48. B r i e g e r , H e i n r i c h , Kaufmann, Hamburg.
49. B u r g m a n n , R o b e r t , Dr.-Ing., Direktor, Dresden.
50. B u s c h , J a c o b , Ingenieur, Berlin.
51. B u s c h f e l d , W i l h ., Direktor der Fried. Krupp-A. G., Kiel.
52. v. B u z , H., Geheimer Kommerzienrat, Generaldirektor, Augsburg.
53. B u z , R i c h a r d , Kommerzienrat, Direktor, Augsburg.
54. D o e r t e l m a n n , F r i e d ., Reeder, Duisburg.
55. D r a n s f e l d , W i l h . F r ., Kaufmann, Kiel.
56. E n g e l k e , F e l i x , Direktor, Berlin-Schöneberg.

57. Glatzel, Professor Dr., Privatdozent, Charlottenburg.
58. v. d. Goltz, R., Freiherr, Korvettenkapitän a. D., Berlin-Halensee.
59. Graefe, Professor Dr., Bibliothekar, Darmstadt.
60. Greiser, G., Fabrikbesitzer, Hannover.
61. Haendler, Edmund, Kaufmann, Mannheim.
62. Hirsch, Aron, Mitinh. d. Fa. Hirsch, Kupfer- u. Messingwerke, Berlin.
63. Irinyi, Arnold, Maschineningenieur, Hamburg.
64. Kalkhof, Wilhelm, Ingenieur, Hamburg.
65. Kirchberger, G., Marineoberingenieur S. M. S. „Cormoran“.
66. Kitzrow, Franz, Ingenieur, Charlottenburg.
67. Köhler, J., Ingenieur, Hamburg.
68. Krumm, Alfr., Mitinh. d. Krumm & Co. G. m. b. H., Remscheid.
69. Lange, Ernst, Dipl.-Ing., Geestemünde.
70. Lewerenz, Alfred, Kaufmann, Hamburg.
71. Liebreich, Erik, Dr. phil., Physiker, Berlin.
72. Lühr, Ed., Ingenieur, Bremen.
73. Menadier, A., Marinebauführer, Kiel.
74. Möllers, G., Direktor, Essen-Ruhr.
75. Neuberg, Zivilingenieur, Berlin.
76. Neudeck, Martin, Kaufmann, Kiel.
77. Neumann, Kurt, Dr.-Ing., Privatdozent, Dresden.
78. Nöllenburg, Rudolf, Generaldirektor, Berlin.
79. Overath, Heinrich, Direktor, Mannheim.
80. Pötter, Wilh., Prokurist, Hamburg.
81. Paaske, J. S., Ingenieur und Geschäftsführer, Duisburg.
82. Perl, Adolf, Ingenieur und Direktor, Hamburg.
83. Persius, Kapitän z. S. a. D., Berlin.
84. von Petri, O., Dr. phil. h. c., Geh. Kommerzienrat, Nürnberg.
85. Pickardt, Felix, Dr. phil., Verlagsbuchhändler, Berlin.
86. Quilitz, Hans, Dr. jur., Fabrikbesitzer, Berlin.
87. Robert, Leopold, Kaufmann, Hamburg.
88. Rohde, Paul, Inh. d. Fa. Otto Mansfeld & Co., Magdeburg.
89. Roser, Heinrich, Dipl.-Ing., Cannstadt.
90. Roth, H., Geheimer Kommerzienrat, Dessau.
91. Rudeloff, M., Geh. Reg.-Rat., u. Professor, Berlin-Lichterfelde.
92. Sachs, Berthold, Geschäftsführer, Berlin-Tempelhof.

93. Sadger, Adolf, Ingenieur und Direktor, Berlin.
94. Scheller, Wilh., Oberingenieur, Aachen.
95. Schirmacher, Albert, Fabrikdirektor, Berlin.
96. Schlick, E., Kaufmann und Ingenieur, Hamburg.
97. Schmelzer, Herm., Ingenieur, Kassel.
98. Schmiedgen, Alfred, Direktor, Berlin.
99. Schroeder, Franz, Kapitänleutnant a. D., Friedenau.
100. Spangenthal, Hugo, Kaufmann, Berlin.
101. Sprickerhof, Alb., Eisenbahndirektor a. D., Berlin.
102. Starkmann, Em., Vertreter der „Fiat San Giorgio“, Berlin.
103. Stentzler, Carl, Vertreter, Friedenau.
104. Thiele, Hans, Dipl.-Ing., Stettin.
105. Vollmer, Julius, Verleger, Berlin.
106. Wehrlin, Harry, Oberingenieur, Berlin-Steglitz.
107. Weidert, Franz, Dr. phil., Direktor der C. P. Görz A.-G., Berlin.
108. West, Korvettenkapitän, Artilleriedirektor der Kaiserl. Werft, Kiel.
109. Wettin, Paul, Lloydkapitän, Danzig.
110. Zahn, M., Direktor der Europäischen Petrol. Union G. m. b. H., Berlin.

Mit Ablauf des Geschäftsjahres wünschen auszutreten:

1. Abé, sen., R., Direktor, Annen i. W.
2. Bojunga, J., Fabrikbesitzer, Delmenhorst.
3. Claussen, E., Oberingenieur, Kiel.
4. Debes, Ed., Fabrikdirektor, Hamburg.
5. Fankhauser, E., Ingenieur, Zürich.
6. Fritz, P., Konsul, Berlin.
7. Goecke, E., Marineoberbaurat, Düsseldorf.
8. Häbich, Wilhelm, Vorstandsmitglied der Gutehoffnungshütte, Sterkrade.
9. Hipsich, Karl, Ingenieur, Bremen.
10. Kelly, Alexander, Direktor, Glasgow.
11. Klein, K., Ingenieur, Danzig.
12. Kopitzke, Erich, Ingenieur, Stettin.
13. Leue, Georg, Ingenieur, Berlin.
14. Meldahl, K. G., Schiffbaudirektor, Frederikstad, Norwegen.

15. Müller, Gustav, Schiffbau-Ingenieur, Kiel.
16. Pester, J., Generaldirektor, Dresden.
17. Poock, Jos., Fregattenkapitän a. D., Hamburg.
18. Pusch, Hauptmann a. D., Berlin.
19. Schaps, Georg, Dr. jur., Oberlandesgerichtsrat, Hamburg.
20. Vogel, W., Dr. jur., Kaufmann, Berlin.
21. Vogeler, H., Marinebaurat, Kiel.
22. Wiengreen, Heinr., Maschineninspektor, Hamburg.
23. Wischow, Emil, Direktor, Hannover.

Durch den Tod erlosch die Mitgliedschaft nachbenannter Herren:

1. Elvers, Ad., Schiffsmakler und Reeder, Hamburg.
2. Hertz, Adolf, Direktor der Ostafrika-Linie, Hamburg.
3. Herzberg, A., Baurat, Berlin.
4. Kaufhold, Max., Fabrikdirektor, Essen.
5. Kummer, O. L., Kommerzienrat, Dresden.
6. Ludewig, Otto, Schiffbaumeister, Rostock.
7. Maihak, H., Ingenieur, Fabrikbesitzer, Hamburg.
8. Merz, Ernst, Ingenieur, Dresden-Loschwitz.
9. Neubaum, Dr. phil., Schriftsteller, Berlin.
10. Paucksch, Felix, Fabrikdirektor, Hamburg.
11. Pintsch, Julius Carl, Geheimer Kommerzienrat, Berlin.
12. Rathjen, Heinr., Fabrikant, Bremerhaven.
13. Reinecke, Franz, Ingenieur und Expert, Gleiwitz.
14. Rothe, R., Ingenieur, Hamburg.
15. Schlüter, Chr., Ingenieur, Bredow.
16. Schubert, Ernst, Ingenieur, Elbing.
17. Schwarz, Ed., Direktor, Berlin.
18. Speckermann, Ludwig, Ingenieur, Hamburg.
19. Treplin, Wilhelm, Dipl.-Ing., Berlin.
20. Zimmermann, R., Geheimer Baurat und Schiffbaudirektor, Eutin.

Nach Berücksichtigung dieser Abzüge ergibt sich somit ein Mitgliederbestand von 1671 Herren.

Wirtschaftliche Lage.

Die von den Herren Rechnungsprüfern geprüfte und richtig befundene Abrechnung des Geschäftsjahres 1911 stellt sich wie folgt:

Einnahmen.	1911	Ausgaben	
	M		
1. Kassenbestand am 1. Januar 1911	1 534,35	1. Jahrbuch und Versand	18 368,87
2. Banksaldo am 1. Januar 1911	4 735,—	2. Gehälter	8 735,17
3. Mitgliedsbeiträge 1911 (1517 Beiträge)	30 352,34	3. Bürobetrieb	2 696,20
4. Mitgliedsbeiträge 1912 (25½ Beiträge)	510,19	4. Post	824,74
5. Eintrittsgelder 1911 (60) .	1 200,—	5. Hauptversammlung	4 603,44
6. Lebenslängliche Beiträge .	400,—	6. Bibliothek	183,17
7. Zuschuß vom Reichsmarineamt	2 000,—	7. Diverses	3 714,40
8. Diverse einmalige Einnahmen	582,55	8. Inventar	600,25
9. Jahrbuchertrag	2 527,60	9. Kassenbestand am 31. XII. 1911	2 980,10
10. Eingänge für die Hauptversammlung	4 100,25	10. Banksaldo am 31. XII. 1911	16 828,50
11. Zurückgezahlte Kaution für einen Gasmesser	30,—		
12. Zinsen aus Effekten und Bankguthaben	11 562,56		
Sa.	59 534,84	Sa.	59 534,84

Geprüft und für richtig befunden.

Berlin, den 18. März 1912.

gez. Blümcke.

gez. Vielhaben.

Die Ausgaben ließen sich glücklicherweise aus den Einnahmen decken, da wir wiederum dem Wohlwollen Seiner Exzellenz des Herrn Staatssekretärs des Reichsmarineamtes eine Beihilfe von 2000 M zu danken hatten.

Die Kosten der Hauptversammlung 1911 überstiegen leider wie im Vorjahr die entsprechenden Eingänge, so daß zur Deckung rund 500 M aus den allgemeinen Einnahmen genommen werden mußten.

Der als Banksaldo verbliebene Überschuß von 16 828,50 ℳ enthält die 12 000 ℳ , welche laut Beschuß der geschäftlichen Sitzung der XI. Hauptversammlung für die Sommerversammlung Kiel 1912 bewilligt und demgemäß zurückgestellt wurden.

Ersparnisse konnten nicht erzielt werden. Das festangelegte Vermögen betrug daher am 31. Dezember 1911 ebensoviel wie im Vorjahr, nämlich 300 000 ℳ , die im Preußischen Staatsschuldbuch eingetragen sind, und nominell 20 000 ℳ , die in 3½ % Preußischen Konsols angelegt wurden.

Sommerversammlung in Kiel 1912.

Entsprechend dem am 19. November 1909 gefaßten Beschuß der XI. Hauptversammlung fand die im Jahre 1911 verschobene Sommerversammlung in Kiel vom 4. bis 8. Juni 1912 statt und nahm dank dem liebenswürdigen Entgegenkommen der dortigen Reichs- und Stadtbehörden einen glänzenden Verlauf. Auf Seite 66 und ff. dieses Jahrbuches findet sich ein umfassender Bericht über diese Tagung.

Tätigkeit der Gesellschaft.

a) Deutsche Dampfkessel-Normenkommission.

In Verfolg seines letztjährigen Berichtes schreibt uns unser Vertreter, Herr Direktor Rosenberg-Geestemünde, wie folgt:

Die IV. ordentliche Versammlung der Deutschen Dampfkessel-Normenkommission, welcher ich als Vertreter der Schiffbautechnischen Gesellschaft bewohnte, fand am 28. Oktober 1911 in Berlin statt. Wie im vorjährigen Bericht mitgeteilt, war das Königliche Material-Prüfungsamt in Groß-Lichterfelde von der Kommission unter Bewilligung von 1000 ℳ beauftragt, Material zu sammeln über die Frage, ob und inwiefern beim Bau und Betrieb von Dampfkesseln Bleche, die eine höhere Festigkeit als 41 kg/qmm besitzen, unsicherer sind als Bleche mit geringerer Festigkeit, und ob bei der Verarbeitung von Blechen höherer Festigkeit besondere Vorsichtsmaßregeln gerechtfertigt sind. Das Königliche Material-Prüfungsamt hat daraufhin eine Rundfrage an alle Interessenten gerichtet und das gesamte eingegangene sehr umfangreiche Material der Kommission zur Verfügung gestellt. Letztere hat in ihrer Sitzung am 28. Oktober 1911 einen Ausschuß eingesetzt, der in Verbindung mit dem Königlichen Material-Prüfungsamt beraten soll, wie an Hand des gesammelten Materials die Untersuchung weiter durchzuführen ist. Da diese Untersuchungen außerordentliche Geldmittel erfordern, so soll der Ausschuß auch darüber beraten, wie diese Geldmittel zu beschaffen sind. Der Ausschuß wird in der nächsten ordentlichen Versammlung der Kommission über den Stand der Untersuchungen Bericht erstatten.

Derselbe Ausschuß ist auch beauftragt, Untersuchungen anzustellen darüber, ob die in letzter Zeit vielfach beobachteten Risse an Kesselblechen zu verhindern sind durch andere, verbesserte Materialprüfungsvorschriften oder durch Vorschriften über die Verarbeitung der Bleche beim Kesselbau.

Im übrigen beschäftigte sich die Kommission mit einigen geringfügigen Abänderungsvorschlägen der Bauvorschriften.

Hierzu bemerken wir noch, daß Herr Direktor Rosenberg gemäß § 2 der Satzung aus der Deutschen Dampfkessel-Normenkommission als Mitglied ausscheiden mußte und auf einstimmigen Beschuß unseres Vorstandes als unser Vertreter für die nächste Wahlperiode wiedergewählt wurde.

b) Deutscher Ausschuß für technisches Schulwesen.

Über das technische Mittelschulwesen, das in den Plenarsitzungen bisher hauptsächlich verhandelt wurde, und über das technische Hochschulwesen berichten unsere Vertreter, die Herren Professor Romberg-Charlottenburg und Wirkl. Geh. Oberbaurat und Professor Rüdloff - Berlin, wie folgt:

Die Tätigkeit des Deutschen Ausschusses für Technisches Schulwesen hat auch im Berichtsjahre 1911/12 einen regen Fortgang genommen. Sie war einmal dem vorläufigen Abschluß der Arbeiten über das mittlere und niedere technische Schulwesen gewidmet. Sodann wurden aber auch die Vorbereitungen zu den Fragen des technischen Hochschulwesens nachdrücklich in Angriff genommen.

Im einzelnen sei anschließend an den Bericht des Vorjahres folgendes ausgeführt:

Die am Schlusse letzteren Berichtes erwähnte Eingabe an die Regierungen der Bundesstaaten, welche den früher gekennzeichneten Anschauungen des Deutschen Ausschusses über das nichtstaatliche technische Mittelschulwesen die höchst erreichbare Wirkung sichern sollte, hat das Ergebnis gehabt, daß eine größere Zahl von Bundesstaaten sich zu der grundsätzlichen Auffassung des Deutschen Ausschusses zustimmend geäußert hat. Diese Äußerungen der einzelnen Bundesregierungen wurden vom Ausschuß dem Herrn Minister für Handel und Gewerbe in Preußen mit der Bitte zur Kenntnis gegeben, ein gemeinsames Vorgehen der beteiligten Einzelstaaten hinsichtlich des nichtstaatlichen technischen Mittelschulwesens anbahnen zu wollen. In seiner Antwort erkennt der Herr Minister mit Entschiedenheit die Pflicht der Staatsverwaltung an, zweifelhafte Unternehmungen auf dem technischen Unterrichtsgebiet, bei denen Erwerbsinteressen einzelner gegenüber den Bestrebungen zur Erzielung eines gesunden technischen Nachwuchses in den Vordergrund treten, jederzeit tatkräftig entgegenzuwirken. Er glaubt jedoch zurzeit davon absehen zu sollen, auf eine Verständigung der Bundesregierungen über die Annahme einiger Grundsätze auf einem Gebiete hinzuwirken, das verfassungsgemäß der Gesetzgebung der Einzelstaaten vorbehalten sei. Aus den Antworten der Regierungen gehe hervor, daß man, angeregt durch die Arbeiten des Ausschusses, ebenso wie in Preußen, dieser wichtigen Angelegenheit nunmehr volle Aufmerksamkeit zuwenden wolle, und daß gegenüber zweifelhaften Unternehmungen eine strengere Verwaltungspraxis allgemein Platz greifen werde, die vorerst wichtiger und aussichtsvoller erscheine als die Einigung über bestimmte Rechtsätze.

In der IV. Gesamtsitzung des Deutschen Ausschusses, welche am 9. Dezember 1911 in Berlin stattfand, wurden Berichte über das niedere technische Schulwesen

(Werkschulen, Fortbildungsschulen) erstattet. Diese Berichte sind in einem den bereits früher erwähnten zwei Bänden sich anschließenden dritten Bande der „Abhandlungen und Berichte über Technisches Schulwesen“ ausführlich veröffentlicht.

Im Frühjahr 1912 wurde auch der schon früher gefaßte Plan verwirklicht, einen Führer durch das technische Unterrichtswesen herauszugeben. Zu dem Zwecke sandte man Fragebogen an die technischen Mittelschulen der mechanischen Industrie, um Material zu erhalten.

Der aus den Ergebnissen der Umfrage geschaffene Führer soll anfangs November dieses Jahres erscheinen unter dem Titel: „Die Ausbildung für den technischen Beruf in der mechanischen Industrie (Maschinenbau, Schiffbau, Elektrotechnik), ein Ratgeber für die Berufswahl“. Von seinen drei Teilen behandelt ein erster, allgemeiner, die Vorbildung und praktische Ausbildung künftiger Besucher von technischen Hoch- und Mittelschulen und gibt Winke bezüglich der Wahl nichtstaatlicher Anstalten. Der zweite Teil enthält eine Zusammenstellung der technischen Hochschulen mit ihren verschiedenen Abteilungen und Studienplänen; auch gibt er auf Grund des eingesandten Materials und früherer Besichtigungen ein Verzeichnis technischer Mittelschulen, deren Unterricht einen guten Erfolg erwarten läßt, unter gleichzeitiger Angabe der Aufnahmebedingungen, Berechtigungen, Schulgelder und sonstigen Gebühren. Der dritte Teil ist ein Merkblatt für die praktische Ausbildung, das sowohl für künftige Hochschüler als auch für Mittelschüler geeignet ist.

Parallel mit den letzten Arbeiten über das technische Mittelschulwesen, das damit vorerst als erledigt zu gelten hat, und im Anschluß daran sind die Hochschulfragen in Vorbereitung genommen worden.

Am 8. November 1911 behandelte ein Arbeitsausschuß in einer Sitzung zu Berlin die weitere Ausgestaltung der technischen Hochschulen. Die bei dieser Gelegenheit vorgetragenen Berichte sind in dem Bande IV der „Abhandlungen und Berichte aus dem Gebiete des Technischen Hochschulwesens“ (Verlag B. G. Teubner) zusammengestellt und im Mai 1912 erschienen. Weiter wurden noch im Frühjahr 1912 bezüglich der weiteren Ausgestaltung der Hochschulen Fragebogen ausgearbeitet und an etwa 3000 Personen versandt. Die 450 mehr oder weniger ausführlichen Antworten hat die Geschäftsstelle des Ausschusses geordnet, zu Hauptgebieten zusammengefaßt und diese einer Anzahl von Herren der Wissenschaft und Praxis zur Durcharbeitung übergeben. In einer späteren Arbeitsausschusssitzung, die am 20. November stattfinden wird, sollen die Ergebnisse zu Leitsätzen verdichtet werden.

Auch die Frage der praktischen Ausbildung der künftigen Hochschulingenieure wurde am 11. und 12. Mai d. J. in Arbeitsausschusssitzungen beraten. Dies führte dazu, die Vermittlung von Praktikantenstellen weiter auszubilden, indem eine eigene Vermittlungsstelle unter der Firma „Deutscher Ausschuß für Technisches Schulwesen, Abteilung für die Vermittlung von Praktikantenstellen“, Düsseldorf, Breitestr. 27, geschaffen wurde, welche der Geschäftsführer des Vereins Deutscher Maschinenbauanstalten leitet. Auf Anfragen werden von dieser Stelle aus Fragebogen zugesandt, die sich auf die Vorbildung des Praktikanten und seine Absichten betreffs der technischen Ausbildung beziehen und welche ausgefüllt der Geschäftsstelle zurückzureichen sind; diese übernimmt dann die weitere Vermittlung.

Leider kann hier nicht unerwähnt bleiben, daß, allem Anschein nach, bei der bisherigen Behandlung der Hochschulfragen der Schiffbau nicht die ihm gebührende Beachtung gefunden hat: Zu den Arbeitsausschusssitzungen sind Vertreter der Schiffbau-industrie und -wissenschaft, soweit wir übersehen können, nicht in ausreichendem Maße herangezogen worden. Dies ist bestimmt festzustellen bezüglich der Behandlung der praktischen Ausbildung, einer Frage, welche gerade auch auf dem Gebiete des Schiffbaus recht

schwierig liegt und daher eine baldige gründliche Regelung dringend erfordert. Die heutige Stellung des Schiffbaus in unserer Industrie rechtfertigt aber unseres Erachtens vollkommen eine weitgehende Berücksichtigung dieses Gebietes bei der Durchführung einer Aufgabe, wie sie der Deutsche Ausschuß sich zum Ziele gesetzt hat.

c) Die Illustrierten Technischen Wörterbücher in sechs Sprachen.

Der in der Versammlung vom 25. Februar 1911 gewählte Ausschuß hat im In- und Ausland Gutachten eingeholt, aus denen hervorgeht, daß die lückenlose Durchführung der „Illustrierten Technischen Wörterbücher“ eine höchst dringliche Angelegenheit ist. Nach Prüfung der geschäftlichen und redaktionellen Verhältnisse des Unternehmens richtete der Ausschuß eine Eingabe an den „Verein Deutscher Ingenieure“ um Gewährung einer jährlichen Geldbeihilfe, die von der diesjährigen Hauptversammlung in Stuttgart im Höchstbetrage von jährlich 10 000 *M* für die nächsten 5 Jahre in Aussicht gestellt wurde, unter der Bedingung, daß auch von anderer Seite jährlich im ganzen mindestens 50 000 *M* zu dem gleichen Zweck zur Verfügung gestellt würden. Auch das Reichsamt des Innern steht dem Werk wohlwollend gegenüber und ist grundsätzlich geneigt, sich für einen in engen Grenzen zu haltenden jährlichen Beitrag aus Reichsmitteln zu verwenden. Auf Anraten des Herrn Staatssekretärs des Innern hat sich der Ausschuß ferner an die industriell und technisch interessierten Bundesregierungen und an die Senate der Hansastädte gewandt. Auch von dieser Seite sind Beiträge zu erwarten, allerdings stets in der Voraussicht, daß sich alle maßgebenden Kreise mit entsprechenden Zuschüssen beteiligen.

Die an die Schiffbautechnische Gesellschaft gerichtete Eingabe gelangte gleichfalls in günstigem Sinne unter Bewilligung eines auf fünf Jahre bemessenen Beitrages von jährlich 1000.— *M*. zur Erledigung.

d) Der Deutsche Schulschiffverein,

für dessen Tagungen unser Vorsitzender, Herr Geh. Regierungsrat und Professor Dr.-Ing. Busley, die Vertretung der Schiffbautechnischen Gesellschaft übernahm, ist im letzten Jahre in den Stand gesetzt worden, zu seinen beiden bereits im Dienst befindlichen Schulschiffen ein neues in Auftrag zu geben, das ebenso wie die „Großherzogin Elisabeth“ der Ausbildung von Deckmannschaften für Dampfer dienen soll. Um auf dem neuen Schulschiff auch im Winter, und zwar in südlicheren Gewässern, einen Ausbildungskursus abhalten zu können, soll das neue Schiff als Motorsegler gebaut werden, der mit eigener Maschine in möglichst kurzer Zeit

den Süden aufsuchen kann. Die Beschaffung und Bewilligung der hierzu erforderlichen Mittel ist der in Mannheim am 20. Oktober 1912 abgehaltenen Tagung gegückt. Die großen deutschen Reedereien haben ihre regelmäßigen Beiträge weit über das Doppelte ihres bisherigen Beitrages hinaus gesteigert, und angesichts des großen Interesses, das unsere Kriegsmarine dem Heranwuchs eines tüchtigen seemännischen Personals entgegenbringt, dürfte demnächst auch eine Erhöhung des Reichszuschusses erfolgen. Es ist zu wünschen, daß der Schulschiffverein seinen Weg auch in Zukunft mit gleichem Erfolg wie bisher fortsetzen möge.

Kundgebung des Allerhöchsten Protektors.

Wie alljährlich, wurde unser Jahrbuch im Auftrage Seiner Königlichen Hoheit des Großherzogs von Oldenburg auch am 27. Januar 1912 Seiner Majestät dem Kaiser mit einem Glückwunschkreis unseres hohen Ehrenvorsitzenden zum Geburtstage überreicht. Das Dankschreiben Seiner Majestät des Kaisers hat folgenden Wortlaut:

An des Großherzogs von Oldenburg Königliche Hoheit.

Durchlauchtigster Fürst,
freundlich geliebter Vetter und Bruder!

Eure Königliche Hoheit haben als Ehrenvorsitzender der Schiffbautechnischen Gesellschaft Mir im Namen derselben zu Meinem diesjährigen Geburtstage warme Glück- und Segenswünsche gewidmet und Mir zugleich das neueste Jahrbuch der Gesellschaft übermittelt. Für diese Aufmerksamkeit spreche Ich Euerer Königlichen Hoheit sowie der Schiffbautechnischen Gesellschaft Meinen herzlichen Dank aus.

Ich verbleibe mit den Gesinnungen unveränderlicher Hochachtung und Freundschaft

Euerer Königlichen Hoheit
freundwilliger Vetter und Bruder

Berlin im Schloß,
den 31. Januar 1912.

g e z. Wilhelm, I. R.

Gedenktage.

Aus dem Kreise unserer Mitglieder sind uns im Berichtsjahr folgende Gedenktage bekanntgeworden, anlässlich deren die Schiffbautechnische Gesellschaft den Jubilaren ihre Glückwünsche übermittelte. Es feierten:

Die Firma A. B o r s i g in Tegel am 14. September ihr 75 jähriges Bestehen.

Die Firma F r i e d. K r u p p A.-G. in Essen am 8. August ihr 100 jähriges Bestehen.

Die Firma F. S c h i c h a u in Elbing am 5. Oktober ihr 75 jähriges Bestehen.

S e i n e K ö n i g l i c h e H o h e i t d e r G r o ß h e r z o g v o n O l d e n - b u r g am 16. November Höchstseinen 60. Geburtstag.

VI. Die Sommerversammlung in Kiel 1912.

Nach mehrjähriger Pause hielt die Schiffbautechnische Gesellschaft in diesem Jahre wieder eine Sommerversammlung ab, zu deren Ort bereits auf der XI. Hauptversammlung 1909 unter allgemeinem Beifall die Stadt K i e l aussersehen war.

Dank seiner lieblichen Lage am grünen Ostseestrande, als Reichskriegshafen, Sitz hoher Marinebehörden, einer achtunggebietenden Schiffbauindustrie und als Knotenpunkt für den Verkehr des Kaiser Wilhelm-Kanals darf sich Kiel in der Tat als Treffpunkt für eine Sommerversammlung der Schiffbautechnischen Gesellschaft ganz besonderer Vorzüge rühmen. Um daher jedem Mitglied unserer Gesellschaft die Teilnahme an der Versammlung durch rechtzeitige Reisedispositionen zu erleichtern, waren die Einladungen mit einem reichhaltigen Programm bereits vor Ostern ergangen. In erfreulichem Umfange wurde ihnen entsprochen, und auch von ausländischen Mitgliedern sowie von Vertretern unserer Schwestergesellschaften liefen zahlreiche Anmeldungen ein. Wenn sich für den in Aussicht genommenen Sonderzug von Berlin nach Kiel die erforderliche Anzahl fester Bestellungen nicht ergab, so lag dies nicht am mangelnden Interesse unserer Mitglieder, sondern mehr an dem Umstand, daß sich ein erheblicher Teil der Festteilnehmer mit Rücksicht auf berufliche Verpflichtungen nicht auf einen bestimmten Sonderzug festlegen konnte, sondern sich lieber freie Wahl zwischen den Zügen vorbehält.

Der Begrüßungsabend.

Schon der Begrüßungsabend in der Seebadeanstalt am Dienstag den 4. Juni bezeugte durch seinen ungewöhnlich starken Besuch das rege Interesse, welches die Kieler Gesellschaft unserer Veranstaltung entgegenbrachte. Wohl gegen 500 Damen und Herren mochten erschienen sein. Die naßkalte Witterung duldet leider keinen Aufenthalt im Freien, der festlichen Stimmung aber vermochte

das Wetter keinen Abbruch zu tun. Man nahm Platz in den geschmackvoll ausgestatteten Sälen des Restaurants und lauschte den fröhlichen Klängen der „Hohenzollernkapelle“, die im Verein mit dem Ausblick auf das reichhaltige Programm sehr bald eine angeregte Unterhaltung entfesselte.

Die Torpedoboote manöwer.

Am folgenden Vormittage konnten unsere Mitglieder dank der Liebenswürdigkeit des Herrn Kontreadmiral L a n s , Inspekteurs des Torpedowesens, einem vom Flottenchef Herrn Admiral von Holtzendorff befohlenen Manöwer von Torpedo- und Unterseebooten in See beiwohnen. Zwei Halbflottilen zu je fünf Torpedobooten operierten teils getrennt, teils gemeinsam, begleitet von dem großen Dampfer „Prinz Waldemar“, der festlich beflaggt unsere Damen und ausländischen Gäste an Bord führte. Um das kriegerische Schauspiel der Wirklichkeit näher zu führen, zeigte der Wettergott ungefähr sein bösestes Gesicht. Unter rauhem, fast stürmischem Südwind wurde der Kurs seewärts genommen, vorbei an den schmucken Yachten, Handels- und Kriegsschiffen, unser Dampfer voraus, die Torpedoboote hinterdrein. Bei Mönkenort überholten ihn die Torpedoboote. Die Manöwer nahmen hier ihren Anfang. Unter mannigfaltigen Formationsänderungen dampften die Torpedoboote bald in Dwars-, bald in Kiellinie. Der „Prinz Waldemar“ folgte, so gut es ging. Auf der Höhe von Gabelsflach führte je ein Torpedoboot jeder Halbflottille das Kommando „Mann über Bord“ aus. Auf einen Schuß mit zwei kurz hintereinander folgenden Sirenensignalen stoppte das Torpedoboot und setzte ein Beiboot aus, welches die den Mann markierende Boje an Bord brachte. Sobald dies geschehen und das Beiboot wieder eingesetzt war, dampften die Torpedoboote sofort in der alten Formation weiter. Den Schluß bildete ein Torpedangriff beider Halbflottilen auf den „Prinz Waldemar“, der ein feindliches Kriegsschiff darstellte. In wildem Wogengebraus schäumte die See, aufgewühlt von den Leibern aller in höchster Fahrt heranstürmenden 10 Boote, ein erhabender Anblick, wie ihn Nichtseeleute kaum jemals zu beobachten Gelegenheit haben.

Das Gartenfest.

In den idyllischen Anlagen des Hotels „Bellevue“ versammelte sich am Abend desselben Tages eine stattliche Schar eleganter Damen und Herren zur Feier des von der Stadt Kiel veranstalteten Gartenfestes. Ein sonniger blauer Himmel strahlte auf den Garten hernieder, in dessen Schatten sich die Gesellschaft zwanglos in einzelnen Gruppen lustwandelnd erging. Ein Trompetensignal rief sie vor dem

Musikpavillon zusammen, wo der Vertreter der Stadt Kiel, Herr Oberbürgermeister Dr. Fuß, sie in einer herzlichen Ansprache begrüßte und dem Vorstand für die Wahl Kiels zum Ort dieser Sommerversammlung seinen Dank abstattete. Namens der Gesellschaft ergriff darauf unser Vorsitzender, Herr Geheimer Regierungsrat Professor Dr.-Ing. Busley, das Wort zu folgender Erwiderung:

Meine sehr geehrten Damen und Herren! Auf die liebenswürdige Begrüßung durch Herrn Oberbürgermeister Dr. Fuß kann ich nur erwiedern, daß allgemeiner und anhaltender Beifall ertönte, als die Schiffbautechnische Gesellschaft während ihrer Hauptversammlung 1911 auf Wunsch einer großen Anzahl von Mitgliedern den Beschuß faßte, die nächste Sommerversammlung in Kiel abzuhalten. Kiel ist eine Stadt in unvergleichlich schöner Lage, an einer tiefen und von herrlichen Wäldern umgebenen Meeresbucht, welche gerade jetzt im schönsten Frühlingsschmuck prangen. Mit Kiel verknüpft jeder Deutsche den Begriff der deutschen Flotte, die in der Bucht einen geschützten Ankerplatz findet. Bei dem Namen Kiel denkt man ferner an die Ostseemündung des Kaiser Wilhelm-Kanals, jenes gewaltigen Ingenieurwerks, dessen Erweiterungsbauten wir morgen bewundern werden. Für uns Schiffbauer hat das Wort Kiel dadurch einen besonderen Klang, daß es die Heimat von drei großen deutschen Schiffswerften ist, welche übermorgen unseren Besuch empfangen wollen. Für jeden Schiffbauer birgt Kiel aber außerdem noch ein ganz besonderes Kleinod, um welches es viele Städte beneiden, ich meine das wohlerhaltene, im Vaterländischen Museum aufbewahrte Wikinger-Ruderboot aus dem vierten Jahrhundert n. Chr. Die edlen Linien dieses Fahrzeuges haben schon viele Fachleute in Entzücken versetzt, und ich kann daher jedem, der es noch nicht gesehen hat, nur zu einem Besuch raten. Die größte Anziehung aber, welche das im Herzen des stammverwandten Schleswig-Holstein gelegene Kiel stets auf alle Besucher ausgeübt hat, ist seine berühmte, weitgehende Gastfreundschaft, welche zu genießen wir heute die Ehre haben. In aller Namen gestatte ich mir, dem Magistrat, den Stadtverordneten und der gesamten Kieler Bürgerschaft für die liebenswürdige und freundliche Aufnahme, deren wir in Kiel teilhaftig geworden sind, unseren wärmsten und herzlichsten Dank auszusprechen. Um diesem Dank Ausdruck zu verleihen, bitte ich Sie, mit mir in den Ruf einzustimmen: Die Stadt Kiel lebe hoch!

Beifall und Händeklatschen ertönte nach diesen warmempfundenen, allen Beteiligten aus der Seele gesprochenen Worten. Mittlerweile war die Abenddämmerung hereingebrochen, die Teilnehmer begaben sich in das Terrassenrestaurant und in den großen weißen Saal, wo die Stadt Kiel sie an reich gedeckten Tafeln gastlich bewirtete. Als man nach Eintritt der Dunkelheit wieder ins Freie trat, prangte der Garten im Schmuck zahlloser bunter elektrischer Glühlampen. Im schweigenden Dunkel lag die Kieler Föhrde, in ihrer Mitte ein kleiner schwarzer Dampfer, der feurige Garben buntleuchtender Raketen, goldsprühenden Regen und flammende Sonnen zum Himmel stieß. Wie in ein zauberisches Licht schienen der Hafen, die Kriegsschiffe, das gegenüberliegende Ufer getaucht; inmitten des Feuerwerks aber erstrahlten in blendendem Weiß die Initialen S T G der Schiffbautechnischen Gesellschaft.

Prickelnde Walzerklänge lockten nach Beendigung dieses Schauspiels wieder zurück in den Saal, der unterdessen zum Ballsaal hergerichtet worden war. Bei Tanz und Musik blieb die junge Welt noch lange fröhlich beisammen, während die Älteren, befriedigt von den gewonnenen Eindrücken, früher den Heimweg antraten.

Die Eröffnung des ersten Verhandlungstages fand am nächsten Vormittag 9½ Uhr in der Aula der Marineakademie statt. Anwesend waren seine Königliche Hoheit Prinz Adalbert von Preußen nebst Gefolge sowie zahlreiche hohe Seeoffiziere, Marinebeamte und Ingenieure, insgesamt etwa 600 Herren, denen der stark besetzte Saal leider nur mit Mühe Platz bieten konnte. Der Vorsitzende, Herr Geheimer Regierungsrat Professor Dr.-Ing. Busley, eröffnete die Tagung mit folgender Ansprache:

Eure Königliche Hoheit! Eure Exzellenzen! Meine sehr geehrten Herren! Im Auftrage unseres Hohen Ehrenvorsitzenden, Seiner Königlichen Hoheit des Großherzogs von Oldenburg, habe ich die Ehre, die Sommerversammlung der Schiffbautechnischen Gesellschaft zu eröffnen. Seine Königliche Hoheit sandte mir gestern folgendes Telegramm:

„Geheimrat Busley, Kiel.

Ich bitte Sie, den Teilnehmern an der Versammlung der Schiffbautechnischen Gesellschaft auszusprechen, wie sehr ich bedauere, durch zwingende Umstände genötigt zu sein, diesmal nicht zu Ihrer Versammlung kommen zu können. Ich wünsche der Tagung in Kiel herzlichst einen glücklichen Verlauf und guten Erfolg und bitte allen Anwesenden meine besten Grüße zu übermitteln.

Friedrich August.“

(Zu Seiner Königlichen Hoheit dem Prinzen Adalbert gewendet):
Euerer Königlichen Hoheit gestatte ich mir im Namen der Schiffbautechnischen Gesellschaft unseren ehrerbietigsten Dank für die Ehre Ihres Besuchs auszusprechen.

Den Herren Vertretern der Staats-, Marine- und Kommunalbehörden danke ich verbindlichst nicht bloß für ihr Erscheinen, sondern besonders für die große Hilfe und Unterstützung, welche Sie uns für unsere heutige Tagung in jeder Beziehung haben angedeihen lassen.

Unseren Kollegen von der österreichisch-ungarischen Kriegsmarine, die von Wien und Pola hier eingetroffen sind, rufe ich ein herzliches Willkommen zu.

Ich begrüße ferner die Herren Vertreter unserer Schwestervereinigungen, der Institution of Naval Architects in London und der Association Technique Maritime aus Paris, und freue mich feststellen zu können, daß eine große Anzahl unserer Mitglieder aus Dänemark, Schweden und Belgien zu der diesmaligen Tagung eingetroffen sind.

Wenn wir Kiel als Platz für unsere Versammlung gewählt haben, so geschah dies in erster Linie, weil sich Kiel im Laufe der letzten Jahrzehnte zu einem Zentrum des deutschen Kriegsschiffbaues ausgewachsen hat. Die Kaiserliche Werft ist ganz beträchtlich vergrößert, die Germania-Werft ist völlig neu aufgebaut und mit den besten modernsten Einrichtungen versehen worden, und die Howaldtswerke haben in den letzten Jahren eine durchgreifende Umwandlung erfahren. Für unsere Schiffbauer bietet sich hier demnach eine Fülle des Sehenswerten, und damit auch unsere Reeder nicht zu kurz kommen, haben wir uns bemüht, auch eine Besichtigung der Erweiterungsbauten des Kaiser Wilhelm-Kanals zu erwirken.

Für alle unsere Mitglieder hatten wir, wie ich nicht verschweigen will, gehofft, unsere deutsche Hochseeflotte im Hafen vorzufinden. Nachdem sich dies leider nicht hat verwirklichen lassen, sind wir doch dem Herrn Flottenchef und dem Herrn Inspekteur des Torpedowesens außerordentlich zu Dank verpflichtet, daß wir gestern die Manöwer einer Torpedoboatsflottille und einer Unterseebootsflottille bewundern konnten.

Nicht nur was hier an technischen Dingen zu sehen ist, sondern auch was die Stadt Kiel selbst bietet, hat für viele von uns außergewöhnliche Reize. Als Kiel im Jahre 1864 unter deutsche Herrschaft kam, war es ein kleines, bescheidenes Städtchen mit 16 000 Einwohnern. Heute ist Kiel in der Lage, vor diese Ziffer eine stolze 2 zu schreiben, und geht mit rüstigen Schritten dem dritten Hunderttausend entgegen. Kiel ist insofern eine eigenartige Stadt, als der alte kleine Kern an vielen Stellen noch fast unberührt geblieben ist, und sich um diesen alten Teil die neuen größeren Vorstädte gruppieren. Wir bieten deswegen unseren Mitgliedern eine solche Fülle des Sehenswerten, daß wir uns mit unseren Vorträgen auf die Zahl 4 beschränken müßten, damit die Herren in voller Ruhe und ohne Anstrengung alles in Augenschein nehmen können. Die vier Vorträge aber, die wir vorbereitet haben, behandeln Stoffe, welche augenblicklich im Vordergrund der deutschen Technik stehen, und wir hoffen und wünschen, daß sie sich Ihres Beifalls erfreuen möchten.

Ich bitte nun die geehrte Versammlung, mir gestatten zu wollen, daß ich folgende zwei Depeschen absende. (Lebhafte Zustimmung):

An des Kaisers Majestät

P o t s d a m .

Euerer Majestät bringen die in Gegenwart Seiner Königlichen Hoheit des Prinzen Adalbert von Preußen zur Sommerversammlung in Kiel vereinigten Mitglieder der Schiffbautechnischen Gesellschaft ihre alleruntertänigste Huldigung dar. Getreu den Absichten Euerer Majestät sind wir bemüht, in freundlichem Gedankenauftausch mit unseren österreichischen, englischen, französischen und schwedischen Gästen an den Fortschritten der Schiffbaukunst weiter zu arbeiten.

Schiffbautechnische Gesellschaft
B u s l e y .

Seiner Königlichen Hoheit dem Großherzog von Oldenburg,
Oldenburg.

Die mit ihren österreichischen, englischen, französischen und schwedischen Fachgenossen zur

Kieler Sommerversammlung vereinigten Mitglieder der Schiffbautechnischen Gesellschaft senden ihrem gnädigsten Ehrenvorsitzenden ehrerbietigste Grüße mit dem herzlichen Bedauern, nicht unter Höchstseiner Leitung tagen zu können.

Schiffbautechnische Gesellschaft
Busley.

Den ersten Vortrag hielt darauf Herr Marinebaurat Berling - Kiel über „Die Entwicklung der Unterseeboote und ihrer Hauptmaschinenanlagen“. In kurzer, leichtfaßlicher Darstellung verbreitete sich der Vortragende über die wesentlichen Konstruktionsgedanken der Unterseeboote und ihrer Maschinensysteme und veranschaulichte durch Lichtbilder die neuesten Typen dieser Boote. Die Schwierigkeit, den Stoff ohne Preisgabe militärischer Interessen und doch genügend verständlich vorzutragen, meisterte Herr Baurat Berling mit anerkennenswerter Geschicklichkeit. Wohlverdienter Beifall beschloß seinen lehrreichen Vortrag, in dessen Diskussion die Herren Direktor Keuffel - Bremen und Maschineningenieur Irinyi - Hamburg das Wort ergriffen.

Den zweiten, ebenfalls durch Lichtbilder erläuterten Vortrag hielt Herr Regierungs- und Baurat Schultz - Kiel über das Thema: „Der Kaiser Wilhelm - Kanal und seine Erweiterung“. Der Vortragende erwähnte kurz die Geschichte dieses gewaltigen Bauwerkes, der dann die Schilderung des bestehenden Kanals sowie eine Besprechung der Grundzüge des Erweiterungsbaues einschließlich ihrer Kosten folgte. Auch die Unterbringung der beschäftigten Arbeiter und den augenblicklichen Stand der Erweiterungsarbeiten erläuterte der Vortragende. Reicher Beifall lohnte seine formvollendete und inhaltsreiche Darstellung.

In der Diskussion benutzte Herr Kanalamtspräsident Dr. Kautz - Kiel die Gelegenheit, den Mitgliedern unserer Gesellschaft nähere Einzelheiten für die bevorstehende Besichtigung des Kanals bekanntzugeben, während Herr Direktor Blümcke - Mannheim in einer vielbeachteten Rede seiner Verwunderung darüber Ausdruck gab, daß beim Kanalbau mehr ausländische als deutsche Baggergeräte Verwendung finden.

Ein glänzendes, von der Germania werft in den Räumen der Seebadeanstalt gegebenes Frühstück vereinte nach Schluß der Verhandlungen die Damen und Herren der Schiffbautechnischen Gesellschaft. Im Namen des verhinderten Herrn Geheimen Legationsrat Dr. Krupp von Bohlen und Halbach toastete Herr Direktor Bauer - Kiel auf die Gäste, worauf der stellvertretende Vorsitzende,

Herr Wirklicher Geheimer Oberbaurat und Professor R u d l o f f, den Dank der Schiffbautechnischen Gesellschaft für die festliche Bewirtung zum Ausdruck und unter allgemeiner Zustimmung die Absendung einer Depesche in Anregung brachte, worin Herrn und Frau Krupp von Bohlen und Halbach zur Geburt ihres jüngsten Töchterchens die Glückwünsche aller Festteilnehmer übermittelt wurden.

Der Nachmittag war dem Besuch des Kaiser Wilhelm - Kanals gewidmet. In zwei vollbesetzten Dampfern fuhren die teilnehmenden Damen und Herren von der Seebadeanstaltsbrücke nach Holtenau, besichtigten dort die neuen großen Schleusenbauten, die neue Hochbrücke sowie einzelne Kanalbaustellen und begaben sich dann in zwanglosen Gruppen nach Möltenort, Heikendorf und Laboe, um bei herrlichem Wetter die Reize eines Sommerabends an der Kieler Föhrde zu genießen.

Der zweite Verhandlungstag

wurde am Freitag Vormittag 9½ Uhr in der wiederum dichtbesetzten Aula der Marineakademie in Gegenwart Seiner Königlichen Hoheit des Prinzen A d a l b e r t von Preußen durch den Vorsitzenden mit der Verlesung des inzwischen aus Potsdam eingetroffenen Antworttelegramms Seiner Majestät des Kaisers eröffnet:

A n d i e S c h i f f b a u t e c h n i s c h e G e s e l l s c h a f t
z. H. d. H e r r n G e h. R e g.-R a t P r o f e s s o r D r.-S n g. B u s l e y, K i e l.

Seine Majestät der Kaiser lassen den dort vereinigten Mitgliedern der Schiffbautechnischen Gesellschaft für den freundlichen Gruß vielmals danken und der bedeutungs- und verdienstvollen Arbeit der Gesellschaft auch fernerhin guten Erfolg wünschen zur Förderung des deutschen Schiffbaues und zum Segen für das Vaterland.

A u f A l l e r h ö c h s t e n B e f e h l
d e r G e h e i m e K a b i n e t t s r a t

v. Valentini.

Auch aus England waren herzliche Begrüßungsschreiben und Telegramme eingelaufen, und zwar von dem Präsidenten der Institution of Naval Architects, dem Marquis of Bristol, und den bekannten früheren Chefkonstrukteuren der englischen Marine, dem Ehren-Vicepräsidenten Sir William H. White und dem Vizepräsidenten Sir Philip Watts. Der Marquis of Bristol schrieb:

I have a lively recollection of the kind friends I made amongst the representatives from Germany at our own Jubilee Meeting last year, and should, had other engagements permitted, have been glad to meet perhaps some of them on

their own native soil. As that, however, was not possible, I hope you will assure them if you get an opportunity, of the great interest which I, as President of the English Institution, take in their proceedings, and say that I have little doubt that the best interests of Naval Architecture, both Naval and Mercantile, are safe in their hands, not only in furthering the power and trade of Germany, but in assisting and in improving the lot of the sea-going community of the world at large.

Long may it be the privilege of all kindred societies to foster kindly feeling between all those who have business on the sea.

gez. Bristol.

Sir Milliam H. White ließ uns durch Mr. Dana, den Sekretär der englischen Schwestergesellschaft, brieflich bestellen:

Will you kindly convey to our professional brethren in Germany the expression of my sincerest regret that it has been impossible for me to accept their kind invitation to attend the meeting in Kiel. A long time ago I accepted an invitation from Direktor-General Ballin to be the guest of the Hamburg America Company during the International Regatta Week at Kiel; my work and engagements do not permit me to be so long away from home as would be necessary if I also attended the meeting of the Naval Architects. The interesting programme of papers and visits of which you gave me particulars recently, makes my regret greater at not being able to attend the summer meeting. I wish for them complete success and am delighted to learn that the British Institution of Naval Architects will be well represented. The relations between the two Societies have always been most cordial, and it is to the benefit not merely of both societies but of both countries that these relations should become closer and even more friendly as the years go by.

gez. W. H. White.

Sir Philip Watts depeschierte direkt an den Vorstand:

Sir Philip Watts sends greetings to the Schiffbautechnische Gesellschaft and best wishes for the success of their summer meetings at Kiel. He believes that these meetings not only promote good fellowship but are of great utility in advancing the interests of the profession by promoting the attainment of the highest technical efficiency.

Unsere telegraphische Antwort an die genannten Herren Vertreter der britischen Schiffbautechnik lautete folgendermaßen:

Sinai, London.

Dem Marquis of Bristol, Sir William H. White und Sir Philip Watts dankt die Schiffbautechnische Gesellschaft herzlichst für die freundlichen Grüße und Wünsche. Wir hoffen ebenfalls, daß unsere Versammlungen durch den gegenseitigen Besuch unserer Mitglieder nicht bloß für unsere Fachinteressen, sondern auch für unsere persönliche Wertschätzung von großem Vorteil sein werden.

S ch i f f b a u t e c h n i s c h e G e s e l l s c h a f t
Busley.

Nachdem der Austausch dieser Freundschaftsbezeugungen zur Kenntnis der Versammlung gebracht worden war, hielt Herr Kapitän zur See M i c h e l s e n - Kiel seinen Vortrag über die „E n t w i c k l u n g d e r T o r p e d o w a f f e“.

An Hand eines den gedruckten Entwurf weit überragenden Text- und Lichtbildermaterials schilderte Herr Kapitän zur See M i c h e l s e n die erstaunlichen Fortschritte dieser an Bedeutung ständig wachsenden Angriffswaffe, die auf die Entwicklung des Schiffbaues einen so mächtigen Einfluß ausgeübt hat und in Zukunft weiter ausüben wird. Bei der Behandlung dieses für eine öffentliche Versammlung teilweise recht heiklen Themas wußte der Vortragende durch geschickte Betonung der allen Marinen gemeinsamen Probleme die Aufmerksamkeit der Zuhörer bis zum Schluß zu fesseln.

In der Diskussion rühmte Herr Oberingenieur K o r t m a n n - Berlin den Anteil, den die deutsche Technik an der Ausgestaltung dieser ursprünglich ausländischen Erfindung genommen hat.

Den Schluß der Verhandlungen bildete der Vortrag des Herrn Direktor R e g e n b o g e n - Kiel über den: „D i e s e l m o t o r b a u a u f d e r G e r m a n i a w e r f t“, der den überragenden Einfluß kennzeichnete, welchen die Firma Krupp auf diesen jetzt im Mittelpunkt des Interesses stehenden Zweig des Maschinenbaues ausgeübt hat. In anzuerkennender Weise unterließ es der Vortragende, die Vorzüge der einzelnen Konstruktionen auseinanderzusetzen, es seinen Zuhörern anheimstellend, sich hierüber ein eigenes Urteil zu bilden. Dagegen brachte Herr Direktor R e g e n b o g e n die Mühen und Kosten, welche die Germaniawerft dieser deutschen Erfindung für jahrelange Versuche geopfert hat, trefflich zum Ausdruck und fand hierbei in der nachfolgenden Diskussion auch die Unterstützung des Herrn Dr.-Ing. D i e l s e l - München. Allseitiger Beifall begleitete diesen Vortrag bis zum Schluß.

Mit kurzem Dank an die Zuhörer für das den vier Vorträgen gewidmete Interesse schloß der Vorsitzende die Verhandlungen in der Marineakademie.

D i e B e s i c h t i g u n g d e r W e r f t e n.

Der nachmittags folgende Besuch der Werften wies die gewünschte lebhafte Beteiligung auf. Zwei Dampfer führten die Gäste in gesonderten Gruppen von der Seebadeanstalt zunächst zur G e r m a n i a w e r f t und zu den H o w a l d t s - w e r k e n , wo unter sachverständiger Führung die Besichtigung einen fesselnden und lehrreichen Verlauf nahm. Eine ausführliche Beschreibung des dort Gesehenen findet sich im Kapitel „Besichtigungen“ dieses Jahrbuches. Den

Teilnehmern wurde zur Erfrischung auf den anstrengenden Rundgängen in freundlicher Weise ein kleiner Imbiß gereicht. Um 4½ Uhr versammelten sich dann die beiden Gruppen in einer Gesamtzahl von etwa 250 Herren und Damen zur gemeinsamen Besichtigung der Kaiserlichen Werft, deren umfangreiche Anlagen ebenfalls eingehend gewürdigt wurden.

Das Festessen.

Am Abend fand in dem festlich geschmückten großen Saal von Wriedts Etablissement das von der Schiffbautechnischen Gesellschaft gegebene Festessen statt, das an hübsch dekorierten kleinen runden und langen Tafeln die Spitzen der Marine und der Behörden Kiels mit den Damen und Herren unserer Gesellschaft vereinigte. Mit nachstehenden Worten brachte Herr Geheimrat Busley das Kaiserhoch aus, in welches die Versammlung begeistert einstimmte:

Sehr geehrte Damen und Herren! Allgemein ist es bekannt, daß der Große Kurfürst die brandenburgische Kriegsflotte schuf. Weniger bekannt dürfte es dagegen sein, daß Friedrich der Große durch die Gründung der Emdener Handelskompagnie nach den Wirren des siebenjährigen Krieges die preußische Handelsflotte zu neuem Leben erweckte. Kaiser Wilhelm II. hat die Bemühungen seiner beiden großen Ahnen vereinigt und unablässig an der Ausgestaltung der deutschen Kriegs- und Handelsflotte gearbeitet. Seit dem Antritt seiner Regierung ist kaum ein größeres Kriegsschiff oder ein riesiger Handelsdampfer vom Stapel gelaufen, dessen Taufe Seine Majestät durch Allerhöchstseine Gegenwart nicht eine glänzende Weihe gab. Alle Erfolge der deutschen Schiffbauer und der deutschen Reeder hat der Kaiser jederzeit auf das eifrigste verfolgt und seinen Beifall oft durch anfeuernde und anerkennende Worte kundgegeben. Wir verehren daher in unserem Kaiser den gewaltigen Schöpfer der deutschen Kriegsflotte, den kraftvollen Förderer des deutschen Schiffbaues, den mächtigen Schirmherrn der deutschen Schiffahrt, und aus dankbarem Herzen steigt unser Ruf empor: Seine Majestät der Deutsche Kaiser und König von Preußen, Wilhelm II., unser Allergnädigster Protektor: Hurra!

Nach Schluß des Mahles blieben die Teilnehmer noch längere Zeit in angeregtem Gespräch und bei einem bald improvisierten Ball im Viktoriasaal zusammen, bis die Anstrengungen dieses ereignisreichen Tages zum Aufbruch mahnten.

Der Ausflug nach Glücksburg.

Der Sonnabend brachte als Abschluß den Dampferausflug mit dem „Prinz Waldemar“ nach Glücksburg, an dem sich trotz der anfänglich unbestimmten Witterung etwa 380 Damen und Herren beteiligten. Wieder ging die Fahrt, wie am vorhergehenden Mittwoch, seewärts an schmucken Yachten, Kriegs- und Handelsschiffen vorbei, bis die holsteinische Küste den Blicken entchwand. Musik und ein Frühstück an Bord sorgten für Unterhaltung. Mittags 12 Uhr wurde bei

herrlichem Sonnenschein die Flensburger Föhrde gesichtet, und eine Stunde später landeten die Teilnehmer in Glücksburg. Im dortigen Strandhotel wurde das Mittagsmahl eingenommen, in dessen Verlauf Herr Geheimrat Busley ein Hoch auf die Damen und Herren des Kieler Ausschusses ausbrachte, deren mühevoller Vorausbereitung der glatte und fröhliche Verlauf der Sommerversammlung zu danken sei. Nach diesem mit stürmischem Jubel aufgenommenen Toast sprach Herr Direktor Blumcke-Mannheim noch auf unsere Damen.

Die Zeit bis zur Heimfahrt reichte hin, um in Muße eine Besichtigung des Glücksburger Schlosses sowie herrliche Spaziergänge in die wald- und seenreiche Umgebung zu unternehmen. Vor Anbruch der Dunkelheit trug der Dampfer die Teilnehmer wieder nach Kiel zurück. Das Abendessen wurde an Bord eingenommen, und als der „Prinz Waldemar“ sich der Hafeneinfahrt näherte, flammte zur Rechten ein Feuerwerk von Bord eines entgegenfahrenden Schiffes, das die Kieler Föhrde in blendendem Feuer- und Farbenspiel erstrahlen ließ. Nach und nach stiegen auch vorn von den Howaldtwerken prächtige Raketengarben auf, und weiter hinten glänzte die Germaniawerft in bengalischem Purpurlicht. In glutroten Schein schien die Nacht getaucht, gespenstische Schatten gegen die Stadt hinwerfend.

Die übrigen Veranstaltungen.

Mit dem Ausflug nach Glücksburg hatte die Sommerversammlung ihr Ende erreicht. Der Vollständigkeit wegen erübrigte nur noch ein Rückblick auf diejenigen Veranstaltungen, welche für die Damen an den Tagen vorgesehen waren, an welchen die Herren durch Vorträge oder Besichtigungen in Anspruch genommen waren.

Am Vormittage der Eröffnung des Kongresses in der Marineakademie besuchten die Damen die kulturgeschichtlichen Schätze des Thaulow-Museums und ersteigerten den Rathaussturm, der einen vollendeten Ausblick über die Stadt und ihre Umgebung gewährt.

Am zweiten Verhandlungstage wurde der Kunsthalle sowie dem Museum Vaterländischer Altertümer mit seinem wohlerhaltenen Wikingerschiff aus dem Anfang des 4. Jahrhunderts n. Chr. ein Besuch abgestattet. Eine zweite Gruppe benutzte die Gelegenheit zum Besuch der von der Kaiserlichen Kanalverwaltung errichteten Handwerker- und Arbeiterbaracken. Beide Gruppen vereint folgten am Nachmittag einer Einladung des Kaiserlichen Yacht-Clubs zum Tee.

Allen Teilnehmern werden die in Kiel verlebten Tage dauernd in angenehmer Erinnerung bleiben.

VII. Bericht über die vierzehnte ordentliche Hauptversammlung

am 21., 22. und 23. November 1912.

Unter dem Ehrenvorsitz Seiner Königlichen Hoheit des Großherzogs von Oldenburg trat die diesjährige Hauptversammlung der Schiffbautechnischen Gesellschaft wie alljährlich in der Aula der Königlichen Technischen Hochschule zu Charlottenburg am 21. November, vormittags 9 Uhr, zusammen. Die Veranstaltung, zu deren Beginn wiederum nahezu tausend Personen erschienen waren, trug den gewohnten vornehmen und festlichen Charakter. Die Spitzen hoher Reichs- und Staatsbehörden waren erschienen, die k. und k. österreichisch-ungarische Marinesektion hatte zwei Vertreter aus Pola entsandt, zahlreiche Delegierte befreundeter Vereine, Offiziere und höhere Beamte vervollständigten das Bild.

E r s t e r T a g.

Pünktlich 9 Uhr eröffnete Seine Königliche Hoheit der Großherzog die Hauptversammlung mit Worten des Dankes an die Mitglieder der Schiffbautechnischen Gesellschaft für die kunstvolle Adresse und herzlichen Glückwünsche, die ihm zu seinem 60. Geburtstag durch den Vorsitzenden, Herrn Geheimen Regierungsrat Professors Dr.-Ing. C. Busley, übermittelt wurden. Sodann teilte er der Versammlung mit, daß Seine Majestät der Kaiser durch den Besuch des österreichischen Thronfolgers am Erscheinen diesmal leider verhindert wäre, und brachte unter Zustimmung der ganzen Versammlung folgende Huldigungsdepesche an unseren Allerhöchsten Protektor in Anregung:

A n d e s K a i s e r s M a j e s t ä t

P o t s d a m .

Euerer Kaiserlichen und Königlichen Majestät beehren sich die zu ihrer vierzehnten Hauptversammlung in Berlin zusammengetretenen Mitglieder der Schiffbautechnischen Gesellschaft ihre alleruntertäigste Huldigung mit der Bitte zufüßen zu legen, Euere Majestät möchten Allergnädigst auch fernerhin die Ziele der Gesellschaft so machtvoll fördern wie bisher.

F r i e d r i c h A u g u s t
G r o ß h e r z o g v o n O l d e n b u r g .

Die Tags darauf eingelaufene und verlesene Antwort Seiner Majestät des Kaisers lautete:

S e i n e r K ö n i g l i c h e n H o h e i t d e m G r o ß h e r z o g v o n O l d e n b u r g .
T e c h n i s c h e H o c h s c h u l e , C h a r l o t t e n b u r g .

Eurer Königlichen Hoheit danke Ich herzlich für das Begrüßungstelegramm, welches Euere Königliche Hoheit gestern im Namen der Schiffbautechnischen Gesellschaft an Mich gerichtet haben. Ich werde Mir über das Ergebnis der Tagung Bericht erstatten lassen. Möge sie wie die bisherigen Tagungen Zeugnis ablegen von dem rastlosen Fortschreiten auf allen Gebieten unserer Mir so am Herzen liegenden schiffbautechnischen Entwicklung.

W i l h e i m I . R .

Das Wort erhielt hierauf Herr Zivilingenieur Dr.-Ing. R. Diesel - München zu seinem Vortrag über „Die Entstehung des Dieselmotors“. Redner erzählte, wie er schon im Jahre 1878 als Student während einer Vorlesung auf den Rand eines Kollegienheftes mit wenigen Worten einen Plan niederschrieb, der eine bessere Wärmeausnutzung unserer Brennstoffe für motorische Zwecke ermöglichen sollte als bisher, wie dieser Plan fortan sein Dasein beherrschte, wie aus theoretischen Untersuchungen und Laboratoriumsversuchen durch zahllose Irrtümer hindurch allmählich der richtige Grundgedanke zur Lösung dieser Aufgabe sich herausschälte, bis sich Männer fanden wie Heinrich Buz und Friedrich Alfred Krupp, welche in opferwilliger Bereitschaft die Mittel für die praktische Durchführung seiner Idee bewilligten. Nach langen Jahren des Versuchens und Verzweifelns war endlich im Jahre 1897 ein greifbarer Erfolg erreicht: der erste betriebssichere, wenn auch vielleicht noch nicht marktfähige Dieselmotor von 20 Pferdestärken stand da! Seine Ausführungen illustrierte der Redner mit einer großen Zahl bisher unveröffentlichter Originalzeichnungen aus jener Zeit, die in ihrer Gesamtheit mit dem Text als ein historisch-technisches Dokument allerersten Ranges gewertet werden müssen. In dankbarer Bescheidenheit

vergaß Herr Dr. Diesel nicht, die Namen seiner hervorragenden Gönner und Mitarbeiter hervorzuheben, ohne die es ihm — um seine eigenen Worte zu gebrauchen — unmöglich gewesen wäre, seinem Gedanken die Ausführung folgen zu lassen.

Die Diskussion, zu der sein Vortrag Herrn Geheimen Regierungsrat Professor Dr. Riedler - Berlin und Herrn Professor Dr.-Ing. Nägele - Dresden Anlaß bot, bewegte sich leider nicht in den Formen, welche eine Hauptversammlung der Schiffbautechnischen Gesellschaft, deren Ehrenvorsitz Seine Königliche Hoheit der Großherzog von Oldenburg führt, jedem Teilnehmer ohne weiteres gebieten sollte. Man mag zu den Ausführungen des Herrn Dr. Diesel beliebig Stellung nehmen, man mag sie bekämpfen wegen ihrer vermeintlichen Einseitigkeit oder Unvollständigkeit, darf aber nicht, wie mehrfach geschehen, durch Erwähnung der finanziellen Erfolge des Erfinders rein persönliche Momente in die Debatte tragen, welche die Grenzen strenger Sachlichkeit überschreiten und die Wertschätzung der eigenen Ausführungen nur zu dämpfen geeignet sind. Wohl mit durch diese Erwägungen bestärkt, verharrte unser Hoher Ehrenvorsitzender in seiner Zurückhaltung, die ihm seine souveräne Stellung dem Streit der Meinungen gegenüber auch ohnedies auferlegt. Abträglich aber wäre es für unser Ansehen, wenn diese Art von Kritik einer deutschen Erfindung in der Schiffbautechnischen Gesellschaft Gewohnheitsrecht erlangen sollte. Nur das Ausland könnte daran Gefallen finden. Dem peinlichen Gefühl, das alle unbefangenen Hörer beseelte, gab auch der dritte Diskussionsredner, Herr Direktor Rosenberg - Geestemünde, beredten Ausdruck, und die überwältigende Mehrheit der Versammlung unterstrich seine Ansicht beim Schlußwort des Herrn Dr. Diesel durch minutenlangen, sich immer wieder erneuernden, brausenden Beifall.

An den Diesel'schen Vortrag schloß sich als passende Ergänzung ein Bericht des Herrn Dr. Aufhäuser - Hamburg über „Die Treibmittel des Dieselmotors“. Der Verfasser gewährte einen klaren Einblick in die chemische Natur der Treiböle, erörterte gründlich das Hauptproblem der ganzen Brennstofffrage, den durch den Wasserstoffgehalt bedingten Grad ihrer industriellen Brauchbarkeit, und gelangte zum Schluß unter Zugrundelegung der Wasserstoffzahlen zu einer dreiteiligen Gruppierung der Treibmittel, deren praktische Schlußfolgerungen nicht nur den Motorölproduzenten, deren Beziehungen zu Schiffahrt und Schiffbau sich täglich inniger gestalten, sondern auch den Maschinenbauern und den ölkonsumentierenden Reedern und Fabrikanten reiche Belehrung bot.

Die von den Herren Direktor Sauböck - Osterholz-Scharmbeck, Dr. A. Dahm - Essen als Guest und Ingenieur Lühr - Bremen geführte Diskussion bewegte sich in sachlichen Bahnen und trug daher viel zur Klärung der jetzt im Vordergrund des Interesses stehenden Brennstofffrage bei.

Über das „Problem des Oberflächenwiderstandes“ berichtete darauf im Auszug Herr Professor Dr.-Ing. Gümbel - Charlottenburg, der mit dieser tiefgründigen, von echtem wissenschaftlichen Geist getragenen Forschung die Annalen unserer Gesellschaft bereits zum dritten Male freigebig bedachte. Seine Untersuchung ging von teilweise gänzlich neuartigen Gesichtspunkten aus. Auch die Darlegung seiner Versuchsresultate war originell. Das Problem des Druckfalls in Rohrleitungen dürfte in numerischer Beziehung durch die Gümbel'sche Arbeit gelöst sein. Für den Schiffbau haben diese Ergebnisse insofern weittragende Bedeutung, als sie eine klare Vorstellung über das Wesen des Oberflächenwiderstandes im Wasser und in der Luft ermöglichen. Auch die Luftschiiffahrt wird daraus Nutzen ziehen.

In der Diskussion gaben die Herren Professor Dr. Ahlborn - Hamburg, Marinebaumeister Schlichting-Berlin und Dr.-Ing. Kempf-Hamburg übereinstimmend ihrer Überzeugung von dem hohen wissenschaftlichen Wert der vorliegenden Arbeit Ausdruck. Alle drei Herren erweiterten durch eigene Ergänzungen die Ausführungen ihres gelehrten Vorredners.

Auch der letzte Vortrag dieses Tages, den Herr Professor Heyn - Groß-Lichterfelde über: „Eigenspannungen, Reckspannungen und die dadurch bedingten Krankheitserscheinungen in Konstruktionsteilen“ hielt, förderte neuen Aufschluß über bisher rätselhafte Erscheinungen auf dem Gebiet der Technik, insbesondere der Materialienkunde, zutage. Reicher Beifall lohnte den Redner für die freimütige Bekanntgabe seiner neuesten Forschungsergebnisse. Eine Diskussion hierüber fand nicht statt.

In üblicher Weise vereinigten sich am Abend desselben Tages die Mitglieder unserer Gesellschaft in einer Anzahl von etwa 430 Herren im Marmorsaal des Restaurants Zoologischer Garten zu einem Festessen, welchem Seine Königliche Hoheit der Großherzog von Oldenburg wiederum präsidierte.

Zweiter Tag.

Den zweiten Vormittag widmete die Hauptversammlung zunächst der Erledigung unserer geschäftlichen Angelegenheiten. Beziiglich des Verlaufes der Verhandlungen sei auf das Seite 83 abgedruckte Protokoll der geschäftlichen Sitzung hingewiesen.

Nach Ankunft Seiner Königlichen Hoheit des Großherzogs wurden die wissenschaftlichen Verhandlungen vormittags 10 Uhr wieder aufgenommen. Herr Geheimer Regierungsrat und Professor O. Flamm - Charlottenburg hielt seinen in Fachkreisen mit Spannung erwarteten Vortrag über: „Die Unsinkbarkeit moderner Seeschiffe“, verweilte dabei eingehend bei der historischen Betrachtung der Unsinkbarkeitsfrage in England, streifte die Stellungnahme der britischen Schiffahrtsinteressenten zu den von technischen Sachverständigen empfohlenen Sicherheitsanordnungen und unterzog zum Schlusse an Hand einer Reihe von rechnerischen Untersuchungen die in Deutschland bestehenden Schottvorschriften einer scharfen Kritik.

Seine Ausführungen begegneten in der Diskussion energischem Widerspruch. In formvollendetem, durch ruhige Sachlichkeit überzeugender Rede trat ihm zunächst Herr Direktor Professor Pagle - Berlin entgegen. Auch die nachfolgenden Redner, Herr Direktor Walter - Bremen sowie Herr Direktor Dr.-Ing. Foerster - Hamburg wiesen die mit der Praxis nicht in Einklang stehenden Forderungen des Herrn Vortragenden aus betriebstechnischen und wirtschaftlichen Gründen mit Entschiedenheit zurück. Die Herren Oberingenieur Hildbrandt - Bremen und Professor Laas - Charlottenburg pflichteten dieser Kritik bei.

Einen nicht weniger eifrigen und anregenden Meinungsaustausch rief der Vortrag des Herrn Professor Lienau - Danzig über: „Materialspannungen in den Längsverbänden stählerner Frachtdampfer“ hervor. Der Redner unterwarf die im Handelsschiffbau gebräuchlichen Bauarten einer sorgfältigen Prüfung in bezug auf die für die Festigkeit ausschlaggebenden, im Schiffsbody auftretenden Druckspannungen und verfolgte die Berechnung an drei gleichen Schiffen, von denen das eine nach dem Quer-, das andere nach dem Längsspantensystem (Isherwood) und ein drittes nach einer von ihm kombinierten Methode ausgeführt ist. Als zweckmäßige Lösung der hierbei auftretenden Fragen empfahl Herr Professor Lienau die von ihm kombinierte Bauart, welche die Vorteile des Längsspantensystems mit den Vorzügen des Querspantensystems vereinigt.

In der Diskussion nahmen die Herren Professor Pagle - Berlin, Dipl.-Ing. Achenbach - Bremen, Rechnungsrat Stieghorst - Berlin und Ingenieur Buchsbau - Berlin teils für, teils gegen die Vorschläge des Herrn Vortragenden Stellung und erweiterten seine Ausführungen nach mancher Richtung.

Den Schluß der Vortragsreihe bildete ein Vortrag des Herrn Oberlehrer Dipl.-Ing. Herner - Kiel über: „Die Neugestaltung der Häfen -

a b g a b e n u n d d e r S c h i f f s v e r m e s s u n g ". Nach einer lichtvollen, besonders in wirtschaftlicher Beziehung gründlich durchdachten Darstellung des Wesens und der Bedeutung der Hafenabgaben befaßte sich der Vortragende mit dem so heiß umstrittenen Problem der Schiffsvermessung, deren Gegner sich vorläufig nur in der Bekämpfung des heutigen Verfahrens einig sind. Herr Dipl.-Ing. H e r n e r empfahl die Einführung der Gewichtsvermessung, wofür er ein neues Verfahren bekannt gab, dessen Befolgung alle Unzulänglichkeiten der heutigen Vermessung vermeiden soll.

Mit wohlwollender Kritik trat seinen Vorschlägen in der Diskussion Herr Geheimer Regierungsrat S c h u n k e - Berlin entgegen, während Herr Schiffbau-Ingenieur I s a k s o n - Stockholm in beißendem Spott sich gegen die Auswüchse der sogenannten „internationalen“ Schiffsvermessung wandte. Der von Herrn I s a k - s o n angeregte Ausschuß zur Förderung einer Schiffsvermessungsreform dürfte jedoch, wie der Vorsitzende, Herr Geheimer Regierungsrat und Professor Dr.-Ing. B u s l e y , auseinandersetzte, nicht eher Erfolg verheißen, bis eine gemeinsame Grundlage für sämtliche Abänderungsvorschläge gefunden ist.

Die Sitzungen in der Hochschule hatten mit diesem Vortrag am Freitag Nachmittag gegen 5 Uhr ihr Ende erreicht. Allen Teilnehmern dürften sie reiche Belehrung und nutzbringende Anregung geboten haben.

D r i t t e r T a g .

Am Sonnabend Vormittag 11 Uhr vereinigte sich nochmals ein Teil unserer Mitglieder, etwa 250 Herren, auf dem Flugplatz in N i e d e r s c h ö n e - w e i d e - J o h a n n i s t h a l , um bei herrlichem Wetter Probeflügen von Flugzeugen und Luftschiffen, unter anderem auch des Reichsmarineluftschiffes „L. 1“ und des Parsevalluftschiffes „Stollwerk“, beizuwohnen. Nach der Frühstückspause wurde ein Rundgang durch die auf dem Platze gelegenen Flugmaschinenfabriken angetreten und zum Schluß die in der Prüfung begriffenen Flugzeugmotive besichtigt, welche an dem Wettbewerb um den „Kaiserpriis der Lüfte“ teilnehmen. Lohnend und allseits befriedigend verlief auch dieser Punkt unserer Tagesordnung. Ein Bericht hierüber findet sich im Schlußkapitel dieses Jahrbuches.

VIII. Protokoll

der geschäftlichen Sitzung der vierzehnten ordentlichen Hauptversammlung
am Freitag, den 22. November 1912, vormittags 9 Uhr.

Entsprechend dem § 23 der Satzungen enthielt die Tagesordnung folgende
7 Punkte:

1. Vorlage des Jahresberichtes.
2. Bericht der Rechnungsprüfer und Entlastung des geschäftsführenden Vorstandes von der Geschäftsführung des Jahres 1911.
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 1912.
6. Anträge der Mitglieder.
7. Sonstiges.

Getagt wurde unter dem Vorsitz des Herrn Geheimen Regierungsrat Professor Dr.-Ing. Busley und in Gegenwart von etwa 80 Gesellschaftsmitgliedern.

1. Nach Eröffnung der Sitzung genehmigt die Versammlung den mit den Vortragsheften bereits versandten Geschäftsbericht 1912. Auf seine Verlesung wird verzichtet. Nur die Namen der eingetretenen sowie der verstorbenen Mitglieder gibt der Geschäftsführer bekannt. Zu Ehren der Toten erhebt sich die Versammlung.
2. Darauf erstattet Herr Direktor Blümcke-Mannheim den Bericht der Rechnungsprüfer für 1911 und empfiehlt die Entlastung des geschäftsführenden Vorstandes von der Geschäftsführung des Jahres 1911. Die Entlastung wird einstimmig genehmigt.
3. Die Bekanntgabe der Veränderungen in der Mitgliederliste ist bereits unter Punkt 1 erledigt.

4. Zur Neuwahl stehen laut Tagesordnung: der stellvertretende Vorsitzende, Herr Wirklicher Geheimer Oberbaurat und Professor Rudloff-Berlin, sowie als fachmännische Beisitzer die Herren Professor Pagel-Berlin, Konsul Dr.-Ing. O. Schlick-Hamburg und Wirklicher Geheimer Oberbaurat Dr.-Ing. R. Veith-Berlin. Herr Kontreadmiral Thiele und Herr Geheimer Marinebaurat Wiesinger bringen die Wiederwahl der bisherigen Vorstandsmitglieder in Anregung. Ohne Widerspruch und auf einstimmigen Beschuß aller Anwesenden erfolgt die Wiederwahl der genannten Herren. Letztere nehmen die Wahl dankend an.

5. Die bisherigen Rechnungsprüfer, Herr Rechtsanwalt Dr. Vielhaben und Herr Direktor Blümcke, werden ebenfalls einstimmig von der Versammlung wiedergewählt und nehmen die Wiederwahl dankend an.

6. Anträge der Mitglieder liegen nicht vor.

7. Unter „Sonstiges“ berichtet der Vorsitzende zunächst über die von Herrn Marinemaler Professor Hans Bohrdt angefertigte künstlerische Adresse, welche Seiner Königlichen Hoheit dem Großherzog von Oldenburg am 16. November 1912 zum 60. Geburtstag durch den Vorsitzenden überreicht wurde. Die Sommerversammlung soll im Jahre 1913 ausfallen, dagegen wird eine solche für das Jahr 1914 entweder in Süddeutschland oder in Malmö-Kopenhagen in Aussicht genommen. Dem Antrag des Vorstandes, ein Bildnis des verstorbenen Herrn Ferdinand Schichau für den Ehrensaal des Deutschen Museums in München zu stiften, stimmt die Versammlung bei; die Ausführung soll Herrn Professor v. Hildebrandt übertragen werden. Ebenfalls einverstanden erklärt sich die Versammlung mit dem Vorschlag des Vorsitzenden, künftig am Abend des zweiten Tages jeder Hauptversammlung an Stelle des Restaurantbesuches einen Theaterbesuch vorzunehmen, sofern hierfür die erforderliche Zahl fester Bestellungen eingeht.

Mit dem Hinweis auf die am nächsten Tage bevorstehende Besichtigung des neuen Marineluftschiffes „L 1“ sowie auf die Vorführung der in der Prüfung begriffenen Motoren für Flugzeuge schließt der Vorsitzende die geschäftliche Sitzung um 9 Uhr 40 Minuten.

Charlottenburg, den 22. November 1912.

V. g. u.

gez. B u s l e y ,
Vorsitzender.

gez. H o c h s t e t t e r ,
Schriftführer.

IX. Unsere Toten.

Groß und unersetztlich sind die Lücken, die der Tod in diesem Jahre in unsere Reihen riß. Zu Ehren der Dahingeschiedenen bringen wir die uns von den Hinterbliebenen übermittelten Lebensläufe in nachstehender Reihenfolge:

Elvers, A d., Schiffsmakler und Reeder, Hamburg.
Hertz, Adolf, Direktor der Ostafrika-Linie, Hamburg.
Herzberg, A., Baurat, Berlin.
Kaufhold, Max, Fabrikdirektor, Essen.
Kummer, O. L., Kommerzienrat, Dresden.
Ludewig, Otto, Schiffbaumeister, Rostock.
Maithak, Hugo, Fabrikant, Hamburg.
Merz, Ernst, Ingenieur, Dresden-Loschwitz.
Neubaur, Dr. phil., Schriftsteller, Berlin.
Paucksch, Felix, Fabrikdirektor, Hamburg.
Pintsch, Julius Carl, Geh. Kommerzienrat, Berlin.
Rathjen, Heinr., Fabrikant, Bremerhaven.
Reinecke, Franz, Ingenieur und Expert, Gleiwitz.
Rothé, R., Ingenieur, Hamburg.
Schlüter, Chr., Ingenieur, Stettin-Bredow.
Schubert, Ernst, Ingenieur, Elbing.
Schwarz, Ed., Direktor, Berlin.
Speerkermann, Ludwig, Ingenieur, Hamburg.
Treplin, Wilhelm, Dipl.-Ing., Berlin.
Zimmermann, R., Geh. Baurat, Schiffbaudirektor, Eutin.

ADOLF ELVERS.

Adolf Elvers wurde am 9. September 1849 in Hamburg geboren und trat schon im jugendlichen Alter von 15 Jahren als Lehrling in die Dienste der Hamburger Firma Knöhr und Burchard Nfl., der er fast ohne Unterbrechung als Beamter, als Prokurst und seit 1894 als Teilhaber treu geblieben ist. Neben einer außerordentlichen Beliebtheit erfreute sich Adolf Elvers in seinem Leben steigender geschäftlicher und gesellschaftlicher Erfolge; er wurde Vorstandsmitglied des „Vereins der Schiffsmakler“, des „Hafenbetriebsvereins“ und Delegierter der „Seeberufsgenossenschaft“. Seine gerade, ehrliche Denkweise, verbunden mit einem gesunden, natürlichen Humor hatte ihm einen weiten Kreis persönlicher und geschäftlicher Freunde zugeführt, die sein am 25. Januar erfolgtes Ableben schwer beklagen.

ADOLPH HERTZ

wurde am 17. Juni 1865 zu Hamburg als ältester Sohn des Reeders, späteren Senators Adolph F. Hertz geboren. Seine Schulzeit verbrachte er auf der Privatschule des Herrn Dr. Bülau, wo ihm insbesondere in Geographie und in fremden Sprachen ein ausgezeichneter Unterricht zuteil wurde. Er erlernte darauf den Kaufmannsberuf bei der Firma Feddersen, Willink & Co. in Hamburg und trat später als Gehilfe in die Reederei seines Onkels Edw. Carr ein, der ihn zum Prokuristen ernannte. Nach Leistung seiner einjährigen Militärflicht beim 2. kurhessischen Husarenregiment Nr. 14 in Cassel unternahm er im Jahre 1890 zu seiner weiteren Ausbildung eine Reise nach Ägypten, Syrien, Kleinasien und Mittelasien und wurde unmittelbar nach seiner Rückkehr mit Herrn Eduard Woermann zum Direktor der damals neugegründeten Deutschen-Ost-Afrika Linie gewählt.

In dieser Stellung sah Adolph Hertz seine Lebensaufgabe und hat bis zu seinem Tode mitgearbeitet an dem Emporblühen dieser Reederei. Die vielen Schwierigkeiten, die sich ihm hierbei entgegenstellten, und die jahrelange Arbeit, die anfänglich wenig Aussicht auf Erfolg versprach, hat Adolph Hertz mit zu überwinden geholfen durch seine rastlose Tätigkeit, welche mit gesundem Optimismus und Humor gepaart war. Er machte es dadurch sich und seiner Umgebung leicht, über ernste Zeiten hinwegzukommen. Gestützt auf diese und bedeutende geistige Eigenschaften sowie auf seine allzeit hilfsbereite Liebenswürdigkeit war es Adolph Hertz möglich, sich überall bei der mit ihm in Berührung

tretenden Geschäftswelt durchzusetzen, und so ist ihm ein großer Teil des Erfolges seiner Reederei zuzuschreiben.

Es darf nicht Wunder nehmen, daß ein solcher Mann für alles, was nur irgendwie mit der Schiffahrt zusammenhing, großes Interesse zeigte. Hierzu gehört auch seine Zugehörigkeit zur Schiffbautechnischen Gesellschaft, deren Ziele er, ohne an die Öffentlichkeit zu treten, mit regem Eifer seit ihrer Gründung verfolgte. Nicht unerwähnt bleiben darf seine große Vorliebe für den Segelsport, zu dessen Ausübung ihn auch seine nautischen Kenntnisse in außergewöhnlichem Maße befähigten. Nur selbstverständlich war es, daß man sich seines Rates in der verschiedensten Weise bediente. So war er Handelsrichter, Beisitzer des Seeamts und Delegierter der Seeberufsgenossenschaft. Neben dieser Tätigkeit aber war es seine hervorragende Befähigung zu helfen, Gegensätze auszugleichen, mehr aber noch sein freundliches Wesen, welches ihm zahlreiche Freunde erwarb, die sein nach kurzem schweren Leiden am 4. Juni 1912 erfolgtes frühes Ableben auf das schmerzlichste betrauern.

ALEXANDER HERZBERG.

Alexander Herzberg wurde am 8. Dezember 1841 zu Kamen in Westfalen geboren. Im Jahre 1858 erwarb er sich an der Königl. Provinzialgewerbeschule in Bochum das Zeugnis der Reife unter besonderer Anerkennung seiner Leistungen in der Mathematik. Nach zweijähriger praktischer Arbeit im Maschinenbau studierte er 1860—63 am Königl. Gewerbeinstitut in Berlin und war hiernach zuerst als Betriebsingenieur einer Maschinenfabrik, dann bei der Berliner Firma Ph. O. Oechelhaeuser als Leiter von Gaswerksbauten in verschiedenen Auslandsstellungen tätig. 1871—74 hatte er als Oberingenieur der „Continentalen Wasserwerksgesellschaft Neptun“ das Rohrnetz der Hochquellwasserleitung in Wien zu erbauen, war 1874—76 Direktor der „Breslauer Metallgießerei“ und kam 1876 nach Berlin, woselbst er als Teilhaber in die Firma Börner & Co. eintrat, die sich mit der Wasserversorgung und Abwässerbeseitigung in städtischen Wohnhäusern befaßte. Dieses Unternehmen, das seit 1892 unter der Firma Börner & Herzberg weltbekannt wurde, hat er zu einem der bedeutendsten seiner Art gestaltet. Durch ihn wurde das ganze Installationsgewerbe auf wissenschaftliche Grundlage gestellt und zu einem wichtigen Zweig der modernen Technik entfaltet.

Mit seinen Freunden Hermann Rietschel und Rudolf Henneberg gemeinsam leitete Herzberg die Berliner Hygieneausstellung 1883 und trat zu jener Zeit in

enge Beziehungen zu Robert Koch, dessen Entdeckungen auf dieser Ausstellung zum ersten Male dem großen Publikum nahegebracht wurden, und zu einer Reihe von anderen Leuchten der ärztlichen Wissenschaft. Aus diesem Zusammenarbeiten der medizinischen Forschung und der ausführenden Technik entstand 1885 zufolge einer Anregung von Robert Koch die heute noch blühende „*H y g i e n i s c h e V e r e i n i g u n g*“, deren Geschäftsführung Herzberg übernahm und mit großem Erfolg bis zu seinem Tod beibehalten hat. In dieser Stellung trug er in hervorragender Weise zu der glänzenden Entwicklung der modernen Hygiene bei. Mit Schmidtmann begründete er den „Verein für Wasserversorgung und Abwässerbeseitigung“ und mit Otto Lassar die „Deutsche Gesellschaft für Volksbäder“. Auch in diesen beiden Körperschaften hat sich Herzberg an leitender Stelle hervorragende Verdienste um die Förderung des Gemeinwohls erworben, die weit über die Grenzen des Vaterlandes hinaus höchste Anerkennung fanden, was auch in seiner Ernennung zum Ehrenmitgliede des „Royal Sanitary Institute“ in London 1912 zum Ausdruck kam.

Den Krieg 1870/71 hat Herzberg als Kolonnenführer beim Roten Kreuz von Anfang bis Ende mitgemacht. Seit jener Zeit war er ein eifriges Vorstandsmitglied in verschiedenen Abteilungen dieser Gesellschaft.

Neben den geschäftlichen Arbeiten für seine Firma entfaltete er eine bedeutende Tätigkeit als Berater des preußischen Landwirtschaftsministers in allen technischen Fragen, die auf die Einrichtung und Verbesserung der Königlichen Heilbäder in Fachingen, Ems, Langenschwalbach, Nenndorf und Norderney Bezug hatten. Umfangreich waren ferner seine Leistungen als sachverständiger Berater und Schiedsrichter für zahlreiche Behörden und Privatfirmen auf den verschiedensten Gebieten der Technik. Bei dieser ungewöhnlichen Fülle von Arbeiten bewahrte er sich eine seltene Frische und Arbeitsfreudigkeit. Noch im Jahre 1911, kurz vor seinem 70. Geburtstage, unternahm er eine Fahrt nach Athen, woselbst er auf Grund einer anstrengenden Bereisung aller in Frage stehenden Quellgebiete ein Obergutachten über die Projekte für die Wasserversorgung der Stadt abgab und im unmittelbaren Anschluß daran auch noch eine ähnliche Arbeit in Konstantinopel zur Ausführung brachte.

Mit seinem Freunde Otto Taaks bearbeitete er 1910/11 auch ein Gutachten über den Bau eines Rhein-Nordseekanals, der auf deutschem Gebiete von Wesel nach Ems gehen sollte. Die Ergebnisse dieser umfassenden Studien wurden 1912 in einer Denkschrift dem Preußischen Abgeordnetenhouse unterbreitet.

Seit 40 Jahren entfaltete Herzberg außerdem noch eine rührige Mitarbeit in der Leitung und bei allen größeren Unternehmungen des *V e r e i n s D e u t -*

scher Ingenieure und in dessen Berliner Bezirksverein. In beiden wurde er in dankbarer Anerkennung seiner hervorragenden Tätigkeit auf dem Gebiete der Schulreform, der Organisation des technischen Unterrichtswesens und seiner hohen Verdienste um die Förderung des gesamten Ingenieurstandes 1902 zum Ehrenmitgliede ernannt. Auch in dem ältesten aller technischen Vereine, dem „Verein zur Beförderung des Gewerbfleißes“ ist Alexander Herzberg seit 1889 einer der eifrigsten Mitarbeiter gewesen. Im Jahre 1911 wurde ihm die seltene Auszeichnung der Ehrenmitgliedschaft verliehen.

Seit 1906 gehörte er ferner dem Stadtverordnetenkollegium der Reichshauptstadt an und hat hier im Kuratorium der Städtischen Wasserwerke, der Technischen Mittelschule, des Turn- und Badewesens und in vielen Sonderausschüssen eine reichgesegnete Tätigkeit entfaltet.

Der Schiffbautechnischen Gesellschaft gehörte er seit dem Jahre 1902 als Mitglied an.

Zu einer kurzen Erholung kam Herzberg am 25. November nach Norderney, das durch eine Reihe großer Arbeiten und freundlicher Erinnerungen seinem Herzen besonders teuer war. Hier ereilte ihn unerwartet ein sanfter Tod infolge eines Schlaganfalles am frühen Morgen des 27. Novembers 1912.

Das Andenken dieses vortrefflichen Mannes wird in weiten Kreisen allezeit dankbar in hohen Ehren gehalten werden.

M. KAUFHOLD.

Am 26. Juli 1861 zu Kassel geboren, besuchte M. Kaufhold das dortige Gymnasium und anschließend daran das ehemals kurhessische Polytechnikum. Nach glänzend bestandener Abgangsprüfung übernahm er seine erste Stellung als Konstrukteur bei Henschel & Sohn in Kassel, trat aber schon im Jahre 1883 in den Dienst der Firma Egestorff, Hannover-Linden, als Konstrukteur für allgemeinen Maschinenbau, dem er seither treu geblieben ist. Aus dieser Stellung schied er, um im Auftrag der Tunnel- und Bergbaufirma Brandt & Brandau in Hamburg zur Leitung des Baues eines Silberbergwerks nach Südspanien zu gehen. Nach Deutschland zurückgekehrt, übernahm er im Jahre 1886 abermals bei Egestorff eine Stellung als Bureauchef, die er am 1. April 1889 mit derjenigen eines Oberingenieurs bei Pokorny & Wittekind in Frankfurt a. M., am 1. Oktober 1894 als Oberingenieur der Gewerkschaft „Hohenzollern“ in Düsseldorf und am 1. April 1901 als technischer Direktor der Maschinenbau A. G. „Union“ in Essen vertauschte.

In Essen blieb er bis zum August 1907, gab dann seine Stellung auf und folgte einem langgehegten Wunsche, indem er ein eigenes Ingenieurbureau errichtete. Er wurde beeidigter Sachverständiger für die Gerichte, war auch beratender Ingenieur für Zechen, leitete in den letzten Jahren den Bau der Kohlenzeche „Gewerkschaft Viergardt“ und fand hierbei eine lohnende und befriedigende Tätigkeit.

Anfang 1911 erkrankte er sehr schwer an einer bösartigen Geschwulst im Rückenmark, die den tatkräftigen und frischen Mann aufs Krankenlagerwarf und ihn nach anderthalbjährigem schmerzhaften Kampf zuletzt unterliegen ließ. Er starb am 6. Juli 1912, vierzehn Tage vor seinem 51. Geburtstage.

In allen Stellungen war Kaufhold beliebt und erhielt glänzende Zeugnisse. Als geschickter Konstrukteur hatte er auch verschiedene Erfindungen gemacht, von denen eine Ventilsteuerung für Dampfmaschinen wohl am bekanntesten geworden ist.

Als Mensch besaß er einen edlen Charakter, war beliebt bei allen, die ihn kannten, und zeigte jedem, der seiner Hilfe bedurfte, ein treues, mitfühlendes Herz.

OSKAR L. KUMMER.

Oskar L. Kummer, Sohn des Königlich Sächsischen Professors Robert Kummer, wurde am 23. August 1848 in Dresden geboren. Nach Ablauf der Schulzeit studierte er auf dem Polytechnikum seiner Heimatstadt, später auf der Königlichen Gewerbeakademie zu Berlin, genügte seiner einjährigen Militärdienstpflicht beim Sächsischen Fußartillerieregiment Nr. 12 und beteiligte sich am Feldzug 1870/71, bei dessen Beginn er zum Leutnant befördert wurde.

Nach Beendigung des Krieges arbeitete Kummer längere Zeit als Ingenieur im Dienst der Stettiner Maschinenbau-A.-G. „Vulcan“, ging dann zu Studienzwecken nach England und wurde nach seiner Rückkehr im Jahre 1872 bei der Kaiserlichen Marine in Wilhelmshaven als Ingenieur aspirant angestellt. Mitte 1873 erhielt er seine Bestallung zum etatsmäßigen Maschinenbauingenieur und im Jahre 1876 zum Maschinenbauingenieur.

Nach 8½ jähriger Tätigkeit verließ Kummer den Reichsdienst und errichtete im Jahre 1880 in seiner Vaterstadt eine elektrotechnische Fabrik. Es war ihm vergönnt, dieses Unternehmen, das im Jahre 1896 zu einer Aktiengesellschaft erweitert wurde, im Laufe von 15 Jahren einen ungeahnten Aufschwung nehmen zu sehen. Nicht nur für die Kaiserliche Marine, mehr noch für den Bau elektrischer Eisenbahnen war das Werk hervorragend tätig.

Im Verlauf seiner geschäftlichen Erfolge wurden Kummer zahlreiche Ehren und Auszeichnungen zuteil, von denen ihn die Ernennung zum Königlich Preußischen Kommerzienrat sowie die Verleihung des Ernestinischen Hausordens besonders erfreuten. Die hohen Ziele verwirklicht zu sehen, die sein Idealismus sich gestellt hatte, blieb ihm freilich vorenthalten. Der Gram hierüber mag vielleicht mit zu seinem im April 1912 erfolgten Tode beigetragen haben.

OTTO LUDEWIG

wurde in Rostock am 30. April 1858 als Sohn des Schiffbaumeisters Otto Ludewig geboren. Nach Absolvierung des dortigen Realgymnasiums erlernte er praktisch den Schiffbau auf der väterlichen Werft, arbeitete auch auf der Neptunwerft in Rostock sowie auf der Vulcanwerft in Stettin und studierte Schiffbau an der Technischen Hochschule in Braunschweig. Nach Beendigung seiner Studien trat er wieder in das Geschäft seines Vaters als Teilnehmer ein und übernahm es später nach dessen Ausscheiden als alleiniger Inhaber. Da jedoch inzwischen der Bau größerer hölzerner Schiffe sein Ende erreicht hatte, wandte sich Otto Ludewig vom Schiffbau ab und richtete sein Unternehmen auf den Betrieb von Schlepper- und Baggerarbeiten, auf Buhnen- und Hafenbauten ein.

Der Hafenbau in Wismar war eine seiner ersten größeren Unternehmungen. Sein bedeutendstes Werk jedoch ist die Anlage des Warnemünder Hafens und der Fährbetten für die zwischen Warnemünde und Gjedser verkehrenden Fährdampfer. Als Anerkennung für die bei diesem Bau erworbenen Verdienste wurde ihm vom König Christian von Dänemark der Daneborgorden verliehen. Den Erweiterungsbau des Rostocker Hafens und die Verlegung der Petribrücke konnte Ludewig leider nicht mehr selbst zu Ende führen, da ihn eine schwere Krankheit überraschte und der Tod am 25. März 1912 seinem schaffensfreudigen Leben ein Ende bereitete.

Als Vorsitzender des mecklenburgischen Bezirksvereins der Deutschen Gesellschaft zur Rettung Schiffbrüchiger, als Besitzer im Oberseeamt zu Berlin sowie in seinen sonstigen Ehrenstellungen hat sich Ludewig durch reiches Wissen, durch seinen ehrenhaften Charakter und durch die gewinnende Art seines persönlichen Umgangs überall Anerkennung und Wertschätzung erworben. In unermüdlichem Fleiß war sein Leben der Arbeit gewidmet, seine höchste Befriedigung war die Anerkennung seiner Leistungen und das Glück seiner Familie.

HUGO MAIHAK.

Am 24. April 1858 zu Myslowitz, Kreis Kattowitz, geboren, besuchte Hugo Maihak nach beendeter Schulzeit drei Jahre lang die Königliche Gewerbeschule zu Brieg, die er im August 1877 mit dem Zeugnis der Reife verließ, um durch ein weiteres sechssemestriges Studium an der Königl. Gewerbeakademie zu Berlin in der Abteilung für Maschineningenieurwesen seine Fachkenntnisse zu vertiefen. Während der akademischen Ferien war er vorübergehend jährlich etwa drei Monate, nach Absolvierung der Hochschule vom 1. Oktober 1880 bis zum 1. Oktober 1881 dauernd im technischen Bureau der Firma Carl Haupt, Zivilingenieur, in Brieg, hauptsächlich mit der Bearbeitung von Bau- und Detailzeichnungen für Gasfeuerungen und Maschinen der Tonwarenindustrie sowie für Dampfkesselanlagen beschäftigt. Nach dieser Zeit betätigte sich Maihak als Redakteur der Zeitschrift „Uhlands praktischer Maschinenkonstrukteur“ auf technisch-literarischem Gebiet und wurde im Oktober 1883 als erster Assistent des Direktors des Vereins Deutscher Ingenieure nach Berlin berufen, eine Stellung, in der er bis zu seiner im September 1890 erfolgten Übersiedlung nach Hamburg verblieb. In Hamburg übernahm er das Ingenieurbureau der Firma Georg Klug, welche sich anfänglich nur mit dem Vertrieb, später mit der Fabrikation amerikanischer Armaturen, insbesondere Indikatoren, befaßte, und führte dies Unternehmen durch Umsicht und Fleiß zu seiner heutigen führenden Stellung empor.

Auf der Höhe seines Schaffens, im 55. Lebensjahre, ereilte Hugo Maihak im Dezember 1912 der Tod. Ein ehrenvolles Andenken ist ihm gewiß bei allen denen, die ihn kannten.

ERNST MERZ

wurde am 30. September 1886 zu Dresden geboren. Seine erste Jugend verlebte er in Glauchau und Chemnitz, übersiedelte jedoch, nachdem sein Vater zum Vortragenden Rat im Ministerium des Innern ernannt worden war, mit seinen Eltern wieder nach Dresden. Dort besuchte er zunächst die 8. städtische Bürgerschule und vom Jahre 1898 bis Ostern 1904 die 2. städtische Realschule. Schon frühzeitig trat seine Begabung und Vorliebe für die Technik hervor, namentlich war es die Schiffbaukunst, die ihn fesselte. So hatte er sich schon damals mit den einfachsten Hilfsmitteln verschiedene Schiffsmodelle, Segelschiffe und Dampfschiffe, hergestellt, welche bei dem alljährlichen Sommeraufenthalte der Eltern in Loschwitz in der Elbe auf ihre Seetüchtigkeit geprüft

wurden und jetzt in der Loschwitzer Schule zu Unterrichtszwecken dienen. Diese Veranlagung war für seine Berufswahl entscheidend. Zu seiner praktischen Ausbildung trat er am 6. April 1904 in die Dresdner Maschinenfabrik und Schiffswerft als Volontär ein und arbeitete dort bis zum 5. April 1905 praktisch in der Modelltischlerei, Gießerei, Dreherei, Maschinenschlosserei und Schmiede mit Geschick und Verständnis, wie das ihm darüber ausgestellte Zeugnis besagt. Ostern 1905 wurde er in die Königl. Gewerbe-Akademie zu Chemnitz aufgenommen und hat die vorgeschriebenen 7 Semester in der Abteilung für Maschinenbau bis Michaeli 1908 besucht.

Nach erlangtem Reifezeugnis bewarb er sich, seiner Neigung entsprechend, bei der Stettiner Maschinenbau-Aktiengesellschaft „Vulcan“ um Anstellung und arbeitete dort vom 1. Oktober 1908 an im Konstruktionsbüro für Schiffsmaschinenbau. Bis zum 30. Juni 1910 war er im Konstruktionsbüro für Dampfturbinenbau beschäftigt. Die Arbeiten desselben bestanden in der selbständigen Konstruktion von Meßapparaten und Zubehörteilen für Schiffs dampfturbinen. So stand Ernst Merz am Anfang einer aussichtsvollen Laufbahn, als er bei einem kurzen Besuch im Elternhause plötzlich an Lungenblutung schwer erkrankte. Nach zweijährigem Aufenthalte in den Sanatorien Koswig bei Dresden, Schömberg im Schwarzwald und zuletzt in Davos erlöste ihn, als er eben im Begriffe stand, zu der ihm lieb gewordenen Berufssarbeit zurückzukehren, ganz unerwartet am 29. Mai 1912 im hoffnungsvollen Alter von 25 Jahren ein sanfter Tod von seinem schweren Leiden. Seine Familie und alle, die im Leben dem Verstorbenen nahe standen, werden ihm ein ehrendes Andenken nicht versagen.

PAUL NEUBAUR

wurde am 29. September 1856 in Lissa, Provinz Posen, geboren. Nach beendetem Schulbesuch studierte er in Berlin Medizin, promovierte in Würzburg und trat nach Ablauf seiner ärztlichen Studien als Schiffsarzt in die Dienste des Norddeutschen Lloyd, auf dessen Dampfern er weite Reisen nach verschiedenen Ländern unternahm. Die nähere Bekanntschaft mit Herrn Direktor Lohmann veranlaßte ihn, seine Weltreisen fortzusetzen, um die schiffahrts- und handelspolitischen Verhältnisse entfernter Länder zu studieren. Von diesen Reisen brachte er reiche Erfahrungen heim, die er im Interesse des Norddeutschen Lloyd verwandte. Nicht weniger als zehnmal besuchte er die Vereinigten Staaten, mehrere Male führte

ihm sein Weg nach Australien, Indien, China, Japan sowie nach Ostafrika, wo er als Direktor der Kaffeefabrik Sakkara in Usambara tätig war.

Neben seiner Reisetätigkeit trat Neubaur, sobald er in die Heimat zurückgekehrt war, als Vortragsredner und als Schriftsteller hervor. Auch als Dozent wirkte er in der „Freien Vereinigung für staatswissenschaftliche Fortbildung“ in Berlin. Seine Vorträge hielt er, wo sich Gelegenheit bot, in der Gesellschaft für Erdkunde, in der Deutschen Kolonialgesellschaft, im Flottenverein und an anderen Orten. Als Schriftsteller verfaßte er eine Anzahl von Werken wirtschaftspolitischer Natur, darunter Abhandlungen über die Stellung Chinas im Welthandel, über die Entwicklung der Reichspostdampferlinien des Norddeutschen Lloyd nach Ostasien und Australien, und anderes. Im Jahre 1907 erschien von ihm das bekannte dreibändige Jubiläumswerk des Norddeutschen Lloyd, später eine ähnliche Festschrift über „Mathias Stinnes, 100 Jahre der Entwicklung der Rhein- und Ruhrschiiffahrt, des Kohlenbergbaus und Kohlenhandels“, sowie als letzte „Heinrich Lanz, 50 Jahre der Entwicklung in Landwirtschaft und Industrie“. Auch die seit einigen Jahren erscheinenden „Jahrbücher des Norddeutschen Lloyd“ unterlagen seiner Bearbeitung.

Die Nachricht von seinem Tode kam ziemlich unerwartet, wenngleich er seit Mitte November leidend in einem Sanatorium hatte Aufnahme suchen müssen. Ein braver Pionier der deutschen Schiffahrt und Industrie ist mit ihm dahingegangen.

FELIX PAUCKSCH.

Felix Paucksch wurde im Jahre 1862 zu Landsberg a. W. als Sohn des Kommerzienrates und Fabrikbesitzers Hermann Paucksch geboren, besuchte das dortige Gymnasium bis zur Obersekunda und studierte auf der Technischen Hochschule in Karlsruhe Maschinenbau. Während seiner Studienzeit diente er als Einjährig-Freiwilliger im Brandenburgischen Feldartillerieregiment Nr. 18 und besuchte danach bis zum Jahre 1888 das Polytechnikum in Dresden. Die praktische Ausbildung erhielt er in der väterlichen Fabrik zu Landsberg.

Im Jahre 1889/90 trat Paucksch seine erste Stellung an bei Blohm und Voß in Hamburg, besuchte jedoch im folgenden Wintersemester wieder die Vorlesungen über Elektrotechnik an der Hochschule zu Charlottenburg und wurde Ingenieur bei der „Helios“ Elektrizitätsgesellschaft in Köln.

Seit dem Jahre 1892 war er nur noch in der väterlichen Maschinenfabrik, die inzwischen in eine Aktiengesellschaft umgewandelt worden war, als Beamter

beschäftigt. Im Jahre 1908 übernahm er die Leitung der Berliner, bald darauf die der Hamburger Zweigniederlassung. Krankheitsfälle jedoch, die ihn in der letzten Zeit häufig eine Heilanstalt aufzusuchen nötigten, schwächten seine Widerstandskraft, bis er plötzlich am 9. August einem Schlaganfall erlag.

Felix Paucksch war seit dem Jahre 1897 verheiratet und hinterläßt seine Gattin mit drei unerwachsenen Kindern.

JULIUS PINTSCH.

Am 29. Januar 1912 starb nach längerem Leiden zu Berlin im 65. Lebensjahr der Königlich Preußische Geheime Kommerzienrat Julius Pintsch.

Julius Pintsch wurde am 12. Oktober 1847 in Berlin geboren. Nach Absolvierung der höheren Stralauer Bürgerschule, des jetzigen Andreas-Realgymnasiums, studierte er an der Königlichen Gewerbeakademie drei Jahre lang Chemie und trat im Jahre 1870 in das Geschäft seines Vaters ein, in dem seine beiden älteren Brüder Richard und Oskar bereits tätig waren. Klein und bescheiden war damals noch das väterliche Geschäft, daß sich in seinem späteren Werdegang einen Weltruf erwerben sollte. Als Chemiker interessierte sich Julius Pintsch besonders für die damals aufblühende Gasindustrie, und unter seiner Leitung entstanden die Gaswerke in Schwerte und Saaz. Mehrere Jahre lang stand er an der Spitze des Gaswerkes in Danzig. Doch nicht nur für die Verwendung des Gases auf festem Lande, auch für die Beleuchtung von Schiffen hatte er Interesse.

Im Jahre 1879 wurde er von seinem Vater mit seinen beiden älteren Brüdern als Mitinhaber in die Firma aufgenommen. Wenn sich in der Folgezeit das Unternehmen mehr und mehr erweiterte, so ist dies nicht zum mindestens das Verdienst des Verstorbenen, dessen hervorragende Geistes- und Charaktereigenschaften die Wege zum Erfolge ebneten.

Als die Firma Julius Pintsch im Jahre 1907 in eine Aktiengesellschaft umgewandelt wurde, trat er in den Vorstand der Gesellschaft ein. Zu Beginn des Jahres 1911 mußte er jedoch aus Gesundheitsrücksichten seine Tätigkeit als Direktor aufgeben. Er wurde in den Aufsichtsrat der Gesellschaft gewählt, um seine reichen Erfahrungen dem Unternehmen auch ferner zu erhalten.

Mit reichem technischen Wissen verband der Verstorbene ein herzgewinnendes Wesen im geschäftlichen und häuslichen Verkehr. Wo es galt, im öffentlichen Leben einen großen Gedanken zu fördern, klopfte man nicht vergeblich an seine Tür. Mit warmem Herzen und offener Hand war er zu aufopfernder Hilfe bereit,

wo er seinem Vaterlande dienlich sein konnte. Der akademische Verein „Hütte“, der Verein Deutscher Ingenieure, der Verein Deutscher Maschineningenieure, der Verein der Gas- und Wasserfachmänner, das Deutsche Museum in München, die Deutsche Kolonialgesellschaft, das Kolberger Seehospiz, die Lungenheilstätte Grabowsee und noch manche andere gemeinnützige Anstalt besaßen in dem Verblichenen einen edlen Förderer und Freund.

Ehrenämter und Ordensauszeichnungen wurden Julius Pintsch in reichem Maße zuteil. In Anerkennung seiner Leistungen auf gewerblichem Gebiete, die auch unserer Kriegsmarine zugute kamen, wurde er im Jahre 1895 zum Kommerzienrat, im Jahre 1905 zum Geheimen Kommerzienrat ernannt.

Mit seinem Hinscheiden beklagt die Industrie einen Verlust, der in seiner Schwere weit über die Grenzen unseres Vaterlandes hinaus empfunden wird.

HEINRICH RAHTJEN

am 12. August 1844 zu Bremerhaven als Sohn des Kapitäns Johann Rahtjen, des Erfinders der roten Schiffsbodenfarbe, geboren, erhielt seine kaufmännische Ausbildung in Bremen und Bremerhaven, trat, nachdem sein Vater eine Farbenfabrik gegründet hatte, in das väterliche Geschäft ein und übernahm es nach dessen Tode im Jahre 1873 gemeinsam mit seinem Bruder Johann Rahtjen. Im Geschäft war Heinrich Rahtjen besonders als kaufmännischer Leiter tätig. Unter seiner Führung entwickelte sich das Unternehmen überraschend schnell; es wurden Verbindungen mit den bedeutendsten Seehäfen angeknüpft und in England sowie in Nordamerika mit anderen Firmen zusammen neue Fabriken gegründet, unter denen die „Suter Hartmann & Rahtjen's Composition Company“ in London, Liverpool, Glasgow und Newcastle sowie die „Rahtjen's American Composition Company“ in New York am bekanntesten geworden sind.

In späteren Jahren betätigte sich Heinrich Rahtjen auch als Reeder und besaß anfänglich nur Segelschiffe. Durch Erfolge ermutigt, wandte sich sein Interesse der Hochseefischerei zu, deren Förderung er sich durch namhafte Unterstützungen angelegen sein ließ. Ihm ist die rasche Entwicklung der Hochseefischerei in Bremerhaven zu verdanken, seiner Vaterstadt, die ihm schon im Jahre 1869 ihr Bürgerrecht verliehen hatte.

Rahtjen war Aufsichtsratsmitglied verschiedener Gesellschaften. Alle kaufmännischen Unternehmungen, an denen er sich beteiligte, waren dank seinem außergewöhnlichen kaufmännischen Blick von Erfolg gekrönt.

Obwohl seit längerer Zeit leidend, war Rahtjen noch kurz vor seinem Tode tätig. Am Tage seiner Erlösung unterschrieb er noch eigenhändig Schriftstücke, traf bei klarem Verstand verschiedene Anordnungen und nahm nachmittags Abschied von seiner Familie. Um Mitternacht am 16. September trat der Tod ein.

FRANZ REINECKE

wurde als Sohn des Weingroßhändlers Carl Reinecke am 6. Februar 1869 in Berlin geboren. Nach erfolgreichem Besuch der Luisenstädtischen Oberrealschule in Berlin arbeitete er praktisch als Volontär in der Sentkerschen Werkzeugmaschinenfabrik, studierte danach auf der Technischen Hochschule zu Charlottenburg und trat als Ingenieur bei Ritschel und Henneberg ein, wo er sich besonders mit dem Bau von Lüftungs- und Heizungsanlagen befaßte. Im Oktober 1892 übernahm Reinecke eine Stellung als Ingenieur im Schlesischen Verein für die Überwachung von Dampfkesseln in Breslau und wurde als solcher im Jahre 1895 zu der Filiale nach Gleiwitz versetzt. Einige Jahre später machte er sich jedoch als Zivilingenieur in Gleiwitz selbstständig und wurde zugleich Expert für die Materialprüfungen der Kaiserlichen Marine, des Germanischen Lloyd, des Bureau Veritas und des Norske Veritas. Diese Stellungen behielt er bis zu seinem Lebensende.

Auf einer Reise um die Welt, die er vor einiger Zeit zum Vergnügen unternahm, bekam er die Malaria und zog sich außerdem durch den Genuß von Austern eine Vergiftung zu. Schwer krank kehrte er in die Heimat zurück. Zu der Vergiftung trat Herzschwäche, und dazu gesellte sich noch ein Leberleiden. Als er Heilung suchend sich in einem Sanatorium auch noch schwer erkältete, erkrankte er an Lungenentzündung und verschied am 17. März 1912.

RUDOLF ROTHE

wurde als Sohn des Kaufmanns Hermann Rothe zu Leipzig am 21. Februar 1862 geboren. Nach Besuch der dortigen Realschule bezog er die Königliche Höhere Gewerbeschule zu Chemnitz, die er Michaelis 1882 absolvierte. Dann arbeitete er bei A. Borsig in Moabit, zuerst praktisch, später ein Jahr lang im Bureau. Zu seine weiteren Ausbildung fuhr er mehrere Jahre lang als Assistent auf Schiffen des Norddeutschen Lloyd nach New York und nach Japan. Nach kurzer Tätigkeit im technischen Bureau der Firma Swiderski zu Leipzig fand er eine Stellung im Maschinenkonstruktionsbureau des Stettiner Vulcan, den er aber

im Jahre 1890 wieder verließ, um seine Fachkenntnisse in England zu erweitern. Nach einjähriger Abwesenheit kehrte er wieder zum „Vulkan“ zurück, übernahm im Jahre 1892 eine Stellung als Leiter der Maschinenfabrik Shorten & Easton in Breslau, bewarb sich aber, da er den Schiffsmaschinenbau bevorzugte, um eine Anstellung bei der A.-G. „Weser“ und fand dort im Januar 1897 Beschäftigung als Konstrukteur im maschinentechnischen Bureau. Diese Stellung verließ er nach zwei Jahren, um wiederum in den Dienst des Stettiner „Vulkan“ zu treten, wo er Bureauchef und später Vorsteher der gesamten Konstruktionsabteilung für Kriegsschiffmaschinenbau wurde. Mit der Verlegung eines großen Teiles des Betriebes nach Hamburg übersiedelte auch er im September 1911 dorthin. Leider waren seine Kräfte durch eine schwere Operation geschwächt, und obwohl er mit großer Energie gegen seine Krankheit ankämpfte, erlag er ihr doch am 11. September 1912 im Alter von 50 Jahren, tiefbetrauert von seiner Gattin und seinen drei Kindern.

Rothe war stets ein pflichttreuer, gewissenhafter Beamter, der wegen seines gleichmäßig freundlichen und ruhigen Wesens die Liebe seiner Kollegen und Untergebenen im reichsten Maße genoß.

CHRISTIAN SCHLÜTER.

Am 8. Mai verschied nach kurzem, schwerem Leiden der Betriebsingenieur und Leiter des Bureaus für maschinelle Einrichtungen des Stettiner „Vulcan“, Christian Schlüter. Als Sohn des Schiffskapitäns Gottlieb Schlüter wurde er am 9. Oktober 1860 zu Elsfleth in Oldenburg geboren, besuchte nach beendeter Schulzeit und praktischer Ausbildung die Maschinenabteilung des Technikums Mittweida, die er mit ausgezeichnetem Erfolg absolvierte, und fuhr zur weiteren Ausbildung im Schiffsmaschinenfach nach Beendigung seines Studiums längere Zeit als Maschinistenassistent zur See.

Schon als junger Ingenieur trat Christian Schlüter in die Dienste des „Vulcan“, dem er bis an sein Lebensende in unermüdlichem Fleiß und reger Arbeitsfreudigkeit treu geblieben ist.

Vor zwei Jahren konnte der Verstorbene auf eine 25jährige Tätigkeit beim „Vulcan“ zurückblicken. Seine Tüchtigkeit und seine reichen Erfahrungen erwarben ihm das Wohlwollen und die Anerkennung seiner Vorgesetzten, wie ihm auch von Allerhöchster Stelle eine Auszeichnung für treu geleistete Dienste verliehen wurde.

Mitten aus seinem Schaffen heraus wurde Schlüter durch einen jähnen Tod gerissen. Ein Schwächeanfall mit nachfolgender schwerer Lungenembolie machte seinem arbeitsreichen Leben ein Ende.

Vorgesetzte, Kollegen und Untergebene trauern um den Entschlafenen als um einen mit reichen Herzens- und Geistesgaben gesegneten Freund.

ERNST SCHUBERT

wurde am 6. Juni 1871 als Sohn des Zeichenlehrers Carl Schubert in Zwickau i. S. geboren. Dort besuchte er die Bürgerschule, die er Ostern 1887 mit dem Reifezeugnis verließ, um sich der praktischen Vorbildung für seinen zukünftigen Beruf zuzuwenden. Er arbeitete 4 Jahre als Schlosser in Zwickau und erledigte dann seine Militärdienstzeit, während welcher er besonders als Büchsenmacher verwendet wurde.

Seine theoretische Ausbildung erhielt er in den Königlich Sächsischen Staatslehranstalten zu Chemnitz in den Jahren 1892—94. Seine Leistungen waren so vorzüglich, daß ihm wiederholt Auszeichnungen für erfolgreiches Streben verliehen wurden. In dieser Schule wurde eine vortreffliche Grundlage technischen Wissens gelegt, auf der Schubert später durch eigene Tätigkeit weiterbaute.

Am 2. April 1894 trat er als Ingenieur in die Dienste der Schiffswerft von F. Schichau in Elbing. Hier wurde er zunächst im Konstruktionsbureau für Schiffsmaschinenbau mit allen einschlägigen Arbeiten betraut. Im Laufe der Jahre reifte er durch unermüdlichen Fleiß und persönliche Energie zu einem der besten und zuverlässigsten Ingenieure heran, dem seine Vorgesetzten unbegrenztes Vertrauen schenkten. Sein Spezialgebiet wurde der Entwurf von Kesselanlagen für alle bei Schichau gebauten Schiffe sowie die Überwachung und Erprobung ihrer Ausführung an Bord. Sein Arbeitsfeld war immer gut bestellt.

In einer etwa 10 jährigen nebenamtlichen Tätigkeit an der Elbinger Gewerbeschule kam auch seine Liebe zum Unterricht zur Geltung. Ihm unterstand die Fachklasse für Wagenbauer und Schmiede. Besonders muß erwähnt werden, daß er ein mustergültiges Vorlagenwerk für dieses Spezialgebiet geschaffen hat.

Ernst Schubert verfügte auch über eine hervorragende künstlerische Begabung. Recht oft haben Skizzen aus seiner Hand in Festschriften für Jubiläen, Vereinsfeste und Glückwunschedressen allseitigen Humor entfacht und höchste Beachtung gefunden.

Der Verstorbene war ein großer Freund der Natur; er wanderte viel mit seiner Familie in Wald und Feld und stählte seinen Körper durch eifriges Turnen,

Rudern und Schneeschuhlaufen. Seine freie Zeit widmete er vor allem seiner Familie. Sein Heim und sein Garten zeugten von dem Wirken eines liebevollen Familienvaters. Unermüdlich fleißig war er, bis ein schweres Gehirnleiden seine Gesundheit erschütterte und am 10. August 1912 seinen plötzlichen Tod verursachte.

Unserer Gesellschaft gehörte Schubert seit der Gründung an.

ED. SCHWARZ

wurde am 29. April 1868 in Berlin als Sohn des Kaufmanns Carl Schwarz geboren. Er besuchte hierselbst das Französische Gymnasium und absolvierte seine Militärdienstzeit bei der Kaiserlichen Marine, nachdem er vorher seine praktische Ausbildung auf der Germaniawerft in Tegel erhalten hatte.

Schon frühzeitig ließ Ed. Schwarz eine ausgeprägte Neigung für den technischen Beruf erkennen und ist dieser Neigung bis zu seinem Tode treu geblieben. Nach mehrfachen weit ausgedehnten Reisen, welche ihn fast in alle Länder Europas und auch nach Amerika führten, widmete er sich ausschließlich dem bislang stark vernachlässigten Gebiet des Rohrleitungsbau und hat in diesem Fach große Erfolge erzielt. Nach allen Richtungen hin durcharbeitete er praktisch den Rohrleitungsbau und gab mancherlei wertvolle Anregungen zu Verbesserungen und Neuheiten. Gemeinsam mit der Aktiengesellschaft Hahnsche Werke gründete er im Jahre 1906 die Gesellschaft für Hochdruckrohrleitungen in Berlin und verstand es, durch persönliche Tüchtigkeit und praktische Erfahrungen seine Firma innerhalb weniger Jahre zu einer der ersten ihres Spezialfaches zu erheben. Unausgesetzt arbeitete er weiter an der Vervollkommenung der Rohrleitungstechnik. Wie hoch seine Kenntnisse auf diesem Gebiete geschätzt wurden, ist daraus ersichtlich, daß er zu den Beratungen des Rohrleitungsausschusses des Vereins Deutscher Ingenieure hinzugezogen wurde. Ed. Schwarz war auch der geistige Urheber einer die gesamte Rohrleitungstechnik umfassenden Schrift, welche in wissenschaftlichen und praktischen Kreisen außerordentlichen Beifall gefunden hat. Sein am 25. April erfolgter Tod riß ihn mitten aus einem arbeitsreichen und fruchtbaren Schaffen heraus.

Ed. Schwarz war nicht allein ein tüchtiger, mit hoher Intelligenz begabter Ingenieur, sondern auch ein herzensguter Mensch von gewinnendem Wesen. Jeder, der Gelegenheit hatte, mit ihm geschäftlich oder persönlich in Fühlung zu treten, hat den unerwarteten Verlust dieses tüchtigen Mannes auf das schmerzlichste bedauert.

LUDWIG SPIECKERMANN

wurde in Stettin am 9. November 1856 als Sohn des Maschinenmeisters Spieckermann geboren. Nach Besuch der Bürgerschule in seiner Vaterstadt trat er bei dem Schlossermeister Rentzel zu Stettin in die Lehre und bestand nach dreijähriger Lehrzeit im Jahre 1875 die Gesellenprüfung. Zu seiner wissenschaftlichen Ausbildung besuchte er die Königliche Gewerbeschule in Stettin während eines dreijährigen Kursus und empfing im Jahre 1877 auf Grund seiner vorzüglichen Leistungen das Zeugnis der Reife mit dem Prädikat „Mit Auszeichnung“. Zur weiteren Vervollkommnung seiner technischen Ausbildung widmete er sich an der Königlichen Gewerbeakademie in Berlin sechs Semester lang dem Studium des Maschinenbauwesens und arbeitete damals noch einige Zeit praktisch in den Montagewerkstätten von Möller & Holberg in Grabow a. d. Oder sowie auf dem Stettiner „Vulcan“, um schließlich im Jahre 1883 eine längere Seereise als Maschinistenassistent nach Japan zu unternehmen.

Nach Beendigung dieser Fahrt übernahm Spieckermann die Stellung eines Konstruktionsingenieurs bei der „Germania“ in Tegel, folgte am 1. Mai 1888 einem Rufe an die Werft der Herren Blohm & Voß in Hamburg als Konstrukteur des Maschinen- und Kesselbaues und trat dann in seine eigentliche Lebensstellung, nämlich in die Dienste der „Woermann-Linie“ und der „Deutschen Ost-Afrika-Linie“ als Maschineninspektor ein, welches Amt er vom 1. März 1891 bis zu seinem, am 4. Juni 1912 infolge Herzschlags erfolgten Tode, also über 21 Jahre lang, in unermüdlicher Tätigkeit und unter häufig schwierigen Umständen bekleidet hat. Vorgesetzte wie Untergebene vereinigen sich in Anerkennung seines Wirkens gleichermaßen in dem Urteil, daß er allzeit der rechte Mann am rechten Platze gewesen ist. Stets zuverlässig in seiner Schaffenskraft für die ihm unterstellten Aufgaben beseelte ihn eine wohlwollende Gesinnung gegen seine Untergebenen.

Als Mensch besaß Spieckermann Charaktereigenschaften, welche ihm im Kreise seiner zahlreichen Freunde und Berufsgenossen uneingeschränkte Achtung und Liebe eingetragen haben. Wegen seines schlichten und vornehmen Charakters, seines freundlichen und liebenswürdigen Wesens wurde er von allen Bekannten und Freunden hoch geschätzt.

Seine Beisetzung erfolgte auf Wunsch seiner Schwester, der einzigen Hinterbliebenen, in seiner Vaterstadt Stettin. Hierhin folgten ihm zur letzten Ehreneweisung ein großer Teil seiner Hamburger und Stettiner Freunde, die Vertreter der Hamburger Werften und Reedereien, in deren Diensten der Verstorbene gestanden hatte.

War auch seinem Wirken ein frühzeitiges Ende beschieden, so wird das Andenken an ihn im Kreise seiner Freunde und Berufsgenossen stets lebendig bleiben.

WILHELM TREPLIN.

Wilhelm Treplin wurde am 24. April 1873 zu Berlin als Sohn des Versicherungsdirektors W. Treplin geboren. Er besuchte das Friedrichs-Realgymnasium seiner Vaterstadt, erkrankte jedoch als Untertertianer an Scharlach und nachfolgender Nierenentzündung so schwer, daß er viele Jahre lang der Schule fernbleiben mußte. Schon während seiner zarten Jugend zeigte er außerordentliche Neigung für die Marine und beschäftigte sich auf seinem Krankenlager viel mit der Herstellung kleiner Schiffsmodelle unter Benutzung der ihm hierzu beschafften Bücher.

Durch großen Fleiß gelang es ihm, sich unter Anleitung eines Hauslehrers für die Prima vorzubereiten. Am 31. August 1894 bestand er die Abiturientenprüfung. Er studierte nun Schiffbau auf der Technischen Hochschule zu Charlottenburg, arbeitete praktisch auf den Kaiserlichen Werften in Kiel und Wilhelmshaven und unterzog sich im November 1897 mit gutem Erfolg der Vorprüfung im Schiffbaufache. Am 8. Mai 1900 erfolgte seine Einstellung als technischer Hilfsarbeiter in die Konstruktionsabteilung des Reichsmarineamts und im Juli 1902 bestand er die erste Hauptprüfung für das Schiffbaufach.

Der Förderung der Standesinteressen widmete er sich mit voller Hingabe. Andauernde Krankheit indessen hinderte den begabten und strebsamen jungen Ingenieur leider zu häufig an der Ausübung seines Berufes. Am 15. April 1912 erfolgte sein Tod ganz plötzlich infolge eines Gehirnschlages durch Trombose.

ROBERT ZIMMERMANN.

Am 5. Januar 1912 starb nach kurzer Krankheit infolge eines Gehirnschlages der Königliche Geheime Baurat und Schiffbaudirektor, Herr Robert Zimmermann. Zu Hamm i. W. im Jahre 1851 als Sohn des Stabsarztes Dr. Zimmermann geboren, übersiedelte er in früher Jugend mit seinen Eltern nach Danzig und besuchte dort das Gymnasium. Der Wunsch seines Vaters, ihn auf der Universität studieren zu lassen, sollte bei dem lebhaften Temperament des heranwachsenden Jünglings nicht in Erfüllung gehen. Während er Griechisch und Lateinisch zu lernen hatte, schnitzte er heimlich aus Borke und weichem Holz kleine Schiffsmodelle, die er

nachmittags stolz auf den Tümpeln und Teichen der alten Hansestadt Danzig schwimmen ließ. Manches ergötzliche Geschichtchen aus froher Jugendzeit wußte er hierüber noch in späteren Jahren zu erzählen. Die Leidenschaft zum Schiffbau steckte ihm tief im Blut, und als sein Vater während des österreichischen Feldzuges im Jahre 1866 in Mähren an der Cholera starb und seine Angehörigen für die Zukunft neue Lebenspläne entwerfen mußten, äußerte der junge Robert den dringenden Wunsch, Schiffbauingenieur zu werden.

Zunächst arbeitete er praktisch längere Zeit auf der Klawitterschen Werft in Danzig, fuhr einige Monate zur See auf dem Dampfer „Juliane Renate“ und bezog dann die Provinzial-Gewerbeschule in Danzig. Nachdem er diese absolviert hatte, besuchte er die Schiffbauabteilung der Königlichen Gewerbeakademie in Berlin, die er beim Ausbruch des deutsch-französischen Krieges im Jahre 1870 verließ, um den Feldzug gegen Frankreich als Einjährig-Freiwilliger bei den Gardepionieren mitzumachen.

Nach dem Friedensschluß wandte er sich wieder dem Studium zu und ging am Schlusse seines sechsten Semesters im Sommer 1873, von Herrn H. H. Meier, dem Vorsitzenden des Aufsichtsrates des Norddeutschen Lloyd, mit Empfehlungen versehen, nach Schottland, wo er in die Dienste der Firma Caird & Co. in Greenock trat, die damals für den Norddeutschen Lloyd große Schiffsneubauten ausführte. Sehr bald wurde Zimmermann eine kräftige Stütze des Chefs des technischen Bureaus. Unter seiner Mitwirkung wurde unter anderem einer der damaligen größten Dampfer, die „City of Berlin“, erbaut.

Durch Vermittlung seines Freundes Mr. Scott bot sich Zimmermann bei der „Palmers Shipbuilding and Iron Company“ in Jarrow-on-Tyne eine neue Tätigkeit. In dieser Stellung fand er besonders reiche Gelegenheit, seine Kenntnisse durch eine Fülle wertvoller Erfahrungen zu erweitern und zu befestigen. Am Bau einer stattlichen Anzahl Kriegs- und Handelsdampfer beschäftigt, erwarb er die praktische Schulung, das technische Augenmaß und den sicheren Blick, den seine Untergebenen später so häufig an ihm bewunderten.

In Jarrow hatte Zimmermann in Miß Thomson auch seine Lebensgefährtin gefunden und mit ihr seinen Hausstand begründet, dessen Glück durch die Geburt mehrerer Söhne und Töchter erhöht wurde.

Abgesehen von einer kurz vorübergehenden Beschäftigung bei Raylton Dixon & Co. in Middlesborough blieb Zimmermann insgesamt etwa 8 Jahre in Jarrow. Anfang der 1880er Jahre folgte er einem Ruf als Leiter des technischen Bureaus nach Barrow-in-Furness, wohin ihn sein früherer Vorgesetzter, Herr J. P. Wilson, empfohlen hatte. Die dortige Werft (jetzt Vickers Ltd.) verfügte schon

damals über hervorragende technische Einrichtungen und stand unter der Leitung des auch in Deutschland durch seine theoretischen Arbeiten bekannt gewordenen Mr. William John. Zimmermann fand bei seinem Eintritt in die Werft mehrere Fracht- und Passagierdampfer vor, die teils im Ausrüstungsbassin, teils noch auf den Helgen lagen. Außerdem baute sich die Werft für eigene Bedürfnisse ein großes Schwimmdock und führte bald darauf eine Reihe schneller Doppelschrauben- und Raddampfer für den Verkehr in der irischen See aus, deren Konstruktionszeichnungen zum Teil noch heute in der Technischen Hochschule zu Charlottenburg als Vorlagen benutzt werden. Auch Kriegsschiffe für die englische sowie für fremde Kriegsmarinen wurden damals in Barrow-in-Furness teils projektiert, teils erbaut. An allen diesen Arbeiten nahm Zimmermann seiner Stellung entsprechend hervorragenden Anteil, und als er im Jahre 1884 aus Barrow schied, um die Direktion der Germaniawerft in Kiel zu übernehmen, hatte er sich eine praktische Erfahrung angeeignet, die den höchsten Ansprüchen gewachsen war.

In Kiel trat er mit den Marinekreisen in enge Berührung, sowohl als Fachmann, wie auch gesellschaftlich, besonders mit den Segelsport treibenden Herren. Von den unter seiner Leitung in Kiel erbauten Fahrzeugen sind eine Serie Torpedo-boote zu erwähnen, außerdem Panzerschiffe wie „Wörth“, große Kreuzer wie „Kaiserin Augusta“, die Postdampfer „Bonn“ und „Halle“ für den Norddeutschen Lloyd, viele Frachtdampfer, einige Segelschiffe, und nicht zu vergessen mehrere recht erfolgreiche Segelyachten. Wie als Führer im Segelsport, so errang Zimmermann auch als Leiter der Germaniawerft eine ununterbrochene Folge stolzer Triumpfe mit jedem Schiff, das von Stapel lief. Als im Jahre 1895 der Abschied von Kiel nahte, wo er innige Freundschaften und Beziehungen fürs Leben geknüpft hatte, wurde ihm und seiner Familie die Trennung sehr schwer.

Zimmermann war unterdessen an die Spitze der größten deutschen Werft, der Stettiner Maschinenbau A. G. „Vulcan“, nach Stettin berufen. Auf dieser Werft fand er das weiteste Feld für seine unermüdliche Schaffenskraft und seine großen Fähigkeiten. Die Höhe, auf der er dies weltberühmte Unternehmen in treuer Mitarbeit durch seine Leistungen und seine Geschicklichkeit erhielt, steht gegenwärtig noch in klarer Anschaulichkeit vor uns. Die neuzeitliche Ausgestaltung der Stettiner Werft des „Vulcan“, insbesondere die Anlage der neuen großen Hellinge, war sein Verdienst. Schiffe, die unter seiner Leitung in Stettin gebaut wurden und dem „Vulcan“ bezw. den betreffenden Reedereien für lange Zeit das blaue Band des Ozeans gesichert haben, sind die Schnelldampfer: „Kaiser Wilhelm der Große“ im Jahre 1897, „Deutschland“ im Jahre 1900, „Kronprinz Wilhelm“ im Jahre

1901, „Kaiser Wilhelm II.“ im Jahre 1903 und „Kronprinzessin Cäcilie“ im Jahre 1906.

Die wachsende Größe der Schiffsgefäße sowie die Wasserverhältnisse der Oder und der Ostsee veranlaßten den „Vulcan“, eine Werftanlage in Hamburg, dem Herzen des deutschen Seeverkehrs, zu errichten. Auch bei den grundlegenden Vorbereitungssarbeiten für diese Werft hat Zimmermann mitgewirkt und seine reichen Erfahrungen in den Dienst dieser wichtigen Sache gestellt. Er hat auf diese Weise dem „Vulcan“ mit zu der überragenden Stellung verholfen, die er heute, gestützt auf zwei Meere, in der Welt genießt, und darum gebührt Zimmermann in der Geschichte des deutschen Schiffbaues ein Platz an erster Stelle.

Weite Reisen ins Ausland hat der Verstorbene zu geschäftlichen Verhandlungen mit fremden Marinebehörden und Reedereien unternommen. Seine letzte große Fahrt ging nach Peking im Jahre 1908/09, wo er mit der chinesischen Regierung über die Reorganisation ihres Kriegsschiffsmaterials Besprechungen führte. Nach Deutschland zurückgekehrt, zog sich der nahezu Sechzigjährige von der Last der Geschäfte zurück, um in Verfolg eines lange gehegten Wunsches am Eutiner See, inmitten der „Holsteinischen Schweiz“, am Kreuzpunkt von vier Eisenbahnlinien, die ihn schnell nach Stettin, Hamburg, Kiel oder Berlin tragen konnten, auf selbsterworbenem Grund und Boden die wohlverdiente Ruhe zu genießen. Mit großer Liebe hatte er sich dieses Heim geschaffen und mit Kennerblick in allen Einzelheiten praktisch entworfen. Gerade als das Haus vollendet war, trafen ihn mehrere Schlaganfälle, deren erster ihn wenige Wochen vor seinem Tode ereilte.

Ein Heim für seine Familie wollte er gründen, nicht für sich selbst! In gleich selbstloser Weise hat Zimmermann sein ganzes Leben lang gewirkt, nie aus Egoismus, aus kleinlichen Gesichtspunkten, sondern stets mit dem Blick auf höhere ideale Ziele, die der mit seltenen Fähigkeiten begabte Mann in seiner praktischen Art zu realisieren verstand.

An ehrenvollen Anerkennungen zu Lebzeiten hat es Zimmermann nicht gefehlt. Zahlreiche Orden aus der Hand Seiner Majestät des Kaisers und Seiner Königlichen Hoheit des Großherzogs von Oldenburg schmückten ihn. Der Charakter als Geheimer Baurat wurde ihm im Juli 1908 anlässlich der Eröffnung des Fährbetriebes zwischen Sassnitz und Trelleborg zuteil. Das Vertrauen seiner Freunde rief ihn auf Ehrenposten, die er mit großer Hingabe versah. Beim Germanischen Lloyd war er Mitglied der beratenden Kommission der Bauvorschriften für Seeschiffe, bei der Schiffbautechnischen Gesellschaft Vorstandsmitglied

seit Gründung unseres Vereins, dessen Bestrebungen er bis zu seinem Tode in unwandelbarer Treue förderte.

Seine Gattin, zwei Söhne und drei Töchter, Verwandte, Freunde und Verehrer stehen trauernd an der Bahre dieses allzu früh Dahingegangenen. Sie alle bindet die gemeinsame Liebe, der eigentümliche Reiz, den seine männliche, kraftvolle Persönlichkeit auf jeden ausübte, der mit ihm in Berührung kam. Unvergessen bleibt uns sein Name!

Vorträge
der
Sommerversammlung.

X. Die Entwicklung der Unterseeboote und ihrer Hauptmaschinenanlagen.

Vorgetragen von G. Berling-Kiel.

A. Schiffbau.

Die Entwicklung der Unterseeboote ist in den letzten 15 Jahren so weit gediehen, daß man zu bestimmten brauchbaren Bootstypen gekommen ist. Die besonderen Bedingungen der Unterseeboote bestehen darin, daß sie sowohl über Wasser als auch unter Wasser in größeren Tiefen mit Maschinenkraft unter Abschluß von der äußeren Atmosphäre fahren sollen. Diese verwickelten Bedingungen ergeben so schwere Bootskörper und so schwere Maschinenanlagen, daß die militärischen Anforderungen sich bisher nur in bescheidenen Grenzen halten können.

I. Schwimmbedingungen und Gewichtsausgleich.

Die allgemeinen Bedingungen für das Schwimmen über und unter Wasser sind für alle Unterseebootstypen die gleichen.

1. Tauchtanks.

Wenn ein Unterseeboot aufgetaucht fährt, so tauchen etwa 15—35 % seiner aufgetauchten Wasserverdrängung als dicht umgrenztes Volumen über der Wasseroberfläche aus. Beim Untertauchen gewinnt dieses Volumen Auftrieb, der nur dadurch vernichtet werden kann, daß das Unterseeboot in besondere, vorher luftgefüllte Behälter Wasser einnimmt. Diese Behälter werden allgemein Wasserballasttanks oder Tauchtanks genannt. Für die Bemessung des Tauchtankinhalts unterhalb der Schwimmlinie im Verhältnis zur gewünschten räumlichen Ausstauchung gilt eine einfache Volumengleichheit, die unabhängig vom Auftrieb des Unterseebootes ist, gleichviel ob es in Süßwasser oder in Seewasser schwimmt. Die Tauchtanks (Haupttanks, Maintanks) werden beim Tauchen daher stets restlos vollgefüllt.

Damit die Trimmung des Unterseebootes beim Tauchen erhalten bleibt, müssen die Tauchtanks so angeordnet werden, daß ihr gemeinsamer Schwerpunkt in einer Senkrechten durch den Systemschwerpunkt des Bootes liegt, was auch während des Vollaufens der Tauchtanks bei verschiedenen Tankfüllungen annähernd gewahrt bleiben muß.

1 a. Restauftrieb.

Damit das Unterseeboot nach dem Auffüllen der Tauchtanks nicht wegsinkt, werden sie praktisch um x Tonnen kleiner gemacht als das aufstauchende Volumen. Das Unterseeboot wird dann so belastet, daß es mit vollen Tauchtanks in Süßwasser schwimmend noch mit x cbm Volumen austautzt. Beim darauf folgenden dynamischen Untertauchen durch die Tiefenruder in Fahrt muß es dann x Tonnen Auftrieb gewinnen. Da dieser Auftrieb noch als letzter Rest vom Reserveauftrieb des Unterseebootes übrig geblieben ist, nennt man ihn den Restauftrieb.

2. Regelertanks.

Der Auftrieb des Unterseebootes ändert sich aber in seiner Größe mit dem spezifischen Gewicht des Seewassers. Daher reichen die Tauchtanks allein nicht aus. Wir bedürfen dazu noch besonderer Tanks, die Reglertanks (Aidtanks, Hilfstanks) genannt werden, deren Größe durch das aufgetauchte Displacement des Unterseebootes und die Schwankungen des spezifischen Gewichts des Seewassers bestimmt wird. Letzteres schwankt bekanntlich um etwa 2,5 %. Um auch den Aufbrauch des Proviants ausgleichen zu können, werden sie entsprechend größer gemacht. Auch der Schwerpunkt der Reglertanks muß in einer Senkrechten durch den Systemschwerpunkt des Unterseebootes liegen.

3. Trimmtanks.

Zum Trimmen eines Unterseebootes sind möglichst weit vorn und hinten je ein Trimmtank von etwa 2 cbm Inhalt angeordnet, die meist halb voll gefahren werden, so daß durch Verschieben von Wasser mittels Druckluft oder Pumpen aus dem einen in den anderen Trimmtank ein tüchtiges Längsmoment ausgeübt werden kann.

4. Gewichtsersatz.

Der Gewichtsersatz der abgegebenen oder im Betrieb verbrauchten Gegenstände oder Stoffe muß durch Einnehmen von Seewasser in besondere Ausgleichtanks geschehen.

Hierher rechnen die abgeschossenen Torpedos, Brennstoff- und Schmierölvorräte, Proviant und Trinkwasser, Druckluft usw.

Damit für den Gewichtsausgleich der Brennstoffvorräte, die auf großen Booten etwa 40—100 t Gewicht ausmachen können, nur kleine Ausgleichtanks erforderlich werden, läßt man die flüssigen Brennstoffe (Petroleum oder Gasöl, spez. Gewichte von 0,71—0,9) stets auf Seewasser schwimmen. Während man den Brennstoff oben aus den Bunkern durch Pumpen absaugt, läßt man unten durch Rückschlagventile Seewasser in die Bunker nachtreten. Dann braucht man nur die Differenz der spezifischen Gewichte von Seewasser und Brennstoff in besonderen Tanks auszugleichen, was in verschiedener Weise geschehen kann.

5. Fluten und Entlüften der Tanks und Übergang zur Unterwasserfahrt.

Wenn die aufgezählten Bedingungen alle erfüllt sind, kann ein Unterseeboot theoretisch stets zum richtigen Untertauchen und Auftauchen gebracht werden. Damit der Wassereinlaß in diese verschiedenen Tanks durch Bodenventile usw. erfolgen kann, müssen sie entlüftet werden. Der Wassereinlaß und die Entlüftung müssen so schnell als möglich geschehen. Bei den meisten Marinen ist vorgeschrieben, daß die Unterseeboote von aufgetauchter Fahrt in höchstens 5 Minuten untergetaucht fahren sollen. Die untergetauchte Fahrt wird bei allen Marinen durch hintere und vordere, zum Teil auch durch mittlere Tiefensteuer, gesteuert.

6. Lenzen oder Ausblasen der Tanks.

Beim normalen Auftauchen werden die Tanks entweder mit Pumpen gelentzt oder nach Herstellung der Verbindung mit der Atmosphäre mit niedrig gespannter Druckluft ausgeblasen. Für Notfälle sind größere Mengen Hochdruckluft in Stahlflaschen an Bord gelagert, durch welche die Tauchtanks und andere in wenigen Minuten ausgeblasen werden können. Bei einem Boot von z. B. etwa 600 t Gewicht, welches etwa 40 % Tauchtankinhalt besitzen möge, können auf solche Weise in kurzer Zeit etwa 240 t Auftrieb gewonnen werden. Die Unterseeboote sind mit Hochdruckluftpumpen ausgerüstet, wodurch sie ihre Preßluftvorräte auffüllen und ergänzen können.

7. Stabilität.

Auf das weite Gebiet der Stabilität der Unterseeboote kann in diesem Vortrage nicht näher eingegangen werden, jedoch ist die Stabilität erfahrungsmäßig bei großen Unterseebooten vollkommen ausreichend, wenn die Distanz zwischen

Deplacementschwerpunkt und Gewichtsschwerpunkt in untergetauchtem Zustande 150—300 mm beträgt. Manche Boote weisen sogar Schwerpunktsdistanzen von 350 bis 400 mm auf.

II. Konstruktion.

1. Druckkörper.

Die Mannschafts- und Bedienungsräume und alle vitalen Teile des Bootes müssen in einem Körper untergebracht werden, der dem äußeren Wasserdruck standhält und deshalb als Druckkörper bezeichnet wird. Man berechnet ihn jetzt meistens auf 50 m Wassertiefe für zulässige Beanspruchung bei $2\frac{1}{2}$ facher Sicher-

Druckkörper auf der Helling.

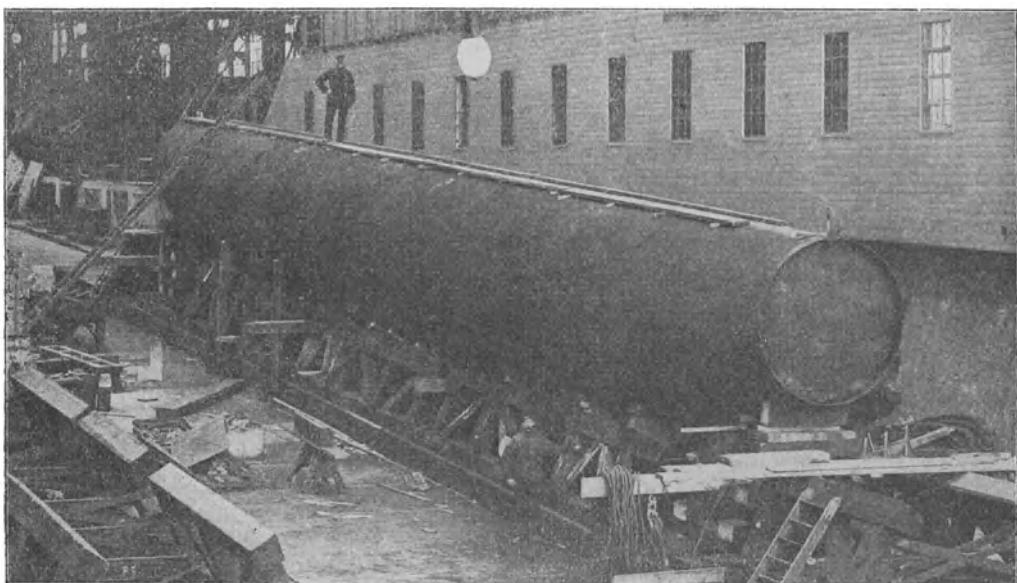


Fig. 1.

heit. Für äußere Druckbeanspruchung ohne Rücksicht auf das Eigengewicht des druckübertragenden Mittels besitzt die Kugel die größte Widerstandskraft. Für Unterseeboote, wo ein gutes Verhältnis von Länge zu Breite erforderlich ist, wird der Druckkörper meistens als ein zylindrischer Körper mit Kreisquerschnitt ausgeführt, der vorn und hinten durch Verkleinerung seines Durchmessers verjüngt und durch je einen gewölbten Boden stumpf abgeschlossen wird.

Die feste Bauart des Druckkörpers bedingt es, daß beim Unterseeboot das Schiffsgewicht etwa 58 % vom Baugewicht beansprucht, während z. B. beim leichten Torpedoboot nur 38 % dafür beansprucht werden. Außerdem bedingt baer die Bauart des Druckkörpers einen verhältnismäßig großen Konstruktions-

tiefgang, der für die Erzielung guter aufgetauchter Bootsgeschwindigkeiten ungünstig ist.

Ungefähr auf halber Bootslänge erhält der Druckkörper gewöhnlich einen druckfesten Turm, der als Steuerstand und Kommandostand ausgebildet wird und bei aufgetauchter Fahrt eine wegnehmbare Brücke trägt. Das erste Bild Fig. 1 zeigt einen solchen Druckkörper im Bau auf der Helling. Manche Konstrukteure wählen, um breite Bootsräume und geringeren Tiefgang zu erhalten, als Querschnitt des Druckkörpers eine Ellipse mit wagerechter größter Achse (Laubeuf und Whitehead). Der italienische Konstrukteur Laurenti, der die Kreisform für den Druckkörper von kleineren Unterseebooten nicht anwandte, ist neuerdings bei großen Booten für den inneren Bootskörper auch zu Kreisquerschnitten übergegangen.

Tauchboote (Submersibles).

Unterwasserboot (Soumarin). Laubeuf. d' Equevilley-Germania. Laurenti Fiat.

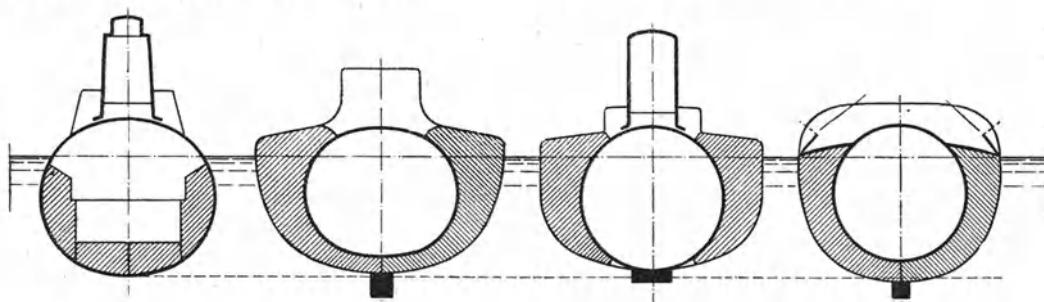


Fig. 2.

Fig. 3.

Fig. 4.

Fig. 5.

2. Anbringung der Tanks und Bootsform.

Durch die verschiedene Anordnung der oben erwähnten Tanks am Druckkörper der Unterseeboote charakterisieren sich die verschiedenen Unterseebootstypen.

a) Unterwasserboote.

In Fig. 2 liegen die Tauchtanks, Reglertanks und Brennstoffbehälter innerhalb des Druckkörpers, als Behälter mit ebenen oder flachgewölbten Wänden. Die Tauchtanks können hierbei höchstens einen Inhalt von 15 % des aufgetauchten Displacements erhalten, da sonst der Innenraum zu eng wird oder der Durchmesser des Druckkörpers zu groß werden muß. Der Druckkörper bildet die Außenhaut des Unterseebootes in Gestalt eines großen Torpedos. Oben erhält er einen durchfluteten Aufbau für ein Oberdeck. Hierdurch wird der Typ der Unterwasserboote oder Einhüllenboote, der Holland- und Whitehead-Boote, der französischen Soumarins und der englischen Boote der A bis D-Klasse charakterisiert.

b) Tauchboote.

In Fig. 3 und 4 sind die Tauchtanks außerhalb des Druckkörpers angebracht. Sie sind daher vom Durchmesser des Druckkörpers unabhängig geworden und können etwa 30—35 % des aufgetauchten Displacements als Austauchung ergeben. Da die Tauchtanks bei untergetauchter Fahrt voll Wasser gefahren werden, so können sie Druckausgleich mit dem Außenwasser haben, indem ihre Bodenventile offen gefahren werden. Die Brennstoffbehälter, in denen, wie gesagt, der Brennstoff auf Seewasser schwimmt, haben durch Rückschlag- und Sicherheitsventile ebenfalls Druckausgleich mit dem Außenwasser. Deshalb können die äußeren Tankwände aus leichten Torpedoboatblechen gebaut werden und mit Rücksicht

Modell eines Germania-Tauchbootes.

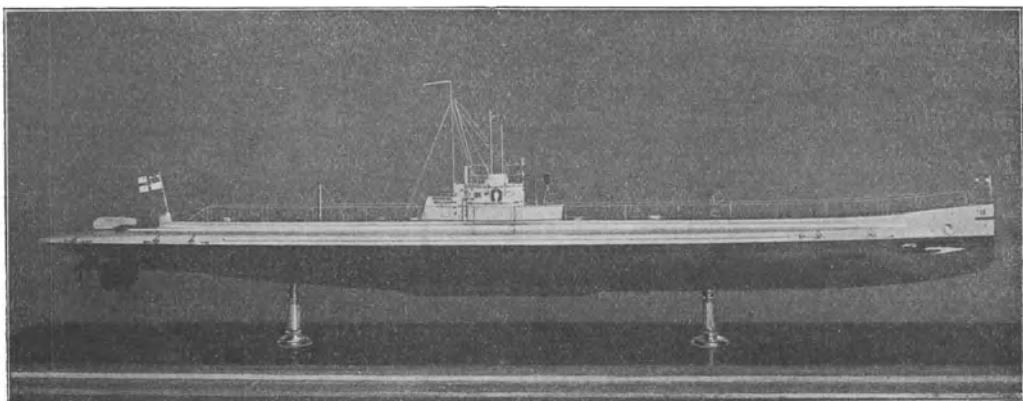


Fig. 6.

auf geringen Laufwiderstand gute Bootslinien und Schiffsformen erhalten. Es ergeben sich daraus die Typen der Tauchboote Laubeuf¹⁾ Fig. 3 und d'Equeville-Germania-werft, Fig. 4, ersterer mit ovalem Druckkörper und unter denselben durchgeföhrten Tauchtanks, letzterer mit kreisrundem Druckkörper und unten an demselben anschließenden Tauchtanks. An dem hier ausgestellten Bootsmodell eines Germania-bootes, Fig. 6, können Sie ersehen, wie gut die Bootsformen sind, die in solcher Weise erreicht werden können.

In Fig. 5 haben wir einen Querschnitt durch eine Form des eigenartigen Tauchboottyps, Laurenti-Fiat. Der Druckkörper wird nicht allein durch den inneren zylindrischen Körper gebildet, sondern außerdem durch die mit ihm verbundene feste Außenhaut. Diese Verbindung geschieht durch Schotte, Rahmenspanter, Diagonalen und Längsspanter. Die Tauchtanks liegen zwischen der Innenhaut

¹⁾ Laubeuf ist unbestritten der erste Erfinder des Tauchboottyps, da er schon 1897 für solche Konstruktionen eingetreten ist und seinen Narval konstruiert hat.

und Außenhaut und umhüllen den ganzen Innenraum auch unten als Doppelboden. Durch ihre Größenbemessung wird eine Austauchung von etwa 20 % erzielt. Die Tauchtanks werden oben durch ein Deck abgeschlossen. Über diesem Deck und dem Innenkörper erhebt sich ein Aufbau, der eine breite Decksform, ähnlich derjenigen eines Torpedoboats ergibt. Dieser Aufbau erhält seitlich über dem unteren Deck Flutklappen von besonders großem Querschnitt und im Deck Entlüftungsventile. Wenn der Aufbau nach dem Auftauchen des Bootes leer gelaufen und dicht gesetzt ist, so bringt er ein Reserveplacement von etwa 25 % hinzu, so daß der gesamte Reserveauftrieb = etwa 45 % beträgt. Bei kleineren Booten hat Laurenti den Reserveauftrieb durch seinen Aufbau sogar auf 60 % erhöhen können.

III. Vergleich zwischen Tauchbooten und Unterwasserbooten.

Die Tauchbootstypen (Submersibles) Fig. 3, 4 und 5 haben den Unterwasserbootstypen Fig. 2 gegenüber folgende Vorteile:

1. Da alle Tauchtanks und Brennstoffbehälter außerhalb des Druckkörpers liegen, ergibt sich für ihn ein kleinerer Durchmesser und größere Festigkeit.
2. Der mehr als doppelt so große Reserveauftrieb gewährt größere Sicherheit. In dem Reserveauftrieb eines Unterseebootes liegt in erster Linie der Maßstab für die Seefähigkeit und die Herabsetzung der Anstrengungen, denen die Bootsbesatzung ausgesetzt ist.
3. Die besseren Bootsformen gewähren für aufgetauchte Fahrt geringere Fahrtwiderstände und höhere Seefähigkeit.
4. Die außenliegenden Brennstoffbehälter können mehr Fassungsraum erhalten, wodurch größere aufgetauchte Aktionsradien ermöglicht werden.
5. Die größeren Tauchtanks und Bunker der Tauchboote, die Druckausgleich mit dem Außenwasser haben, können in jeder beliebigen Wassertiefe mit Druckluft ausgeblasen werden, wodurch in Notfällen schnell größerer Auftrieb gewonnen werden kann.
6. Die außenliegenden Tauchtanks gewähren guten Schutz bei Zusammenstößen, zumal bei untergetauchter Fahrt, wo sie mit Seewasser gefüllt sind.

Andererseits haben die Unterwasserboote den Tauchbooten gegenüber den Vorzug, daß ihre untergetauchten Fahrtwiderstände geringer sind und daher unter Wasser eine etwas höhere Geschwindigkeit erreicht werden kann.

In Fig. 7 sind die Schleppkurven eines Unterwasserbootes und eines Tauchbootes dargestellt, wie sie sich vor mehreren Jahren zu Vergleichszwecken ergeben haben. Die beiden Boote, die über Wasser fast gleiches Displacement (327 zu 334 t) haben, besitzen aber bei aufgetauchter Fahrt voneinander sehr verschiedene

Fahrtwiderstände. Während bei einem Propeller-Wirkungsgrade von 0,5 das Tauchboot mit 1400 Wellenpferdestärken etwa 15,8 Knoten erreicht, kommt das Unterwasserboot damit nur auf 13,4 Knoten und mit 1800 Wellenpferdestärken nur auf etwa 14,25 Knoten. Bei untergetauchter Fahrt hat aber das Tauchboot 80 t mehr Displacement als das Unterwasserboot (475 zu 395 t), und trotzdem liegen

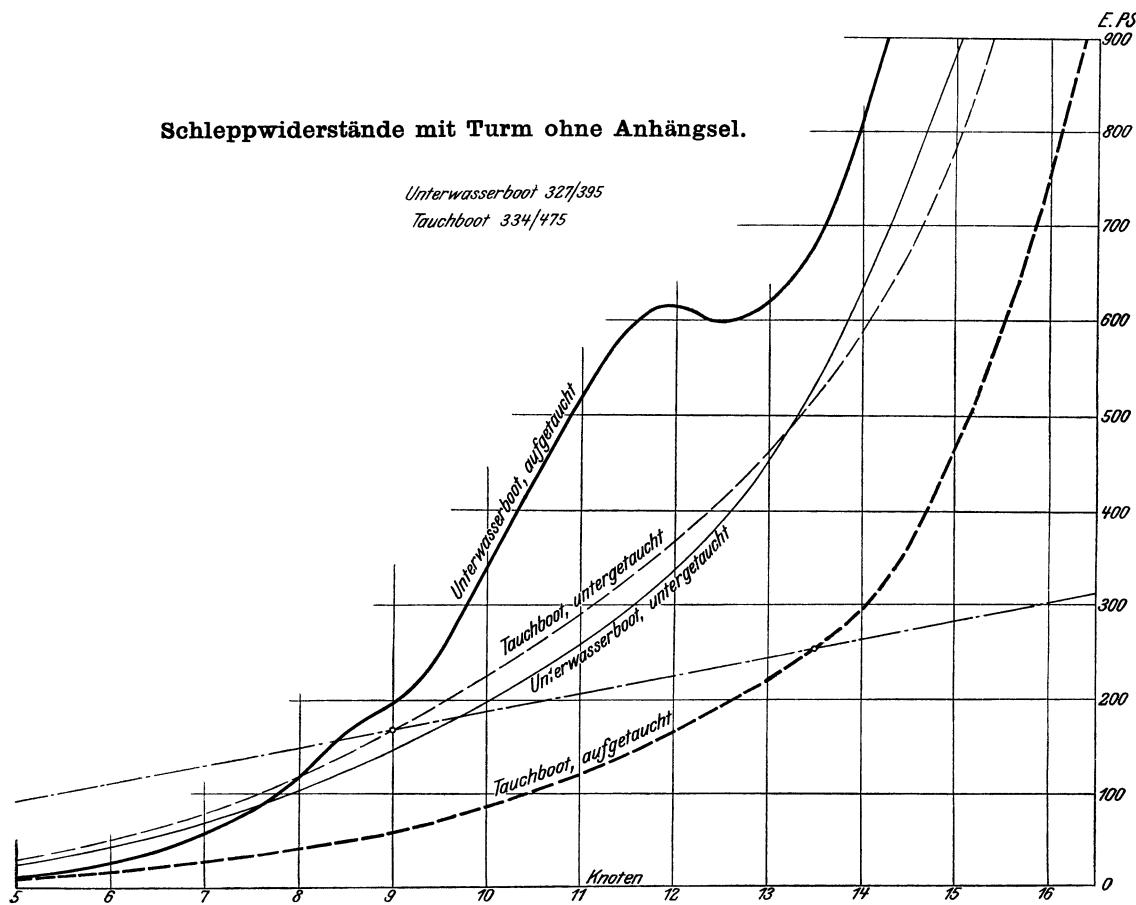


Fig. 7.

die Kurven der untergetauchten Fahrtwiderstände nicht weit voneinander. Wenn man für untergetauchte Fahrt mit einem gesamten Maschinen-Nutzeffekt von 0,35 rechnet, so ergeben 480 Maschinen-Pferdestärken für das Tauchboot rund 9 Knoten, für das Unterwasserboot rund 9,5 Knoten.

IV. Propellerverhältnisse.

Da nun die Unterseeboote für aufgetauchte und untergetauchte Fahrt ein und dieselben Propeller benutzen, so ergibt sich bei Annahme gleichen Propellerschubes und konstanten Slips, daß die Propellerumdrehungen und Bootsgeschwindigkeiten für aufgetauchte und untergetauchte Fahrt sich annähernd verhalten

müssen wie die Maschinenleistungen, d. h. um einigermaßen günstige Propellerverhältnisse für aufgetauchte und untergetauchte Fahrt zu erhalten, muß die aufgetauchte Leistung und Geschwindigkeit höher liegen als der Schnittpunkt des in Fig. 7 eingezeichneten Strahles mit der aufgetauchten Schleppkurve ergibt, da sonst bei untergetauchter Fahrt die Belastung der Propellerfläche zu groß würde. Wenn die aufgetauchte Leistung unter dem eingezeichneten Strahl bleiben würde, müßte der Propeller entweder für \nearrow Fahrt zu groß oder für die \nwarrow Fahrt zu klein sein oder beides. Wenn jedoch die \nearrow Leistung sich zu weit über den eingezeichneten Strahl erheben würde, so müßte der Propeller entweder für \nearrow Fahrt zu klein oder für \nwarrow Fahrt zu groß werden. Die Slipverhältnisse der Propeller bei aufgetauchter und untergetauchter Fahrt sind aber nicht einander gleich.

In der Ermittlung der günstigsten Propellerverhältnisse für Unterseeboote liegt ein sehr wichtiges Problem, welches nur durch umfangreiche Versuche in Schleppversuchsanstalten gelöst werden kann. Es ist dabei festzustellen, welche Verhältnisse zwischen der aufgetauchten und untergetauchten Leistung und den entsprechenden Geschwindigkeiten eines Unterseebootes bestehen müssen, um mit ein und denselben Propellern sowohl bei aufgetauchter wie bei untergetauchter Fahrt die günstigsten Nutzeffekte zu erzielen.

V. Vorführung des Aussehens der Haupttypen in Photographien.

Die erwähnten vier Bootstypen sind in langjährigen Erfahrungen bis zu hoher Vollendung gelangt. Man ist dabei auf Displacements von 500—700 t aufgetaucht und 50—70 m Bootslänge angelangt. Folgende Bilder werden Ihnen einen Begriff davon geben.

Fig. 8 zeigt ein englisches Boot des Holland-Typs der D-Klasse. Man sieht die geringe Austrauchung des torpedoförmigen Druckkörpers und darüber den offenen Deckaufbau. Man erkennt sogleich die geringe Seefähigkeit dieser Formen, welche mit denjenigen eines Schiffes kaum Ähnlichkeit haben. An der großen Bugwelle erkennt man, wie ungünstig diese Formen für aufgetauchte Fahrtgeschwindigkeiten sind.

Fig. 9 zeigt ein Laubeufboot neuester Bauart in Fahrt. Man sieht die Tauchtanks in Gestalt eines Außendecks etwa $\frac{1}{2}$ m über die Wasserlinie hinausragen und darüber einen Aufbau, der aber, wie die vielen Löcher zeigen, nicht dicht gesetzt werden kann wie bei Laurenti, sondern offen ist und frei durchflutet wird. Das Boot ist vorn niedriger als in der Mitte, wohl mit Rücksicht auf geringeren untergetauchten Fahrtwiderstand. Ein geräumiger Turm ist über dem Oberdeck

nicht vorhanden, sondern nur ein einfacher knapp bemessener, geschützter Steuerstand für aufgetauchte Fahrt bei schlechtem Wetter.

Fig. 10 zeigt ein Boot der Germaniawerft, welches sich in der Nordsee bei schlechtem Wetter ausgezeichnet bewährt hat. Der hochgezogene Vorsteven mit einer kleinen Back wird zwar untergetaucht etwas Fahrtverminderung ergeben, erhöht aber bei aufgetauchter Fahrt die guten Seeeigenschaften ganz beträchtlich.

Fig. 11 zeigt zwei Laurentiboots im Ausbau vor der Fiatwerft bei Spezia. An dem linken Boot sieht man die Flutklappen des Aufbaues geöffnet und die Tiefenruder auf Deck herumgeklappt. Bei dem rechten Boot sind die Flutklappen ge-

Englisches Unterseeboot der D.-Klasse.

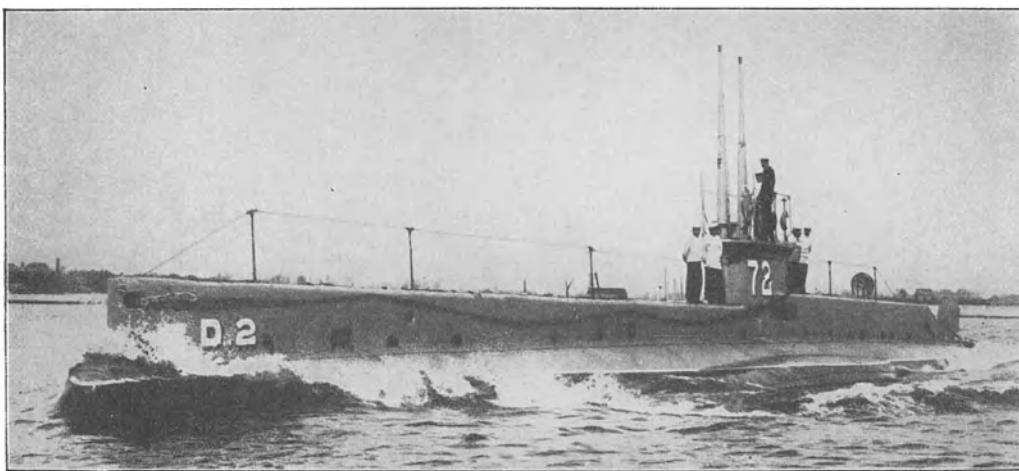


Fig. 8.

schlossen und die Tiefenruder ausgebracht. Fig. 12 zeigt ein Laurentiboot in Fahrt. Man muß den Vorteil des hohen, glatten Decksaufbaus für die Seefähigkeit des Bootes anerkennen.

VI. Geringere Geschwindigkeitsleistungen.

Mit solchen Booten sind bisher aufgetauchte Geschwindigkeiten bis zu 15,5 Knoten und untergetauchte Geschwindigkeiten bis zu 11 Knoten erreicht worden. Neuere Angebote der Firmen steigen bis auf 18 Knoten aufgetauchte Geschwindigkeit und 11,5 Knoten untergetauchte Geschwindigkeit und aufgetauchte Aktionsradien von 2000 Seemeilen bei etwa 16 Knoten Fahrt, untergetauchte Aktionsradien von etwa 30 Seemeilen bei etwa 8,5 Knoten Fahrt.

Laubens-Tauchboot.

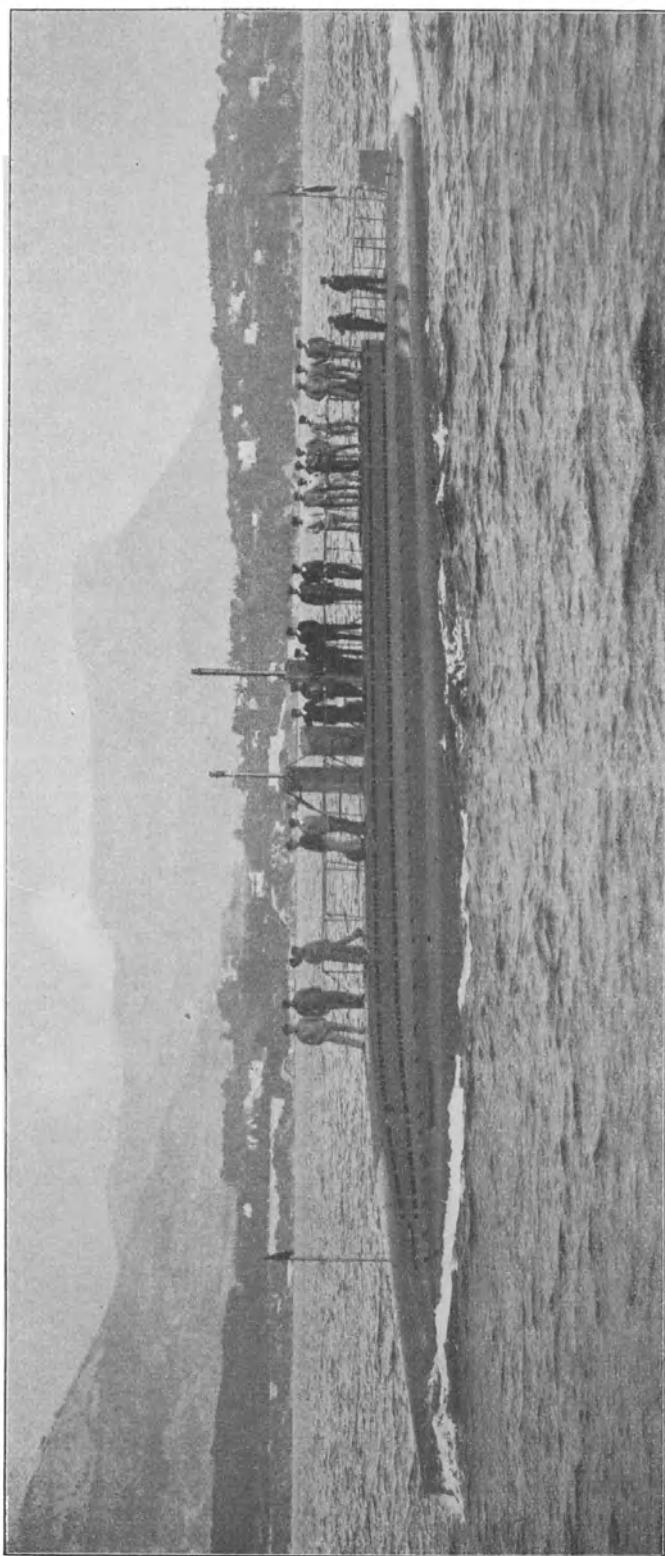


Fig. 9.

Daß keine höheren Geschwindigkeiten bisher erreichbar sind, liegt erstens an dem schweren Druckkörper des Bootes, dann aber hauptsächlich daran, daß bei dem heutigen Stande der Entwicklung für aufgetauchte und untergetauchte Fahrt getrennte Maschinenanlagen vorhanden sein müssen, die enorm viel Gewicht und Raum beanspruchen. Von der engen Belegung der Räume mit Maschinenanlagen gibt der Querschnitt durch den Maschinenraum eines Bootes Fig. 13 ein Bild.

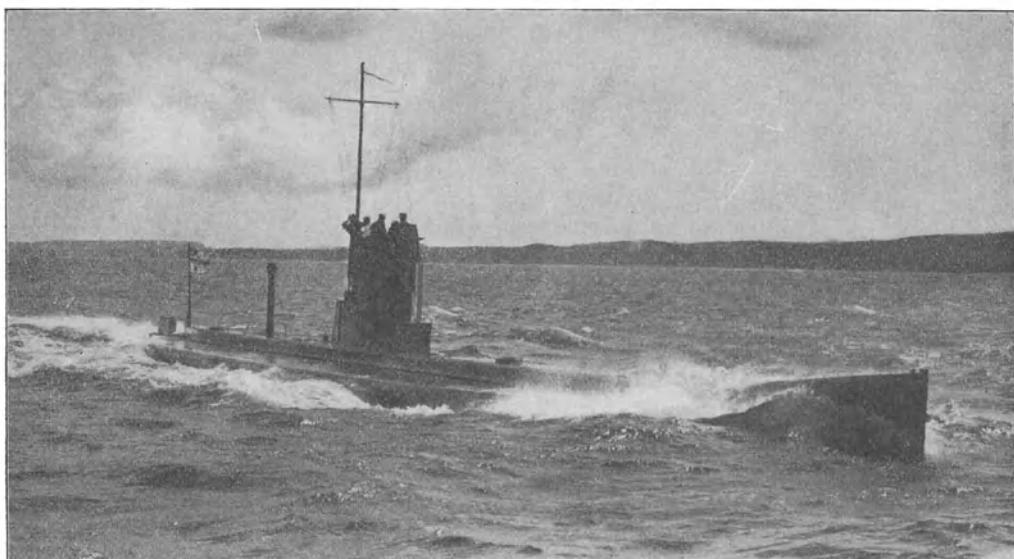
Germania-Tauchboot.

Fig. 10.

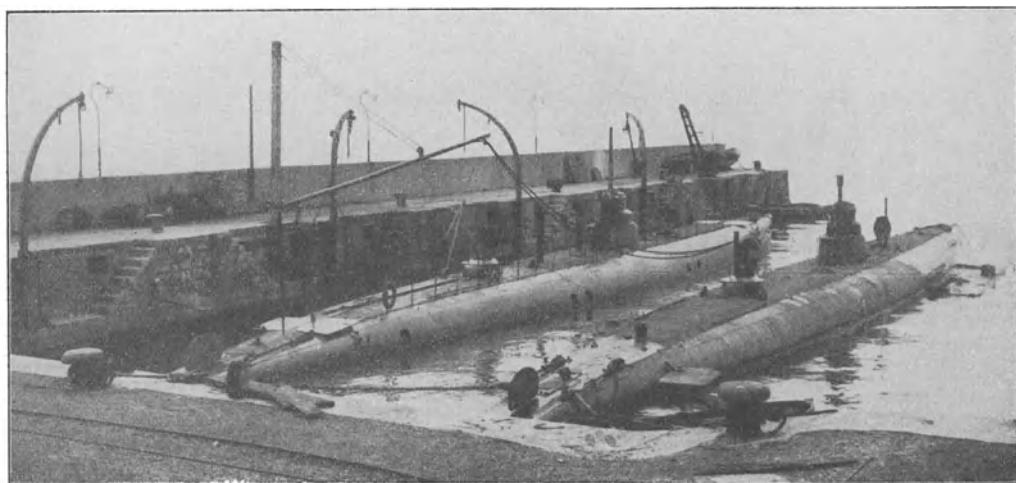
Laurenti-Boote im Ausbau.

Fig. 11.

Laurenti-Fiat-Tauchboot.

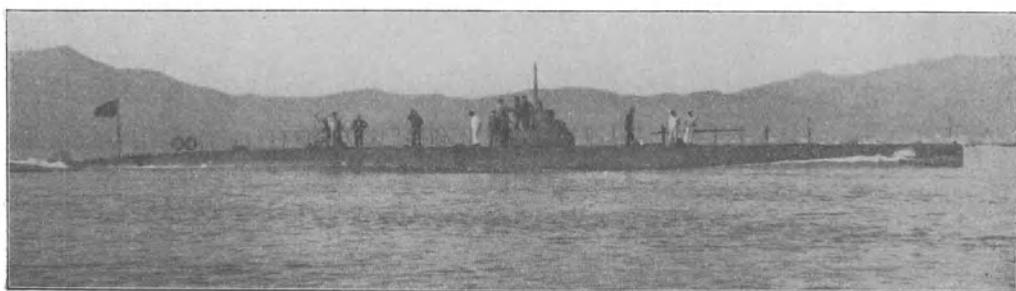


Fig. 12.

Querschnitt durch Germania-Tauchboot.

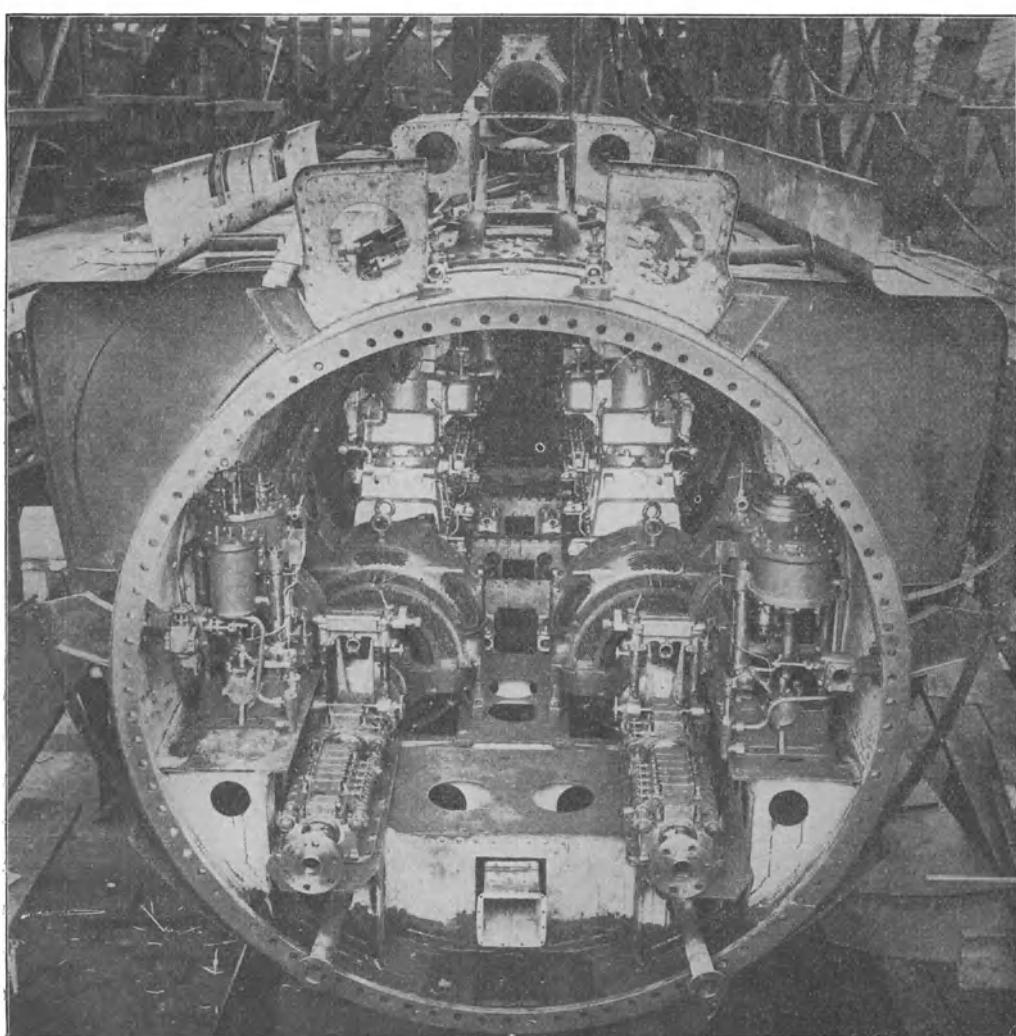


Fig. 13.

VII. Mindergute Bewohnbarkeit.

Hierin liegt auch die mindergute Bewohnbarkeit der Unterseeboote zum Teil bedingt. Andernteils röhrt sie daher, daß nur eine geringe Austauchung vorhanden ist, d. h. mit anderen Worten, über der Wasserlinie keine Wohnräume vorhanden sein können, und daß mehr als $\frac{1}{3}$ der Bootsform zu Tanks verwendet werden muß, die bei untergetauchter Fahrt voll Wasser sind. Für die Wohneinrichtungen wird daher gewöhnlich nur der Platz verwendbar sein, der im Druckkörper von den Maschinen- und Torpedoeinrichtungen usw. frei gelassen wird. Auch dieser wird aber bei den Instandhaltungsarbeiten der Maschinenanlage usw. als Arbeitsraum benutzt. An Bord gibt es nur künstliche Beleuchtung und künstliche Ventilation. An die Besatzung der Unterseeboote werden daher enorme Anforderungen gestellt, wenn größere Aktionsradien abgefahren werden.

VIII. Beschreibung einzelner Boote.

Durch das dankenswerte Entgegenkommen der betreffenden Firmen bin ich in der Lage, Ihnen die Inneneinrichtungen von drei verschiedenen großen Unterseebootstypen auf der Grundlage von Zeichnungen kurz zu beschreiben.

Fig. 14 zeigt ein Projekt eines großen Unterwasserbootes, System „Whitehead“ von etwa 525 t aufgetauchtem Displacement. Der Druckkörper des Bootes, der als Außenhaut dient, hat keinen kreisförmigen Querschnitt, sondern ist auf halber Bootslänge oval und ändert die Form seines Querschnittes nach vorn und hinten. Wie der Querschnitt durch den Turm zeigt, sind die Tauchtanks und ein Teil der Brennstoftanks in der Bootsmitte als flachwandiger Doppelboden untergebracht und an den Seitenwänden des Druckkörpers flachwandig hochgezogen. Ein Teil der Tauchtanks liegt vorn und hinten, ein Teil der Brennstoffbehälter liegt unter den Verbrennungsmaschinen als Doppelboden. Das Boot führt 2 Bug-, 1 Heck- und 2 Breitseitrohre größten Whitehead-Kalibers. Die Breitseitrohre liegen oben unter Deck, wie aus dem Längsschnitt und den Querschnitten oben links ersichtlich ist. Drei Reservetorpedos zum Nachladen werden an Bord geführt. In dem hinteren Maschinenraum sind zwei Doppeldynamos einschließlich Schaltapparaten aufgestellt zum Laden der elektrischen Batterie und zum untergetauchten Fahren. In diesem Raum sind außerdem noch 2 Hochdruckkompressoren von den Hauptwellen angetrieben und 2 Hauptlenzpumpen aufgestellt. In dem davorliegenden Raum befinden sich 2 umsteuerbare Ölmaschinen à 1600 PSe, die dem Boot eine aufgetauchte Geschwindigkeit von 17 Knoten geben sollen. Die Ölreserven reichen bei 17 Knoten Geschwindigkeit aus für 600 Seemeilen, bei 11 Knoten

Whitehead-Unterwasserboot
(Sousmarin.)

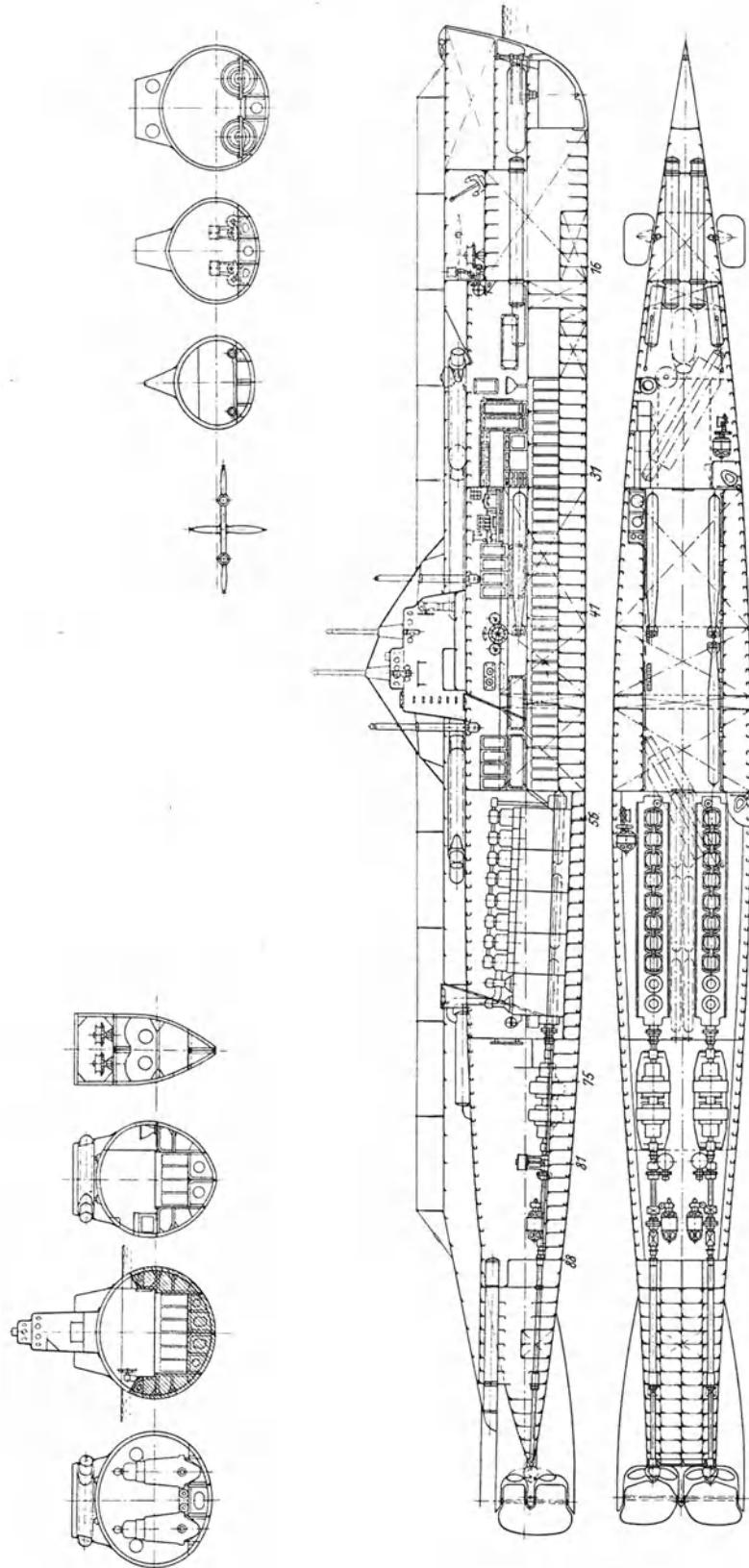


Fig. 14.

Geschwindigkeit für 2000 Seemeilen. Davor liegen auf den Tankdecken aufgestellt die Akkumulatorenzellen. In dem Querschnitte sieht man, daß die Zellen in den Tankwänden wie in einem Troge eingebettet sind. Die Kapazität der Batterien reicht für 31,5 Seemeilen bei 9 Knoten untergetauchter Geschwindigkeit. Die maximale Unterwassergeschwindigkeit soll 11,5 Knoten betragen.

Über den Akkumulatoren und etwas davor befinden sich Wohnräume für Offiziere und Mannschaft und Bedienungsräume für Flut- und Lenzeinrichtungen, Tiefensteuerung usw. In der Mitte über dem Boot gewährt der durch ein Luk vom Bootsinnern absperrbare Turm einen geräumigen Steuerstand für einen Steuermann und zwei durch die Sehrohre beobachtende Offiziere.

Die Tiefenruder sind im Grundriß zu erkennen, vorn und hinten je ein Paar. Die hinteren sind so ausgespart, daß das Vertikalruder sich zwischen ihnen frei bewegen kann. Die Heckkonstruktion und der Ruderantrieb am Heck ist bei den Holland- und Whiteheadbooten sehr schwierig, indessen soll sie sich gut bewährt haben.

Fig. 15 zeigt ein Projekt eines großen Germania-Tauchbootes. Der Druckkörper hat auf seiner ganzen Länge Kreisquerschnitt. Die Tauchtanks und Brennstoffbunker sind außen in guter Schiffsform herumgelegt. Ein Reglertank liegt in Bootsmitte im Innern. In der Mitte unter dem gepanzerten Turm ist eine Zentrale abgeschottet, die als Bedienungsraum für Fluten und Tauchen dient. Dahinter liegen die Maschinenräume, die durch ein Schott in Elektromotoren- und Ölmaschinenraum abgeteilt werden. Vor der Zentrale liegen die Akkumulatorträume am Boden des Druckkörpers in einem eisernen, gut isolierten Troge, und über und vor ihnen die verhältnismäßig reichlich bemessenen Wohnräume. Ganz vorn und hinten sind die Torpedoräume.

Die Garantiezahlen des Projektes können leider nicht angegeben werden, da die Schleppversuchsdaten noch ausstehen. Jedenfalls aber werden die Germania-Tauchboote wegen ihrer guten Linien auch verhältnismäßig gute Geschwindigkeiten erreichen.

Fig. 16 zeigt das Projekt eines großen Laurenti-Fiat-Tauchbootes.

Man erkennt aus den Querschnitten und dem Längsschnitt, daß unter den Maschinenräumen im Hinterschiff ein Doppelboden fehlt, und hier die Tauchtanks unten an dem Kreisquerschnitt des Druckkörpers verlaufen. Dasselbe gilt für den vorderen Batterieraum und für das Vorschiff. Dazwischen beim hinteren Batterieraum und in der Zentrale ist der Druckkörperdurchmesser verkleinert und die Tauchtanks sind unten als Doppelboden durchgeführt. Dadurch werden die Tank-

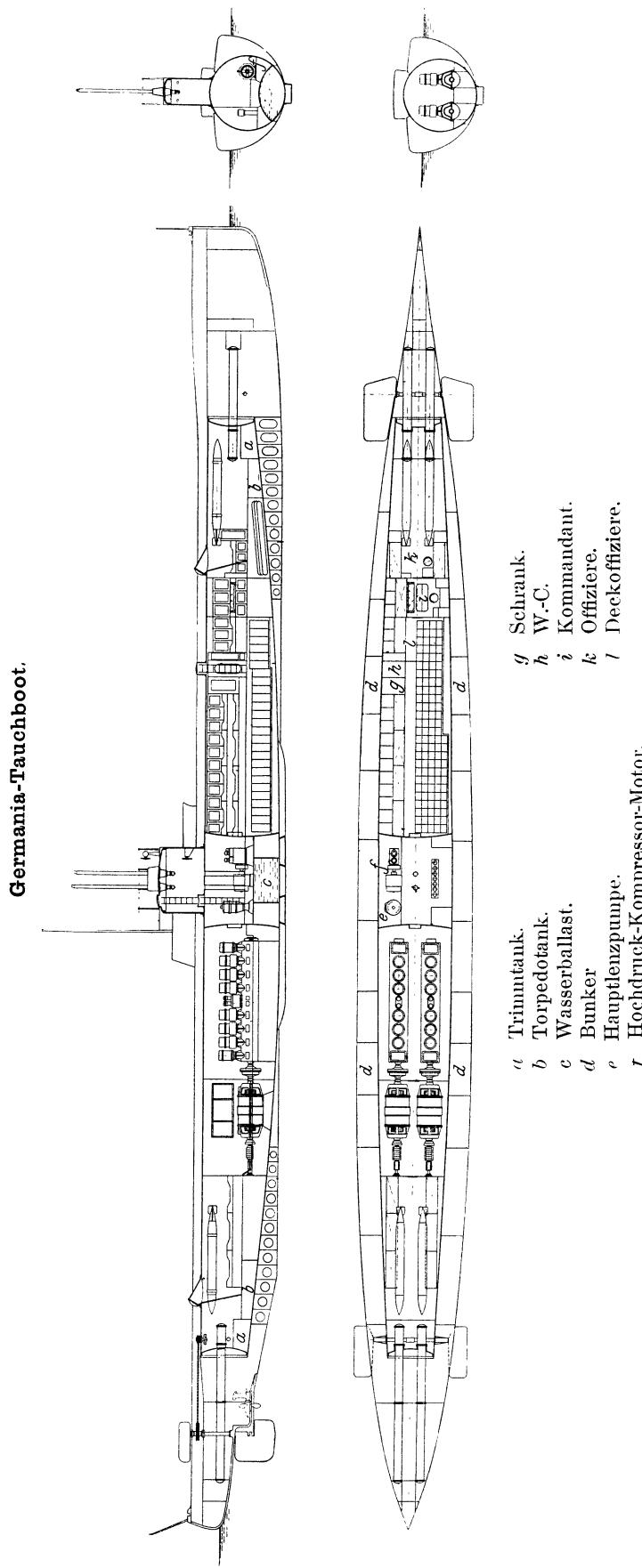


Fig. 15.

inhalte in Bootsmitte besonders groß und an den Enden klein. Der Laurentiaufbau (Superstruktur) zieht sich über die ganze Bootslänge hin.

Das Boot hat 4 Bugrohre, die im Vorschiff sehr tief eingebaut sind, und ein Heckrohr. Neuerdings sollen auch 2 Heckrohre angebracht werden. Unter dem Turm, der nur bei ↑ Fahrt als Steuerstand gilt, befindet sich eine Bedienungszentrale, in welcher die Führung des Bootes bei ↓ Fahrt stattfindet. Man sieht die beiden Handräder für die vorderen und die hinteren Tiefenruder. Die Sehrohre werden von der Zentrale aus benutzt. Unter dem Flur stehen 2 elektrisch angetriebene Hauptlenzpumpen zum Lenzen der Tauchtanks. Von der Zentrale nach vorn und hinten liegen die Batterieräume, die für sich durch Schotte abgeschlossen sind. Es sind große und hohe Zellen verwendet, die zu einer Batterie von 220 Volt in Serie geschaltet sind. Über den Batterieteilen auf einem Deck befinden sich die Mannschaftswohnräume. Die Batterieräume sind für sich abgeschottet, neben ihnen an den Bordwandseiten (hinten an Steuerbord und vorn an Backbord) sind druckfeste Verbindungsgänge frei gelassen. Die vorderen und hinteren Torpedoräume sind noch für Wohnungseinrichtungen ausgenutzt. Die Ölmaschinen von insgesamt etwa 2500 PSe Leistung sollen dem Boot von 650 t ↑ Displacement bei ↑ Fahrt etwa 18 Knoten Geschwindigkeit geben. Die Brennstoffvorräte sollen bei 18 Knoten ↑ Geschwindigkeit für 1500 Seemeilen reichen. Unter den Ölmaschinen ist eine Stahlflaschenbatterie für hochkomprimierte Druckluft aufgestellt. Dahinter ist der Elektromotorraum mit den E-Maschinen und Schaltapparaten. Die ↓ Geschwindigkeit beträgt 10 Knoten 1 Stunde lang, 8 Knoten 3½ Stunden lang. Außer anderem stehen im E-Maschinenraum zwei Hochdruckluftkompressoren, die von den Hauptwellen angetrieben werden.

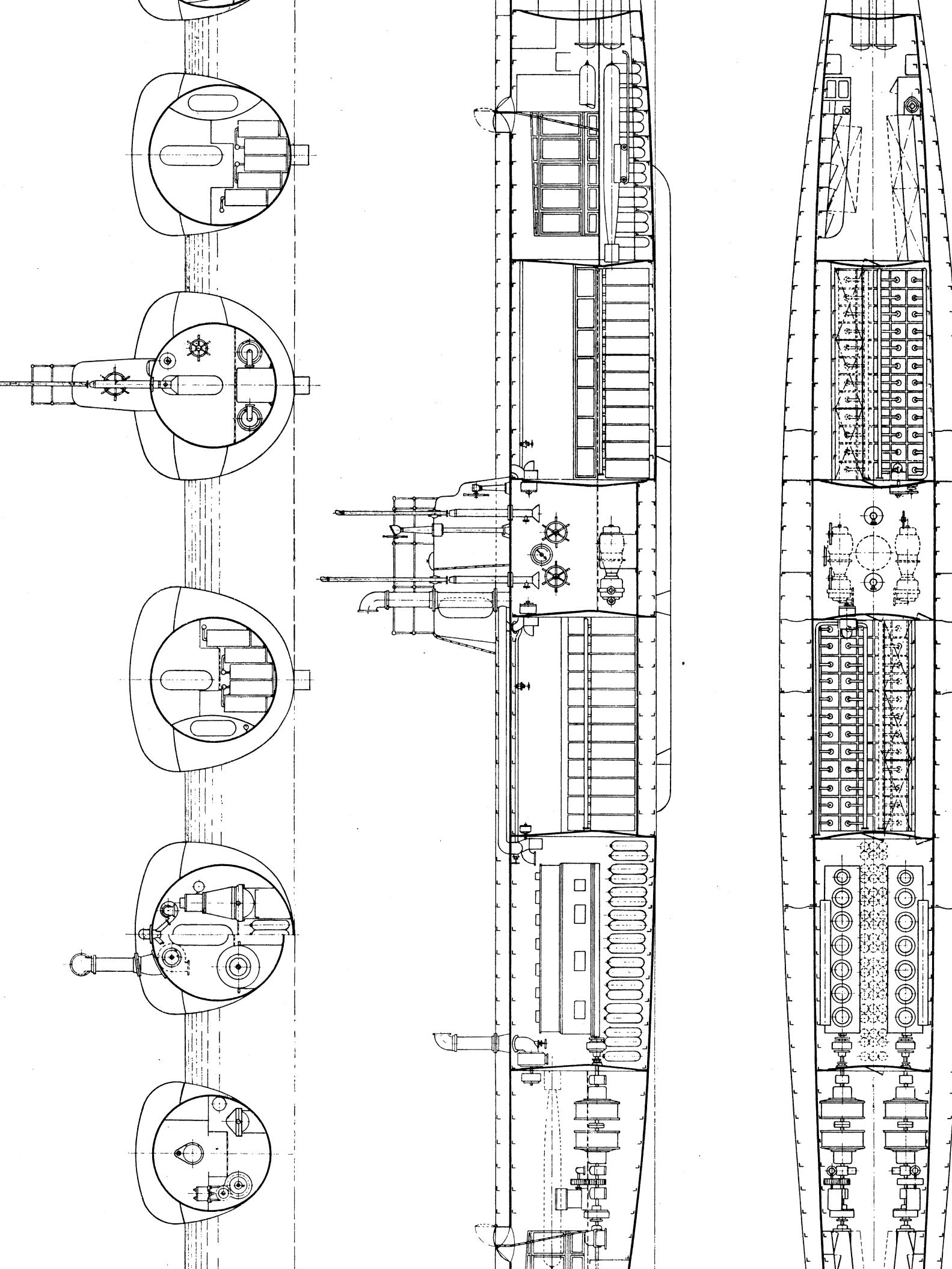
B. Hauptmaschinenanlagen der Unterseeboote.

I. Anlage mit elektrischen Akkumulatoren, Elektromotoren und Ölmaschinen.

Fast alle Unterseeboote fahren bisher unter Wasser mit elektrischen Akkumulatorenbatterien und Elektromotoren. Bei aufgetauchter Fahrt fahren kleine Sousmarins ebenfalls elektrisch, größere Boote fahren aufgetaucht mit Verbrennungsmaschinen oder vereinzelt auch mit Dampfmaschinen.

Die Unterseeboote mit Ölmaschinen für aufgetauchte Fahrt und Blei-Akkumulatoren und Elektromotoren für untergetauchte Fahrt kann man kurz als ölelektrische Boote bezeichnen.

Diejenigen mit Dampfmaschinen und Elektromotoren und elektrischen Akkumulatoren heißen dann: Dampfelektrische Boote.



Umsteuerbare Viertakt- wie auch Zweitakt-Ölmaschinen ähnlicher Größe sind in den letzten Jahren praktisch brauchbar geworden und in langen Dauerbetrieben erprobt. Die ganzen ins Boot betriebsfähig eingebauten Maschinenanlagen einschließlich Anlaß- und Einblasegefäßen und Auspuffleitungen, Wellen, Drucklagern und Propellern usw. wiegen einschließlich Wasser und Öl (soweit in den Maschinen enthalten) etwa 28—32 kg pro PSe, während die reinen Maschinengewichte erfahrener Lieferanten nur etwa 24 kg pro PSe betragen. Sie verbrauchen etwa 190—220 g Brennstoff pro PSe \times Std.

Die Blei-Akkumulatoren haben sich nach den letztjährigen Erfahrungen als sehr zuverlässig und dauerhaft bewährt und man kann eine Lebensdauer von mehr als 400 vollen Entladungen an Bord von ihnen erwarten. Für den normalen Unterseeboot-Übungsbetrieb würde das auf eine Gebrauchsduer von etwa 5—6 Jahren schließen lassen.

In besten modernen Unterseeboots-Blei-Akkumulatoren einschließlich Installationsmaterial wiegt die PS-Stunde bei 3½-stündiger Entladung nur noch 35,5 kg. Die (3½-stündige) PSe wiegt daher $35,5 \times 3\frac{1}{2} = 124$ kg.

Die Eisen-Nickel-Zellen von Edison sind bis jetzt für Unterseeboote noch unerprobpt und in Umkonstruktion. Bei dem jetzigen Stande ergibt sich mit den Blei-Akkumulatoren zusammen ungefähr folgende Vergleichstabelle.

	B l e i	E d i s o n
1. Zusammensetzung der Elemente .	Bleiplatten in Schwefelsäure	Eisen-Nickelplatten in Kalilauge
2. Forcierung bis zur 1-stündigen Entladung	zulässig alle 2 Jahre	unzulässig alle 2 Jahre
3. Reinigung der Zellen		
4. Gewicht pro PS \times Stunde (bei 3½-stündiger Entladung)	35,5 kg	32,5 kg
5. Raum in cdm pro PS \times Stunde	11,5 cdm	14,5 cdm
6. Preis pro PS \times Stunde	80,00 M	285,00 M
7. Mittlere Entladespannung pro Zelle	1,92 Volt	1,2 Volt
8. Wirkungsgrad in Amp. und Stunde	0,9	0,75
9. Wirkungsgrad in Watt und Stunde	0,75	0,55
10. Spannungsabfall bei der Entladung	10 %	18 %
11. Lebensdauer	400 Entladungen nach Versuchen	800 Entladungen garantiert.

Die Technik der Elektromotoren und Schaltapparate war bereits auf der Höhe, als sie vom Unterseebootsbau in Anspruch genommen wurde. Die Elektromotoren einschließlich Schaltapparaten und Stromzuleitungen wiegen, für die 3½-stündige Leistung der Akkumulatorenbatterien berechnet, etwa 60 kg pro PSe.

Wenn wir jene drei Gewichtsfaktoren zusammenaddieren, so wiegt die kombinierte PS eines Unterseebootes $30 + 124 + 60 = 214$ kg (18). Die eingeklammerte Zahl zeigt den Vergleichswert für die PS moderner großer Torpedoboote. Die kombinierte PS für untergetauchte und aufgetauchte Fahrt des modernen Unterseebootes wiegt daher rund elfmal soviel als diejenige eines Torpedobootes. Während aber beim Torpedoboot etwa 48 bis 50 % des gesamten Bau gewichtes für die Maschinenanlagen zur Verfügung stehen, können beim Unterseeboot nur etwa 28 bis 32 % dafür aufgewandt werden. Unter Berücksichtigung des vorhin beim Druckkörper Gesagten beansprucht daher das Unterseeboot 20 % mehr vom Gesamtgewicht als das Torpedoboot für seinen Schiffskörper und diese 20 % werden dem Maschinengewicht entzogen. Dies verringerte Maschinengewicht kann aber wegen der schweren Anlage für untergetauchte Fahrt nur $\frac{1}{11}$ so nutzbar angelegt werden als beim Torpedoboot. Man erkennt hieraus klar, warum es mit solchen Maschinenanlagen unmöglich ist, auf größere Leistungen und Geschwindigkeiten zu kommen.

C. del Proposto leitet in seinem Werke „Bateaux Sous Marins à grande vitesse sous l'eau (Brüssel bei E. u. H. Mertens)“ aus der englischen Admiralitätsformel für die Geschwindigkeit folgende Formel ab:

$$v = \left(\frac{\alpha C}{a} \right)^{1/3} D^{1/9}$$

Hierin bedeutet:

α = der prozentuale Anteil des Maschinengewichtes am Deplacement,

a = das Maschineneinheitsgewicht pro PS,

C = eine Konstante,

v = die Geschwindigkeit in Knoten,

D = Deplacement.

Da D nur unter der neunten Wurzel die Geschwindigkeit beeinflußt, während die dritte Wurzel von a im Nenner steht, so erkennen wir mit del Proposto aus dieser Formel, daß eine Steigerung des gesamten Maschinengewichtes und Deplacements zur Erhöhung der Geschwindigkeiten wenig Zweck hat, wenn nicht a bedeutend kleiner gemacht werden kann. Das heißt, mit der schweren elektrischen Maschinenanlage ist sowohl über Wasser wie unter Wasser keine hohe Geschwindigkeit bei mäßigem Deplacement erreichbar.

Dazu kommt noch, daß eine einseitige Steigerung der aufgetauchten Maschinenleistungen notwendigerweise die untergetauchte Geschwindigkeit herabsetzen muß und umgekehrt.

Eine Vergleichsrechnung ergibt folgende Übersichtstabelle, wobei für I die ↓ elektrische Anlage als gleichbleibend = 126,5 Tonnen Gewicht angenommen wurde und für II auch das Gewicht der ↓ elektrischen Anlage proportional dem gesamten Maschinengewicht mit gesteigert wurde. Dabei wurde von den Schleppversuchsdaten eines Bootsmodells und den praktischen an mehreren Booten gemessenen Nutzeffekten ausgegangen und die übrigen Daten aus den Proportionalitätsverhältnissen der englischen Admiralitätsformel errechnet.

Ölelektrische Tauchboote.

	I						II				
↑ Displacement in Tonnen	610 630 655 710 865 1095						450 630 825 1400 3500				
↑ Maschinengewicht in Tonnen	48 54 61 76,5 121 186,5						38,5 54 71 120 300				
↓ Maschinengewicht in Tonnen	126,5 126,5 126,5 126,5 126,5 126,5						90 126,5 165 280 700				
↑ PSe	1512 1700 1920 2410 3815 5890						1215 1700 2235 3780 9450				
↓ PSe 1 Std. lang	1100 1100 1100 1100 1100 1100						782 1100 1435 2435 6100				
↑ Geschwindigkeit in Knoten	16 16,5 17 18 20 22						16 16,5 17 18 20				
↓ Geschwindigkeit in Knoten 1 Std. lang	10,1 10 9,9 9,72 9,3 8,8						9,7 10 10,3 10,9 12,1				
↓ Geschwindigkeit in Knoten 3,5 Std lang	8,08 8 7,92 7,8 7,44 7,05						7,8 8 8,2 8,7 9,7				

Man ersieht hieraus, daß die ölelektrische Betriebsart für mäßige Bootsgrößen ihre Steigerungsgrenze besitzt. Im besonderen aber muß eine einseitige Steigerung der ↑ Leistungen und Geschwindigkeiten für ↓ Fahrt so ungünstige Propellerverhältnisse ergeben, daß die unter I der Tabelle angegebenen → Geschwindigkeiten für die höheren Deplazements durch die schlechten → Propeller-Wirkungsgrade noch erheblich reduziert werden müssen. Es ist von höchster Wichtigkeit, daß dies überall klar erkannt wird, damit die Anforderungen für über Wasser und unter Wasser Geschwindigkeit danach abgewogen werden.

Wenn ein solches ölelektrisches Unterseeboot bei untergetauchter Fahrt seine Batteriekapazität aufgebraucht hat, so muß es auftauchen, um seine Akkumulatorenbatterien wieder aufladen zu können. Man erkennt hierin die hohe Wichtigkeit großer Ladedynamos und von Akkumulatorensystemen, die hohe Ladeströme vertragen können. Darin liegt aber auch ein sehr wichtiges Kriterium für die ölelektrischen Maschinenanlagen.

II. Dampfmaschinenanlagen.

Die anfängliche Unzulänglichkeit und Unzuverlässigkeit der Verbrennungsmaschinen, der elektrischen Akkumulatoren und der elektrischen Maschinen hat die Franzosen schon Ende der 90er Jahre veranlaßt, mit Dampfmaschinen und Dampfkesselanlagen auf Unterseebooten Versuche zu machen. Während die Verbrennungsmaschinen eine intensive Kühlung durch Seewasser in ihren Kühlmanteln verlangen und daher nur ganz geringe Wärmemengen ins Boot geben, und die Wärmemengen der elektrischen Maschinen sich durch spärliche Kühlenschlangensysteme beherrschen lassen, muß es ungeheuer schwierig sein, bei Dampfmaschinen in den zum Teil schon bei aufgetauchter Fahrt bei schlechtem Wetter fast vollkommen abgeschlossenen Maschinenräumen erträgliche Temperaturen zu schaffen. Das Prinzip der Dampfmaschine verlangt die Vermeidung aller Abkühlungsverluste und trockene Wärmeisolation. Selbst bei den dicksten Kieselgur- und Filzbekleidungen wird es in den engen Unterseebootsräumen, wo Decksüberlichte und dergleichen unmöglich sind, große aus der Raumluft abzuführende Wärmemengen geben. Deshalb werden alle Schotte und nicht vom Außenwasser bespülten Bootswandungen mit Kühlwassermänteln doppelwandig ausgebildet und in den Räumen umfangreiche Kühlenschlangensysteme angeordnet, in denen dauernd durch Pumpen zirkulierendes Wasser erhalten bleiben muß. Während eine Verbrennungsmaschinenanlage durch ihren eigenen Luftverbrauch den Raum ventilirt, in dem sie steht, müssen bei Dampfmaschinenanlagen große Ventilatoren erforderlich werden, zumal bei den geringen Zugverhältnissen eines kleinen um-

klappbaren Schornsteins, der wasserdicht abschließbar sein muß, auch für künstlichen Zug gesorgt werden muß.

Bei der Kesselfeuerung kann es sich selbstverständlich nur um Ölfeuerung handeln, da der Gewichtsausgleich und das Trimmen bei Kohlenfeuerung unlösbare Aufgaben stellen würden. Die Kessel, welche fast die ganze Querschnittsfläche des Unterseebootes einnehmen, müssen noch einen Durchgang für das Personal frei lassen, da sonst Teile der Besatzung voneinander abgeschnitten wären. Während man im Dieselmotor mit 220 g Treiböl pro PSe rechnen kann, verlangt die Dampfmaschinenanlage das 3,5 fache. Die Möglichkeit der Erreichung guter aufgetauchter Aktionsradien bei Geschwindigkeiten von mehr als etwa 15 Seemeilen ist dadurch sehr beschränkt.

Trotz dieser enormen Schwierigkeiten hat Laubeuf sein erstes Tauchboot Narval im Jahre 1899 mit einer Dampfmaschinenanlage für aufgetauchte Fahrt in Dienst gestellt, während er für untergetauchte Fahrt elektrischen Antrieb verwandte. In Ermangelung guter, ungefährlicher Ölmaschinen sind noch eine ganze Reihe dampf-elektrischer Boote in Frankreich gebaut worden.

Den Literaturangaben nach müssen die dampf-elektrischen Anlagen in dieselben Bootsgrößen hineinpassen wie die ölelektrischen Anlagen. Da die Dampfmaschinenanlagen mehr Raum beanspruchen als Ölmaschinenanlagen, werden andere Räume, z. B. die Wohnräume, beeinträchtigt werden müssen. Jedenfalls aber werden die dampfelektrischen Boote geringere aufgetauchte Aktionsradien besitzen müssen als die ölelektrischen.

III. Dampfnatronanlage.

Eine viel größere Bedeutung gewinnen aber die Dampfmaschinenanlagen für Unterseeboote in Verbindung mit einer Natronkesselanlage, wodurch sie auch für untergetauchten Betrieb ausgenutzt werden können. Solchen Natronkesselanlagen liegen die Ideen des deutschen Erfinders Moritz Honigmann in Grevenberg bei Aachen zugrunde, Sie können nach den Patenten des Ingenieurs Raymond d'Equerville-Monjustin Nr. 218 525, 226 916 und 216 727 für U-Boote konstruiert werden.

Zu diesem Zwecke sind erforderlich:

1. Eine Wasserrohrkesselanlage AA mit Ölfeuerung für aufgetauchten Betrieb.
2. Eine Dampfmaschinenanlage mit allen Hilfsmaschinen, Kondensatoren und Pumpen.
3. Ein Warmwasserbehälter B, der in mehreren Teilen untergebracht werden kann.

4. Eine Doppelkesselanlage CD, die aus Behältern C für Natronlauge besteht, in welche Dampfkesselsysteme D (ohne Feuerung) eingebaut sind.

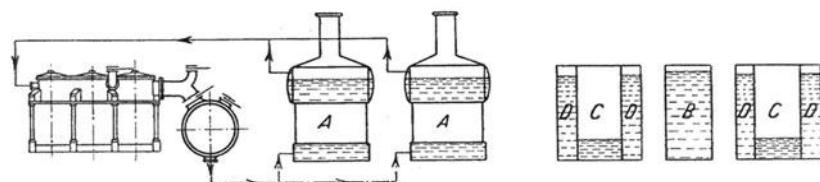
Bei aufgetauchter Fahrt wird der Dampf in den Kesseln AA erzeugt und arbeitet in bekannter Weise nach Fig. 17.

Bei untergetauchter Fahrt wird nach Fig. 18 der Abdampf von den Niederdruckzylindern größtenteils zum Heizen der Lauge in die Natronräume CC der Doppelkessel geleitet. Der Abdampf wird von der Lauge gierig aufgenommen und niedergeschlagen, wobei er seine latente Wärme an die Natronlauge abgibt. Außerdem erhitzt sich diese auch bei ihrer Lösung durch Änderung ihres Zustandes stark, so daß sie als Heizkörper für die von ihr umgebenen Wasserrohrkessel DD dient, in denen der Betriebsdampf für die Maschinenanlage erzeugt wird. Das im Kondensator niedergeschlagene Kondensat wird in die Wasserräume DD der Doppelkessel zurückgespeist und erhält Zusatzwasser aus dem Warmwasserbehälter B, um den Wasserspiegel in D konstant zu erhalten. Zu Anfang dieser Betriebsart herrscht in C nur geringer Gegendruck, da die konzentrierte Lauge gierig Dampf aufnimmt. Je mehr sie sich aber verdünnt und erhitzt, um so geringer wird die Aufnahmefähigkeit und um so höher wird der Gegendruck in C, so daß schließlich nach Fig. 19 der Abdampf für die Beheizung der Natronlauge hinter den Mitteldruckzylindern abgezweigt werden muß. Am Ende der untergetauchten Fahrt wird nach Fig. 20 kein Abdampf mehr in die Natronräume hineingeleitet, denn die Räume C haben sich immer mehr gefüllt und werden schließlich ganz abgestellt und dienen jetzt nur noch als Wärmespeicher, um das Wasser in DD zu verdampfen. Der Rest des Dampfes aus D wird in der Maschinenanlage aufgezehrt, kondensiert und in den Warmwasserbehälter B zurückgespeist. Damit ist die untergetauchte Fahrt beendet.

Bevor von neuem untergetaucht gefahren werden kann, muß die Natronlauge nach Fig. 21 wieder eingedampft werden, indem die Kesselanlage A mit Öl geheizt wird, der entwickelte Dampf in die Rohrkessel DD geleitet wird und von da aus die Natronlauge heizt und eindampft. Der in den Rohrkesseln DD kondensierte Dampf wird als Speisewasser in die Kessel A zurück gepumpt. Der aus der Natronlauge CC entwickelte Dampf wird in den Kondensator der Maschinenanlage geleitet, dort niedergeschlagen und in den Warmwasserbehälter B hineingepumpt. Wenn B nahezu gefüllt ist, werden auch noch DD bis zum normalen Wasserstand aufgefüllt. Am Schluß haben die Kessel AA und DD normalen Wasserstand, B ist voll und CD enthält konzentrierte Lauge bis zum niedrigsten Laugenstand.

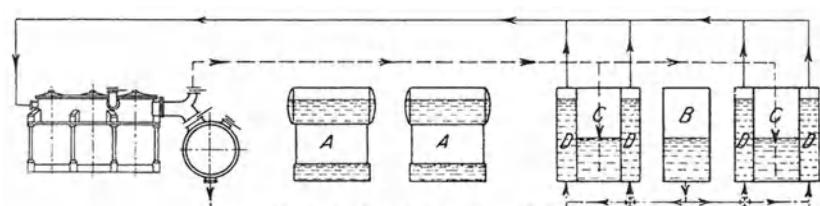
Die Anlage muß so eingerichtet werden, daß sich während der untergetauchten Fahrt keine Trimmänderungen ergeben. Daher müssen zwei Natrondoppel-

Dampf-Natron-Maschinenanlage (System d'Equeville).



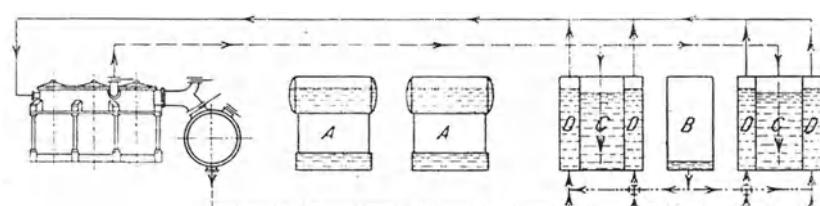
Aufgetauchte Fahrt.

Fig. 17.



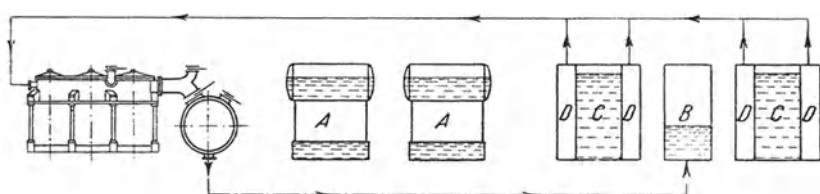
Untergetauchte Fahrt a.

Fig. 18.



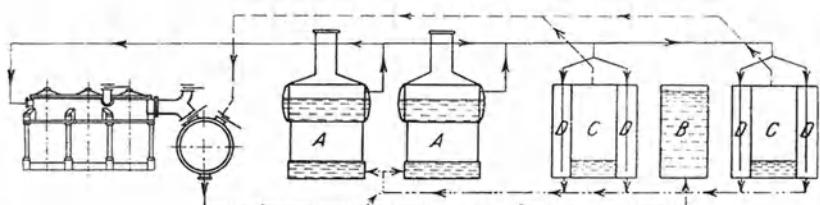
Untergetauchte Fahrt b.

Fig. 19.



Untergetauchte Fahrt c.

Fig. 20.



Eindampfen der Lauge bei aufgetauchter Fahrt.

Fig. 21.

kessel vorhanden sein, in deren Mitte der Warmwasserbehälter Platz finden muß. Vor Beginn der untergetauchten Fahrt muß das Wasser in B durch Frischdampf von A auf hohe Temperatur gebracht werden, damit in den Keseln DD eine günstige Verdampfung eintreten kann.

Bei gleichzeitiger aufgetauchter Fahrt und Eindampfen müssen die Fig. 17 und 21 kombiniert werden, so daß nur ein Teil des in A erzeugten Dampfes zum Eindampfen verwendet wird, während der andere Teil in der Maschine arbeitet und das Kondensat zum Teil nach B, zum Teil nach A zurückgefördert wird. Dies ist in Fig. 21 in dünnen Linien eingezeichnet.

Fig. 22 zeigt ein Bootsprojekt von etwas unter 700 Gewichtstonnen mit Natronkesselanlage. In der Mitte ist eine Bedienungszentrale. Hinter ihr ist der Ölkelerraum, dahinter der Maschinenraum mit den Haupt- und Hilfsmaschinen und den Kondensatoren. Vor der Zentrale ist der Natron-Doppelkesselraum mit dem Warmwassergefäß in der Mitte. Vor und hinter der Maschinenanlage sind Wohn- und Torpedoräume. Die Wohnräume bestehen in fest eingebauten Kammern, was als ein großer Vorzug angesehen werden muß und gute Wohnboote ergibt. Das Projekt ist von der Actien-Gesellschaft „Weser“ in Bremen ausgearbeitet. Diese Werft beabsichtigt, auf Grund eingehender Untersuchungen und Berechnungen die Dampf-Natron-Anlagen mit dem Dampfmaschinenbetrieb in den Unterseebootsbau einzuführen und ist im Begriff, nach der genauen Durcharbeitung und nach Erledigung der maßgebenden Versuche ein Unterseeboot nach diesem Projekt auszuführen.

Über die theoretischen und praktischen Verhältnisse der Natronkessel sind seit den Veröffentlichungen in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*) in

*) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure.
Jahrgang 1883, Seite 728 u. ff.: A. Riedler — Die Honigmannsche Dampfmaschine mit feuerlosem Natronkessel.

Jahrgang 1884, Seiten 69, 89 und 109: M. F. Gutermuth — Untersuchungen an Honigmannschen feuerlosen Natronkesseln.

Jahrgang 1885, Seiten 101 u. ff., S. 833 u. ff.: M. F. Gutermuth — Das Honigmannsche Natronverfahren.

Jahrgang 1885, Seiten 119, 160, 194, 210: Honigmannsche Dampferzeugung mit Ätz-natron.

Jahrgang 1885, Seite 236: Das Eindampfen der Natronlaugen des Natrondampfkessels mittels gespannten Dampfes.

Dies bezügliche Deutsche Reichspatente:

Nr. 33 655 Klasse 13 vom 13. Juni 1885 ab,						
„ 33 997 „ 13 „ 10. Mai 1885 „						
„ 37 622 „ 13 „ 12. Juni 1886 „						
„ 212 465 „ 13 g Gruppe 5 vom 13. Dezember 1906 ab,						
„ 225 574 „ 14 h „ 1 „ 5. April 1908 „						
„ 216 727 „ 13 g „ 5 „ 12. „ 1908 „						
„ 218 525 „ 13 g „ 5 „ 26. „ 1908 „						
„ 226 916 „ 65 a „ 4 „ 22. Mai 1908 „						

Dampf-Natron-Tauchboot (Typ d'Eqveville-Weserwerft).

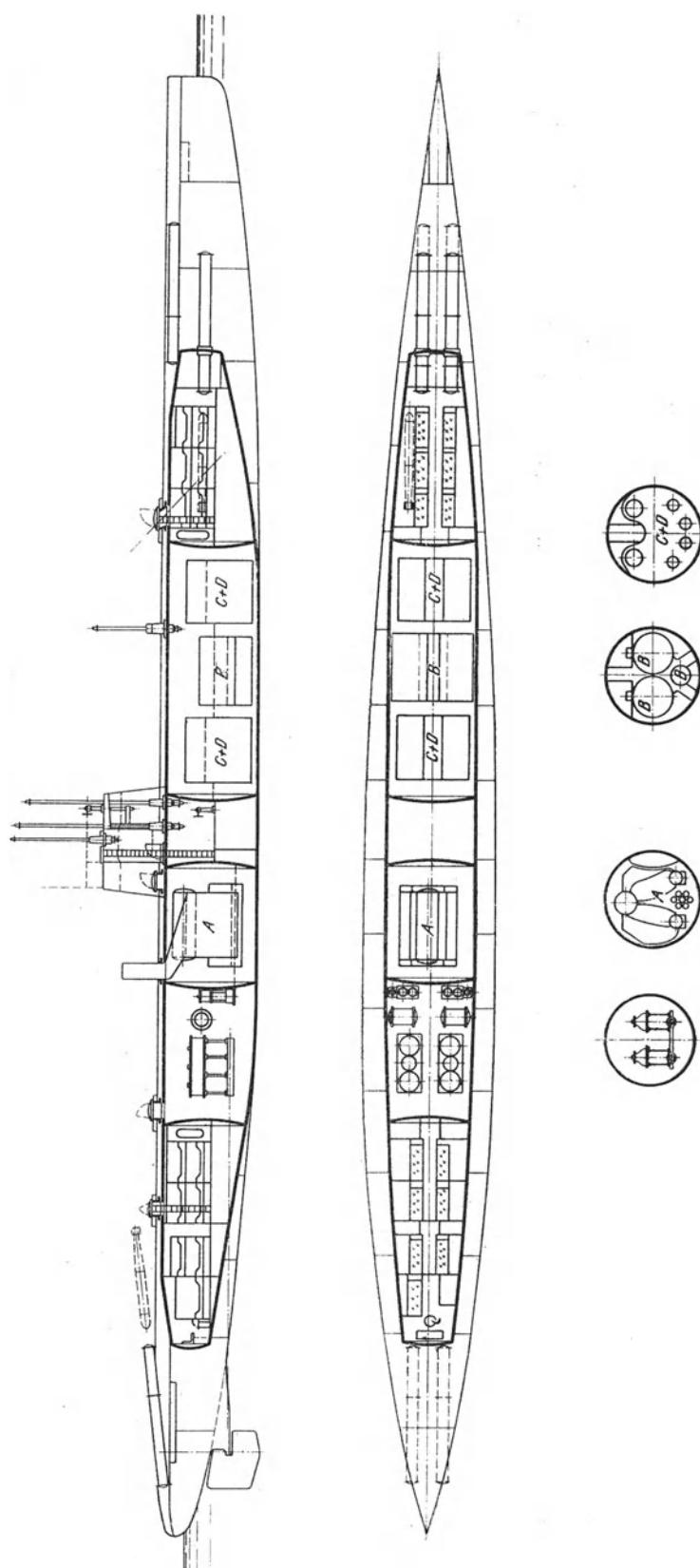


Fig. 22.

den Jahren 1884 und 1885 keine Daten mehr in die Öffentlichkeit gedrungen. Angaben über die Leistungen, Gewichts- und Raumbedarf usw. solcher Kesselanlagen und der mit ihnen ausgerüsteten Boote kann ich daher nur unter allem Vorbehalt machen. Ich kann sie selber nur als wahrscheinlich betrachten.

Gesetzt den Fall, daß meine Befürchtungen betreffs der nicht ausreichenden Möglichkeit der Wärmeabführung aus den Betriebsräumen, wie mir von manchen Seiten versichert wird, durch praktische Erfolge widerlegt sind, so stellt sich eine auf Wahrscheinlichkeit beruhende Kritik der Natronkesselanlage wie folgt:

1. Konstruktiv keine nicht gut lösbarer Schwierigkeiten.
2. Betriebstechnisch sehr einfach und leicht zu bedienen wie jede Dampfmaschinenanlage, geringe Überholungsarbeiten, daher Schonung der Mannschaften bei stilliegendem Boot.
3. Das Eindampfen wird bei ruhendem Boot in etwa $1\frac{1}{2}$ — 2 Stunden, in Fahrt in etwa 3—4 Stunden geschehen können, wodurch die vorhin bei elektrischen Akkumulatoren erwähnte hohe und schädliche Ladezeit von 6—10 Stunden erheblich herabgesetzt und die Boote weniger abhängig werden würden.
4. Die Lebensdauer wird einer Dampfmaschinenanlage gegenüber nur durch das Natron eingeschränkt. Es gibt aber Materialien, wie Nickelstahl, die nicht erheblich von Natronlauge angegriffen werden sollen. Über die voraussichtliche Lebensdauer solcher Kesselanlagen liegen noch keine Erfahrungen vor. Das Neuberohren eines Kessels A oder eines Doppelkessels CD würde indessen das Auseinanderziehen des ganzen Unterseebootes nötig machen. Damit das Boot schnell wieder fahrbereit wird, müßte man ganze Kessel in Reserve halten.
5. Aktionsradius. Während die Ölmaschinen 0,19—0,22 kg Öl pro PS und Stunde verbrauchen, bedarf die Dampfmaschinenanlage dafür 0,7 kg Öl. Der Wirkungsgrad beim Eindampfen ist etwa 0,73. Während daher die \sqrt{PS} -Stunde beim ölelektrischen Betrieb nur 0,35 kg Öl kostet, so bedarf sie bei Dampfnatronbetrieb rund 0,96—1 kg, also rund 2,8 mal soviel.

Ein Boot, das etwa 90 t Heizöl an Bord hat und eine Natronkesselkapazität von rund 3000 PS \times Stunden, soll etwa eine Woche lang unabhängig in feindlichen Gewässern kreuzen können und etwa fünfmal seine Kapazität nachladen können, wozu es etwa 15 t Heizöl braucht. Es bleiben 75 t

Heizöl für \uparrow Fahrt, womit das Boot Fig. 22 \uparrow etwa 1600 Seemeilen bei 13 Knoten Fahrt zurücklegen kann. Das ist immerhin eine recht gute Leistung.

6. Die \uparrow und \downarrow Maschinenanlagen sind stark forcierbar, wie bei Torpedo-booten. Dadurch können mit einem Boot Fig. 22 \uparrow fast 20 Knoten und \downarrow ca. 12,5 Knoten $1\frac{1}{4}$ bis $1\frac{1}{2}$ Stunde lang gefahren werden.
7. Der \downarrow Aktionsradius bei geringer Fahrt scheint nicht unter, sondern wahrscheinlich etwas über demjenigen der ölelektrischen Boote zu liegen.
8. Der Gewichtsbedarf der Anlage ist geringer, da die \uparrow Anlage nur 17,3 bis 20 kg pro PSi wiegt, und für die \downarrow Leistung keine Maschinen hinzukommen. Die \downarrow Kapazität soll nach Angaben, die noch durch weitere Versuche im Großen bestätigt werden müssen, 38 kg pro PSi und Stunde, nach anderen Angaben 48 kg pro PSi und Stunde beanspruchen, also 133—168 kg pro PSi bei $3\frac{1}{2}$ stündigem Aufbrauch der Kapazität. Die kombinierte PS wiegt also nur 150—188 kg gegenüber 214 kg bei ölelektrischer Fahrt.
9. Der Raumbedarf der Anlage ist verhältnismäßig hoch. Daher kann nicht alles in der Konstruktion verfügbare Gewicht für Kapazität verfügbar gemacht werden, sondern es muß Ballast eingebaut werden. Dies muß aber auch schon wegen der hohen Schwerpunktslage der Anlage geschehen und ist für die Stabilität des Bootes notwendig.
10. Anlaß zu Gefahren und Betriebsstörungen ist, abgesehen von Anfressungen durch Natronlauge, nicht mehr vorhanden wie bei jeder Dampfmaschinen-anlage.

Ebenso wie bei dem ölelektrischen Betriebe wird auch der Dampfnatron-betrieb seine Steigerungsgrenze besitzen. Unter allen Vorbehalten habe ich aus den mir zugänglichen Angaben die wahrscheinlichen Daten folgender Tabelle entwickelt:

Die Natronkesselanlage soll dabei ein konstantes Gewicht von etwa 115 t behalten und nur die Dampfmaschinenanlage vergrößert werden.

Hierbei ist für \uparrow Fahrt gerechnet worden, daß der Koeffizient

$$\frac{\uparrow \text{EPS Schlepp PS}}{\uparrow \text{iPS der Masch.-Anlage}} = 0,44$$

$$\dots \dots \downarrow \dots \dots \quad \dots \dots \quad \frac{\downarrow \text{iPS}}{\uparrow \text{iPS}} = 1/2$$

$$\text{und} \quad \dots \downarrow \dots \dots \quad \dots \dots \quad \frac{\downarrow \text{EPS}}{\downarrow \text{iPS}} = 0,35$$

$$\text{und daß das Verhältnis} \quad \frac{\text{gesamtes Hauptmaschinengewicht}}{\uparrow \text{Displacement}} = 28,1 \%$$

Natronkesselanlage.

↑ Displacement .	523	550	580	665	791	975	1265	1475
Gewicht der Natronkessel	114,6	114,6	114,6	114,6	114,6	114,6	114,6	114,6
Gewicht der Dampfmaschinen(einschl. 3 t E - Masch. Gewicht)	34	42	51	75	111	163	246	306
↑ e. P. S.	1723	2165	2670	4000	6000	8890	13500	16800
↓ e. P. S.	861	1082	1335	2000	3000	4445	6750	8400
↑ Geschwindigkeit	16	17	18	20	22	24	26	27
↓ Geschwindigkeit	10	10,6	11,2	12,5	13,75	15	16,24	16,9
↓ Aktionsradius bei vorstehenden Geschwindigkeiten .	3½ Std.	2¾ Std.	2¼ Std.	1½ Std.	1 Std.	40 Min.	27 Min.	21 Min.
	35 sm	29,4 sm	25,2	18,8	13,75	10 sm		

Diese Daten sind auf denselben Grundlagen errechnet, wie diejenigen der früheren Tabelle für ölelektrischen Betrieb. Die angegebene ↓ Betriebsdauer basiert auf der Annahme von $\frac{38 \text{ kg}}{\text{PS u. Std.}}$ für die Natronkesselanlage.

Man erkennt an dem Vergleich dieser Tabelle mit derjenigen der ölelektrischen Anlage, daß wahrscheinlich die Dampfnatronboote bei mäßigem Displacement den Vorzug einer bedeutenden Steigerungsfähigkeit der forcierten ↑ und ↓ Geschwindigkeiten besitzen, dafür aber bei guter Marschgeschwindigkeit etwas an ↑ Aktionsradius einbüßen.

V. Anlage mit komprimierter Luft in Nickelstahlkesseln und untergetauchtem Betrieb mit Ölmaschinen.

Das Bestreben nach Leistungs- und Geschwindigkeitssteigerung hat den Ingenieur del Proposto im Jahre 1909 veranlaßt*) ein Projekt Fig. 23 auszuarbeiten,

*) Bateaux Sous marins à grande vitesse sous l'eau. (Brüssel bei E. & H. Mertens).

Unterwasserboot mit großer Geschwindigkeit.

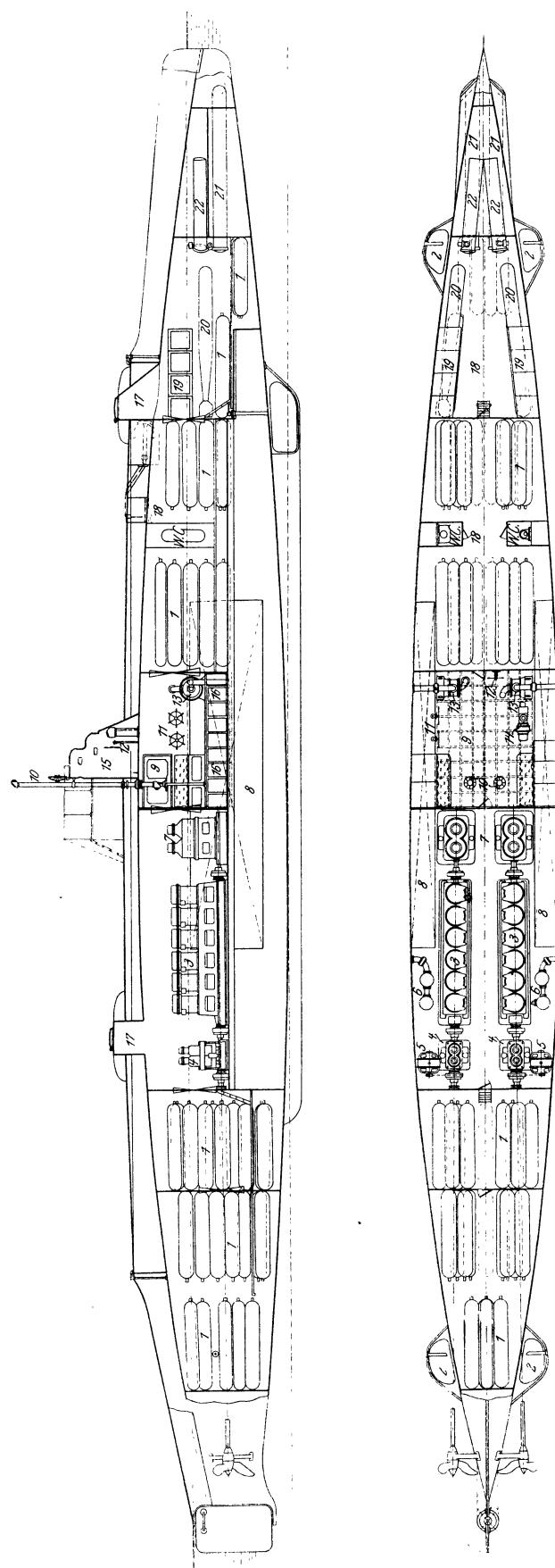


Fig. 23.

in welchem die Ölmaschinen sowohl aufgetaucht wie untergetaucht als Betriebsmaschinen verwendet werden. Es wird atmosphärische Luft bei aufgetauchter Fahrt durch Kompressoren in hochwertige, leichte Nickelstahlflaschen, die mit Stahlrahmen umwickelt sind, mit einem Druck von 250 Atm. hineingeladen. Bei untergetauchter Fahrt muß diese Luft in den Kompressoren wieder bis auf nahezu 1 Atm. expandieren und dabei ihre durch den hohen Druck aufgespeicherte Arbeit an die Hauptwellenstränge abgeben. Die Kompressoren werden hierbei durch das von den Ölmaschinen ausfließende heiße Kühlwasser erwärmt, um zu tiefen Temperaturen zu vermeiden. Die entspannte Luft wird dann von den Ölmaschinen angesaugt und dient zur Verbrennung des Treiböls in den Arbeitszylindern. Die Auspuffgase werden durch Wärmeaustauschgefäße geleitet, wo ihr Wasserdampf niedergeschlagen wird und wo sie ihre Wärme an das Kühlwasser abgeben müssen. Ihr Rest wird durch Pumpen nach Außenbord gedrückt. Es ist wahrscheinlich, daß ein solcher Maschinenbetrieb auf einem Unterseeboot durchgeführt werden kann.

In dem Projekt sind aber unter hoher Anstrengung aller Materialien für alle Einzelheiten sehr geringe Gewichte ohne Reserve eingesetzt, z. B. 30,4 t für eine Maschinenanlage von 1700 PSe, d. h. 18 kg pro PSe für die komplette Ölmaschinenanlage, einschließlich Anlaß- und Einblasegefäße, Auspuffleitungen, Rohrleitungen, Öl und Wasser in Maschinen und Rohrleitungen, Kupplungen und Wellenleitungen, Drucklager und Propeller usw. Die Ölmaschinen einschließlich der oben genannten Teile müssen nach genauen Ermittlungen an bereits erprobten Maschinen mit 54 t, also mit 31,8 kg pro PSe, eingesetzt werden. Die 4 Kompressoren mit den umfangreichen Wärmeaustauschapparaten usw., die mit 27,6 t eingesetzt sind, müssen mit etwa 49 t bewertet werden. Durch solche geringen Gewichtsannahmen ergibt sich dann ein Unterseebootsprojekt von nur 435 t Displacement, welches aufgetaucht mit 16,45 Knoten Geschwindigkeit 1450 Seemeilen und untergetaucht mit 16,6 Knoten Geschwindigkeit 27,6 Seemeilen ablaufen können soll. Das Projekt besitzt noch weitere Vorteile, z. B. den reinen Luftpumpenbetrieb der Kompressoren ohne Anwärmung durch Abgase. Dieser Betrieb soll sogar 5—10 Stunden lang aufrecht erhalten werden können, natürlich wenn bis dahin nicht die Maschinen kaput gefroren sind.

Das Projekt ist wegen der hohen Geschwindigkeit als Unterwasserboot (sousmarin) konstruiert und nur mit 2 Bugrohren und 2 Reservetorpedos ausgerüstet. Der Maschinenraum enthält 2 Vierakt-Dieselmotoren von je 6 Zylindern und auf den Wellenleitungen die 4 Kompressoren. Die hinteren Räume und der Raum vor der Zentrale sind mit Luftflaschen eng belegt. Sehr beschränkte, ganz

unzureichende Wohnungseinrichtungen sind nur in der Zentrale, im vorderen Torpedoraum und zwischen den vorderen Luftflaschen vorgesehen. Am Boden der Zentrale ist eine elektrische Hilfsbatterie untergebracht.

C. Vergleichsbetrachtungen von : Maschinenanlagen und deren Leistungen.

Es führt meines Erachtens nicht zu praktischen Erfolgen, einzelne Projekte unter besonders günstigen Annahmen für sich zu betrachten, sondern man muß alle möglichen untergetauchten Maschinenanlagen, soweit sie bekannt geworden sind, auf gleicher Grundlage miteinander in Vergleich ziehen, um ihren relativen Wert gegeneinander erkennen zu können.

Wenn ich auch nicht in der Lage sein kann, diese Vergleiche auf Grund von bereits erprobten Maschinenanlagen durchführen zu können, so will ich doch auf Grund von praktischen Berechnungen den Anfang zu solchem wissenschaftlichen Vorgehen machen, indem ich hoffe, daß alles, was ich jetzt bringen werde, möglichst bald durch genaue Versuchsdaten von den ausführenden Ingenieuren korrigiert wird, und so eine klare Übersicht über den relativen Wert der einzelnen Betriebsarten angebahnt und in einiger Zeit verwirklicht werden möge.

Dieser Betrachtung wird eine baufähige Bootskonstruktion zugrunde gelegt, welche eine zweckentsprechende Armierung, passende Wohnräume, Flut- und Taucheinrichtungen usw. besitzt. Dieses Boot soll ohne Beeinträchtigung seiner sonstigen guten Eigenschaften nacheinander mit verschiedenen Maschinenanlagen ausgerüstet werden. Dabei bleiben alle Gewichts- und Raumverhältnisse aufrechterhalten. Die verschiedenen Maschinenanlagen haben sich in einen Raum von verfügbarer Größe und in das verfügbare Gewicht hineinzufügen.

Wenn wir Fig. 15 noch einmal betrachten, so heißen die Bedingungen also:

Es werden die Maschinenräume vom hinteren Maschinenschott bis zur Zentrale und die Akkumulatorenräume zur Verfügung gestellt. Dabei soll es natürlich auch angängig sein, wenn es für die besonderen Maschinen besser paßt, die Räume anders zu gestalten; indessen, wenn Platz von anderen Räumen belegt wird, so muß genau so viel an anderer Stelle wieder abgegeben werden. Werden aber Teile der Maschinenanlage, z. B. Wärmeaustauschgefäße oder Behälter für Druckluft usw. außerhalb des Druckkörpers, z. B. in den Tauchtanks, untergebracht, so gewinnen sie dort Auftrieb, und deshalb muß der Druckkörper um ihr Volumen verkleinert werden, so daß ihre Raumbeanspruchung durch das Hinauslegen keine Einschränkung erleidet, bzw. durch ihr Hinauslegen kein Raum gewonnen wird.

Für die Hauptmaschinenanlagen für aufgetauchten und untergetauchten Betrieb stehen 180,5 t und 180,4 cbm Raum zur Verfügung, die sich wie folgt verteilen:

Ölmaschinen von 1700—1800 PSe für aufgetauchte Fahrt, betriebsfertig eingebaut mit Wellenleitung und Propellern	54,0 t u.	84,0 cbm
Hilfsbatterien für Licht und für Hilfsmaschinen	12,5 „ „	9,7 „
Ladedynamo	3,0 „ „	2,2 „
untergetauchte Maschinenanlage (einschl. aller Apparate, die für ↓ Betrieb von Ölmaschinen erforderlich sind)	111,0 „ „	84,5 „
in Summa	180,5 t u.	180,4 cbm

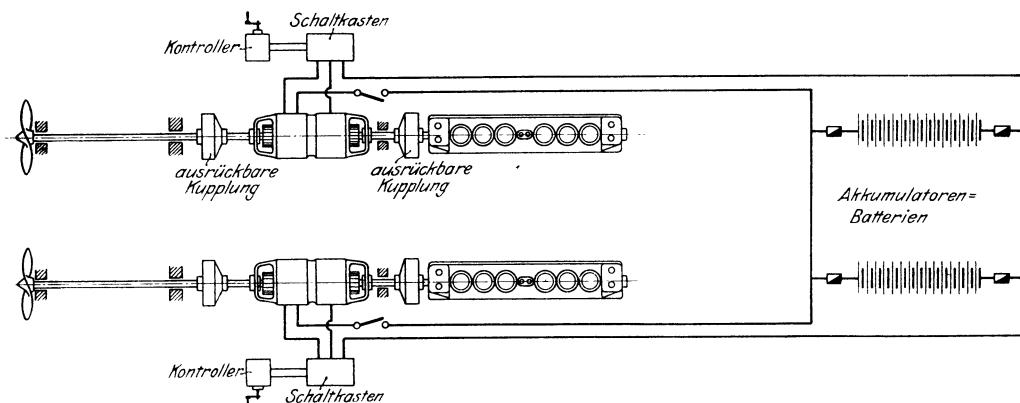


Fig. 24.

Für die betrachteten Maschinenanlagen mit Ölmaschinen für aufgetauchte Fahrt, die auch bei untergetauchter Fahrt benutzt werden, müssen die drei ersten Positionen gleichbleibend erhalten bleiben, so daß nur innerhalb der untergetauchten Maschinenanlage von 111 t Gewichtsveränderungen vorgenommen werden. Hierfür steht hinten im Boot ein nutzbarer Raum von netto 30,5 cbm und vorn ein solcher von netto 54 cbm zur Verfügung.

In ein solches Boot hinein werden folgende untergetauchten Maschinenanlagen projektiert:

1. elektrische Akkumulatorenbatterie und Elektromotoren, die auch als Ladegerät verwendet werden, Fig. 24.
2. Projekt Luft I, Fig. 25, komprimierte Luft von 200 Atm. in Nickelstahlflaschen. Die Luft wird ohne Arbeitsleistung entspannt. Zum

Aufladen der Luftflaschen sind Kompressoren vorhanden, die mit den Ölmaschinen gekuppelt werden und die ganzen Preßluftvorräte in 5 Stunden frisch auffüllen. Die für aufgetauchte Fahrt vorhandenen Ölmaschinen werden für untergetauchte Fahrt benutzt und mit Apparaten dafür ausgerüstet. Die entspannte Verbrennungsluft wird durch das abfließende heiße Kühlwasser und dieses durch die Abgase der Ölmaschinen in den Wärmeaustauschapparaten erwärmt. Die Abgase der Ölmaschinen werden durch je eine lösbar gekuppelte Abgaspumpe nach außenbord hinausgedrückt, damit der Auspuffdruck gleich bleibt.

3. Projekt Luft II, Fig. 26. Komprimierte Luft von 200 Atm. Druck in Nickelstahlflaschen mit großen Kompressoren, die nach System del Proposto als Luftpumpen arbeiten. Die Kompressoren sollten nach diesem System so groß sein, daß bei ihrer Benutzung als Luftpumpen die aus ihnen austretende Luft genügt, um die Ölmaschinen zu speisen. Aus Mangel an Raum konnten aber in diesem Projekt die Kompressoren nur $\frac{3}{5}$ so groß gemacht werden, denn die großen Kompressoren benötigten 51 cbm Raum, während nur 30,5 cbm dafür im Maschinenraum übrig waren. Die für aufgetauchte Fahrt vorhandenen Ölmaschinen werden auch für untergetauchte Fahrt benutzt und mit den erforderlichen Apparaten ausgerüstet. Wenn die Kompressoren als Luftpumpen arbeiten, müssen sie durch das in den Wärmeaustauschapparaten wie zu 2 durch die Auspuffgase hoherhitzte Kühlwasser der Ölmaschinen geheizt werden, da sie sonst einfrieren würden.

Die Abgaspumpen sind auch hier erforderlich.

4. Fig. 27. Komprimierter Sauerstoff in Nickelstahlflaschen. Die für aufgetauchte Fahrt vorhandenen Ölmaschinen werden auch für untergetauchte Fahrt benutzt und mit Apparaten dafür ausgerüstet. Die Auspuffgase der Ölmaschinen werden in besonderen Apparaten gereinigt, vom Wasserdampf befreit und stark gekühlt, dann, nachdem ein Teil von ihnen nach außenbord gedrückt worden ist, durch Zusatz von Sauerstoff mittels besonderer Verteilerapparate wieder brennfähig gemacht und von den Ölmaschinen wieder angesaugt. Von dem Volum der gesamten Auspuffgase ist nur $\frac{1}{9}$ nach außenbords durch die Abgaspumpen hinauszudrücken. Der Sauerstoffvorrat kann nur an Landstützpunkten ergänzt werden.
5. Dampfnatronmaschinenanlage, wie zu B III beschrieben, nur daß sie sich in die Vergleichsverhältnisse in bezug auf Raum und Gewicht hinein-

Maschinenanlage Luft I.

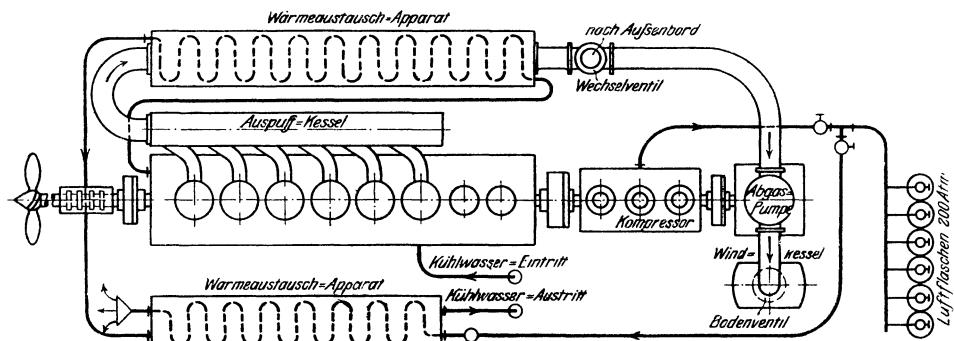


Fig. 25.

Maschinenanlage Luft II (System del Proposto).

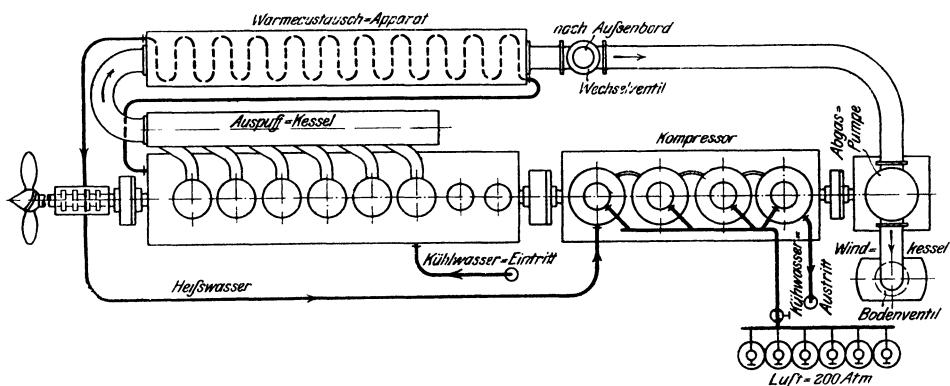


Fig. 26.

Maschinenanlage mit Sauerstoff.

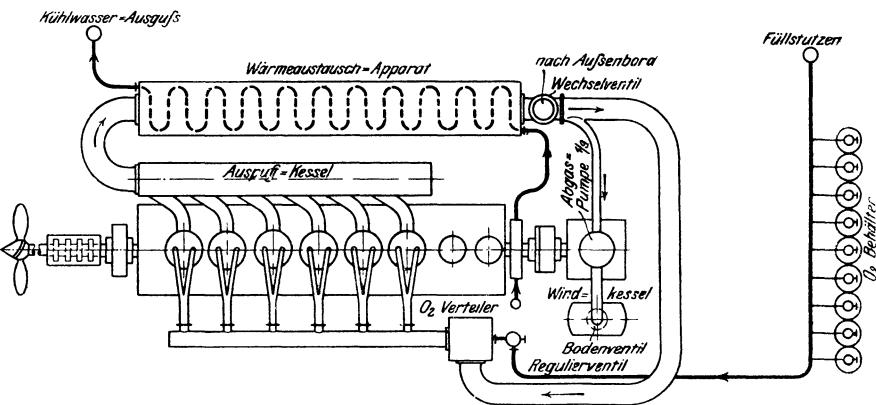


Fig. 27.

zupassen hat und deshalb in ihrer dort als wahrscheinlich behaupteten Leistung etwas herabgesetzt wird.

Es liegt nicht in meiner Absicht, Sie hier mit enormen Gewichtsrechnungen und Raumangaben zu langweilen, die von Fachleuten nur in w o c h e n l a n g e r A r b e i t geprüft werden könnten. Die erhaltenen Daten sind in der Tabelle auf auf Seite 146 zusammengetragen.*)

Abweichend von dem Herrn del Proposto ist hierbei aber mit 6 prozentigen Nickelstahlflaschen gerechnet worden von 450 mm äußerem Durchmesser, 12 mm Wandstärke und 300 l Inhalt mit kugeligen Böden. Das Material hat eine Zerreißfestigkeit von etwa 85 kg/qmm und eine Elastizitätsgrenze von 68 kg/qmm. Das Gewicht dieser Flaschen einschließlich Luftinhalt von 200 Atm. Spannung beträgt pro 1 kg Luftgewicht 6,0 kg Gesamtgewicht gegenüber 4 kg Gesamtgewicht bei del Proposto. Ich glaubte dies der Sicherheit der Mannschaft schuldig zu sein, denn Luftkessel mit 250 Atm. innerem Druck, die so schwachwandig gebaut sind, daß sie eine mit Spannung aufgelegte Stahldrahtbewicklung erhalten müssen, halte ich nicht für genügend erprobt und betriebssicher. Um 1 kg Treiböl zu verbrennen, werden ca. 24 kg Luft benötigt, die in Nickelstahlflaschen komprimiert 144 kg wiegen. Man erkennt hieran schon, wie schwer eine Verbrennungs-Maschinenanlage werden muß, die unter Abschluß von der Atmosphäre arbeiten soll. Man ersieht aus der Tabelle, Position 7, daß in den Projekten 2, 3, 4 und 5 der vorhandene Raum nicht ausreicht, um Anlagen von der Größe des verfügbaren Gewichtes unterbringen zu können und daß deshalb geringere Anlagen eingebaut werden müssen und das fehlende Gewicht durch Ballast ergänzt werden muß.

Es ist sehr merkwürdig, daß es außer den als zu schwer verunglimpften Bleiakkumulatoren gar keine allgemein bekannten Unterseebootsbetriebsmittel für untergetauchte Fahrt gibt, deren s p e z i f i s c h e s G e w i c h t groß genug ist, um in den zur Verfügung stehenden Räumen die Gesamtkapazität unterbringen zu können, die den verfügbaren Gewichten entsprechend wirksam gemacht werden könnte.

Es handelt sich daher bei Unterseebootsbetriebsmitteln für untergetauchte Fahrt nicht allein um ein geringes Gewicht pro Leistungseinheit, sondern außerdem um eine möglichst geringe Raumbeanspruchung.

Außerdem erkennt man, daß im Projekt 3 (del Proposto) gegenüber Projekt 2

*) Die Gewichtsrechnungen und die Schaulinien Fig. 28 und 29 hat mein bisheriger Assistent, Herr Dipl.-Ing. Ulrici, aufgestellt. Ich sage ihm hierfür an dieser Stelle meinen Dank.

	I		II		III		IV		V		
	Elektr. Akkumulatoren und E-Motoren		Komprimierte Luft I		Komprimierte Luft II		O ₂ Komprimierter Sauerstoff		Dampf-natron-Boot		
	in Tonnen	in cbm	in Tonnen	in cbm	in Tonnen	in cbm	in Tonnen	in cbm	in Tonnen	in cbm	
1. ↑ Maschinenanlage inkl. Auspuffarmatur, Öl, Wasser, Wellenleitung und Propeller	54	84	54	84	54	84	54	84	50	70,4	
2. E-Maschinen inkl. Schaltungen, Kupplungen usw.	43	32,7	3	2,2	3	2,2	3	2,2	—	—	
3. E-Akkumulatoren inkl. Bleiverbindungen usw.	83,5	63,7	12,5	9,7	12,5	9,7	12,5	9,7	—	—	
4. Behälter mit Inhalt, Armaturen, Rohrleitung und Befestigung (zu V) Natronkesselanlage.	—	—	54,3	67,2	35,5	44	59	71,6	82	110	
5. Auspuff- und Wärmeapparate, Kondensator, Pumpen usw. für ↓ Fahrt	—	—	8,6	3,8	19	10	19	10	—	—	
6. Kompressoren (bei II und III), Gasmischer (bei IV)	—	—	5,2	14	13	30,5	3	3	—	—	
7. Ballast.	—	—	42,9	—	43,5	—	30	—	48,5	—	
8. Summe von Pos. 1—7	180,5	180,4	180,5	180,4	180,5	180,4	180,5	180,4	180,5	180,4	
9. Spezifisches Gewicht ohne Ballast der ↓ Anlage (Pos. 2—6) .	1,313		0,8		0,8		1,0		0,745		
10. ↓ Anlage, abhängig nur von Leistung in Tonnen	43	32,7	8,6	3,8	32	40,5	22	13	—	—	
11. ↓ Anlage, abhängig nur von Leistung in kg od. l p. PSe a.	1stündig	35,8	27,2	7,47	2,87	18,35	23,2	18	10,65	—	—
12. ↓ Anlage, abhängig nur von Kapazität in Tonnen.	83,5	63,7	59,5	81,2	35,5	44	59	71,5	82	110	
13. ↓ Anlage, abhängig nur von Kapazität in kg od. l p. PSe > Std. b	1stündig	70,0	53	29,75	40,6	25,9	32,1	3,69	4,46	48 bis 58 64 bis 51 48 im Mittel 57	
3½ „ 40,0	30										
14. ↑ Leistung maximal e. PS . . .	1700		1700		1700		1700		2880 i. PS		
15. Geschwindigkeit ↑ maxim. in Kn.	16,5		16,5		16,5		16,5		17,7		
16. ↓ Kapazität in PS-Stunden . . .	1 stündig	1200	2000		1370		16 000		1700 bis 2160		
3½ „ 2100											
17. Maximale ↓ Leistung unter Berücksichtigung des Tourenabfalls bei ↓ Fahrt in e. PS.	1200		1150		1740 (anfangs 2135)		1220		1440 i. PS		
18. Geschwindigkeit ↓ maxim. in Kn.	10,6		10,5		11,9		10,6		11,1		
19. ↓ Aktionsradius bei maximaler Fahrt in Sek.	10,6		18		9,4		138		13,1 bis 16,7		
20. ↓ Aktionsradius bei 8 Knoten (600 PS) in Sek.	28		26,8		18,2		214		22,6 bis 29		
21. Fahrzeit bei 8 Knoten (600 PS) in Stunden	3,5		3,85		2,28		26,8		2,84 bis 3,6		
22. Ladezeit in Stunden.	6 bis 10		5		1,2		von Landstation		2 bis 4		

die Arbeitsleistung der Druckluft nur einen geringen Gewinn untergetauchter Geschwindigkeit ergibt, dafür aber durch den großen Raumbedarf der Kompressoren eine sehr beträchtliche Einbuße an Kapazität, also an untergetauchtem Aktionsradius, daß es daher mit Rücksicht auf längere untergetauchte Betriebsdauer bei einem Boote dieser Größe angebracht sein würde, auf solche geringen Vorteile an Geschwindigkeit zu verzichten.

Bei den Anlagen zu 1, 2, 3 und 5 reicht die in der Sammleranlage vorhandene einmalige Kapazität nicht aus, um auf einen Ladebetrieb verzichten zu können, während dies bei der Anlage zu 4 aus technischen Gründen geschehen muß und für die Verwertung und Ansetzung der Unterseeboote sehr vorteilhaft sein muß.

Bei den Anlagen zu 1 bis 3 sind meines Erachtens die Vorzüge und Nachteile derart, daß man sich kaum dazu entschließen dürfte, ein erprobtes System gegen ein unerprobtes zu vertauschen. Die früher erwähnten Vorzüge der Dampfnatron-anlage gehen auch aus der Tabelle wieder hervor.

Bei der ↓ Maschinenanlage mit Sauerstoff zu 5, welche mit einem 30 PS Dieselmotor bereits im Jahre 1907 auf der Germaniawerft in längeren Betriebszeiten erprobt wurde und auf dem Probierstande gut funktionierte, bildet der reine Sauerstoff in großen Mengen unter 200 Atm. Spannung, in einem kleinen geschlossenen Raum gelagert, eine große Gefahr für Boot und Besatzung. Man denke z. B., daß die Sauerstoffverteiler, die den Zusatz von Sauerstoff zu den Abgasen der Ölmaschinen regeln, einmal versagen und zuviel Sauerstoff in die Zylinder treten lassen sollten, so würden die großen Ölmaschinen anfangen lichterloh zu brennen, wie es bereits einmal bei solchen Versuchen vorgekommen ist. Außerdem ist es fraglich, ob die mit komprimiertem Sauerstoff an Bord geladene Kapazität nach militärischen Gesichtspunkten groß genug ist.

Es fällt auf, daß in der Tabelle Position 17 geringere Leistungen enthalten sind, als die Maschinenanlagen bei ↑ Fahrt abgeben, nämlich 1700. Dies kommt erstens daher, daß für den Gegendruck des Wassers beim Herausdrücken der Auspuffgase 12,5 % Leistungsverlust zu rechnen sind, dann aber noch zweitens die Fahrtwiderstände des Bootes bei ↓ Fahrt bedeutend größer sind als bei ↑ Fahrt, daß also bei der gleichen Leistung nur eine geringere Bootsgeschwindigkeit erreicht werden könnte. Da aber die gleichen Propeller ↑ und ↓ benutzt werden, so tritt bei der geringeren Geschwindigkeit eine Tourenverminderung ein, die wieder eine Leistungsabnahme im Gefolge hat. Daher muß für ↓ Fahrt noch etwa 25 % Leistungsverminderung, insgesamt also rund 34 %, abgerechnet werden. Bei der

Natronkesselanlage muß aber eine Verminderung von etwa 50 % im Mittel gerechnet werden, weil der Gegendruck im Natronraum in Betracht kommt.

Aus den angestellten Ermittlungen ergibt sich noch ein Bild über die Tendenz der wachsenden Gewichts- und Raumbeanspruchungen bei Erhöhung der eingebauten Kapazitäten der verschiedenen betrachteten Maschinensysteme in folgender Weise :

Bei ↓ Maschinenanlagen muß man unterscheiden, ob das Gewicht und der Raum für die Leistung (L) oder für die Kapazität (K) aufgewendet werden müssen.

Bezeichnet G_1 das Gewicht, das von der Leistung L in PS abhängt, G_k das Gewicht, das von der Kapazität K in PS × Std. abhängt, dann ist das Einheitsgewicht, bezogen auf Leistung a_1 ,

$$a_1 = \frac{G_1}{L} \text{ in } \frac{\text{kg}}{\text{PS}}$$

und bezogen auf Kapazität

$$b_1 = \frac{G_k}{K} \text{ in } \frac{\text{kg}}{\text{PS} \times \text{Std.}}$$

Diese Einheitsgewichte sind für die vorhin betrachteten U-Bootsmaschinenanlagen berechnet und in die Tabelle eingetragen worden.

Wenn man annehmen darf, daß diese bei bestimmten Größenverhältnissen der U-Bootsprojekte gefundenen Einheitszahlen a_1 und b_1 auch bei naheliegenden höheren Leistungen und Kapazitäten noch gültig sind, so ergibt sich allgemein für ein Projekt mit x PS Leistung und y PS × Std. Kapazität das Gesamtgewicht P

$$P = a_1 x + b_1 y \text{ in kg.}$$

Dasselbe gilt für die Raumbeanspruchung der ↓ Maschinenanlagen und wir können ganz analog den Raum R in Litern berechnen aus der Formel

$$R = a_2 x + b_2 y \text{ in Litern}$$

$$\text{worin } a_2 = \frac{V_1}{L} \text{ in } \frac{\text{Liter}}{\text{pro PS}}$$

$$b_2 = \frac{V_k}{K} \text{ in } \frac{\text{Liter}}{\text{pro PS} \times \text{Std.}}$$

worin V den Raumbedarf in Litern ergibt.

Die Werte a und b in bezug auf Gewichts- und Raumbedarf sind in den Positionen 11 und 13 der Tabelle enthalten.

Aus diesen Daten sind die Schaulinien Fig. 28 und 29 zusammengestellt, aus denen man anschaulich und klar erkennt, wie bei den verschiedenen Systemen der Gewichts- und Raumbedarf (ohne Ballast) mit zunehmender eingebauter Kapazität (ohne Nachladung) steigt. Bei der Verzeichnung der Linien für elek-

trische Anlagen mußte noch berücksichtigt werden, daß die Entladungsdauer $= \frac{y}{x}$ mit wachsender Kapazität bei gleichbleibender Leistung zunimmt und daß bei langsamerer Entladung der Gewichts- und der Raumbedarf pro PS \times Std. abnehmen.

Sobald die Raumbeanspruchung ausschlaggebend ist, muß die Kapazität aus dem verfügbaren Raum der Fig. 29 bestimmt werden und für diese Kapazität aus Fig. 28 das erforderliche Gewicht abgelesen werden. Es besteht sowohl im

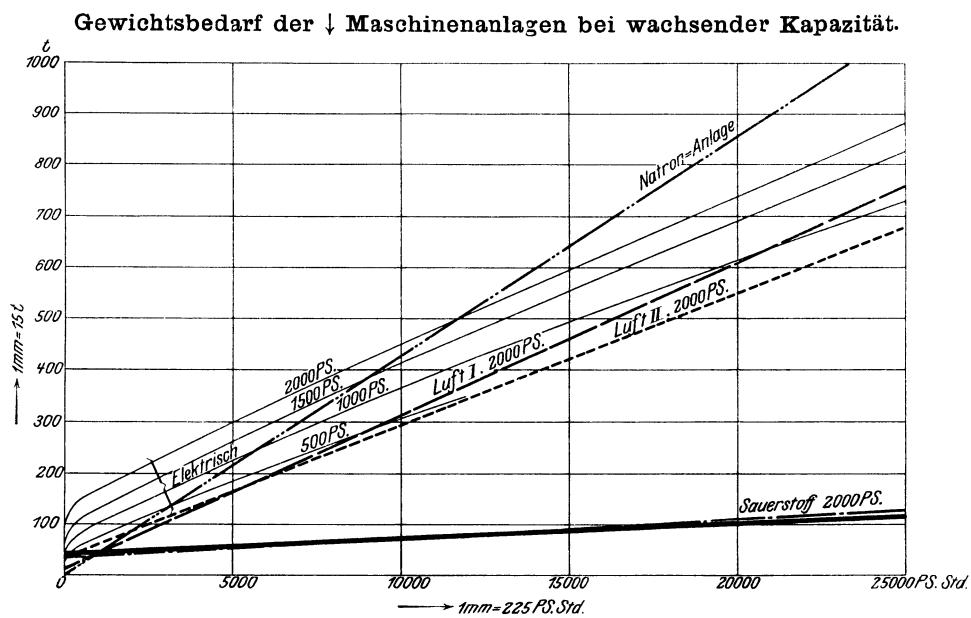


Fig. 28.

Gewichts- wie im Raumbedarf bei größeren Kapazitäten die Reihenfolge Natronkessel, Luft I, Luft II, Sauerstoff. Letzterer ist am günstigsten. Die Linien der elektrischen Anlagen schneiden die anderen wegen der Kapazitäts-Zunahme bei langsamerer Entladung.

Da, wie vorhin beim ölelektrischen Betriebe erläutert wurde, die Ladezeit die Boote sehr abhängig macht und ihre Leistung unter ungünstigen Umständen in Frage stellt, so ist es anzustreben, ↓ Betriebsarten zu erhalten, d. e möglichst hohe Kapazitäten an Bord verwirklichen, damit man auf jede Nachladung verzichten kann und die Boote jederzeit tauchklar sind.

Höhere Kapazitäten lassen sich aber nur mit Verbrennungsmaschinen und geeigneten Sauerstoffträgern erzielen.

Wenn nun auch in der zukünftigen Fortentwicklung der Technik das Einheitsgewicht pro PS der Maschinenanlagen der Unterseeboote vielleicht noch recht beträchtlich heruntergesetzt werden möge und vielleicht günstigere Betriebsstoffe für ↓ Fahrt gefunden werden, so wird doch für jedes U-Bootsbetriebssystem eine Grenze vorhanden sein, über welche hinaus eine Geschwindigkeits- und Leistungssteigerung nicht mehr praktisch sein wird. Diese Grenze wird aber immer im Vergleich zu anderen Kriegsschiffen ziemlich niedrig liegen, weil die Betriebsbedingungen des Unterseebootes in zweifacher Weise an zwei grundverschiedene

Raumbedarf der ↘ Maschinenanlagen bei wachsender Kapazität.

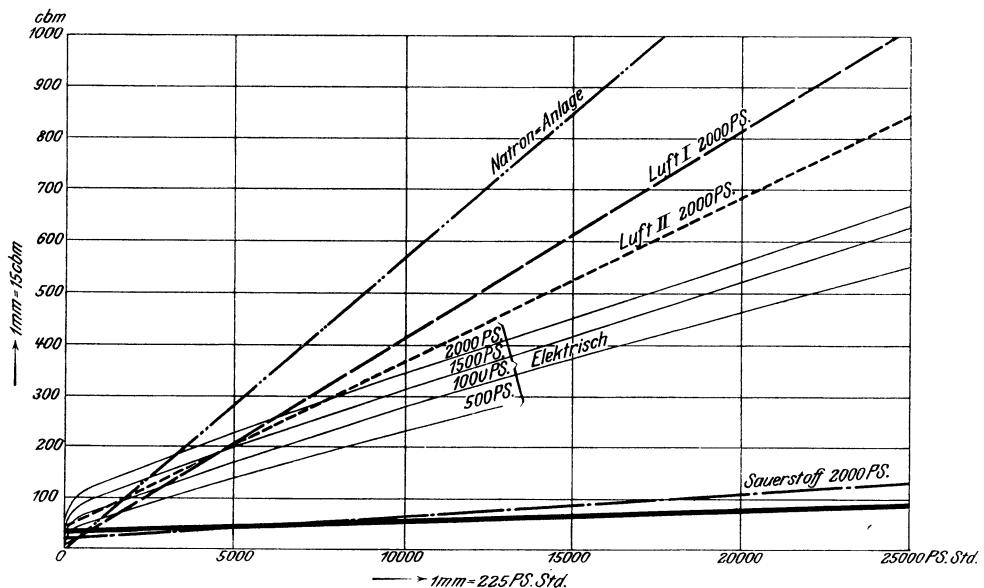


Fig. 29.

Verhältnisse angepaßt sein müssen. Daraus ergeben sich, wie gezeigt wurde, erstens zu schwere Bootskörper, zweitens muß aber das U-Boot mit Einheitsmotor nicht allein den Brennstoff für ↓ Fahrt bei sich führen, sondern auch den Sauerstoffträger, der mit seinen Behältern einen erheblichen Gewichts- und Raumbedarf besitzt.

Da die bis jetzt erprobten U-Bootssysteme, so groß sie auch zum Teil als technische Leistungen dastehen mögen, den militärisch zu stellenden Anforderungen noch nicht genügen können, so eröffnet die künftige Entwicklung der U-Boote und ihrer Hauptmaschinenanlagen dem Baumenschen noch ein weites Feld hochinteressanter Arbeit.

Diskussion.

Herr Direktor K e u f f e l - Bremen:

Königliche Hoheit, meine Herren! Wir sind Herrn Baurat Berling zu großem Dank verpflichtet, daß er die im Unterseebootsbau gemachten Erfahrungen der Allgemeinheit zugänglich gemacht hat und daß er unter Anerkennung aller Erfolge die Anlagen einer Kritik unterzogen hat. Es handelt sich natürlich hauptsächlich um die Kritik der maschinellen Anlagen, die hier auf das eingehendste geprüft sind und geprüft werden müssen, um in der Entwicklung der Unterseeboote vorwärts zu kommen. Ich möchte hier an das Schlußwort des Herrn Vortragenden anschließen, in welchem er sagte, daß die bisherigen maschinellen Anlagen trotz ihrer Erfolge den militärischen Anforderungen nicht genügen können.

Meine Herren, wir sind es im Schiffsmaschinenbau gewohnt, daß die Wünsche der militärischen Abteilung sich fortwährend steigern, und es werden oft Forderungen gestellt, die uns sehr weitgehend und der Entwicklung vorausseilend erscheinen. Ich kann es aber bei den Unterseebooten der militärischen Abteilung nachempfinden, daß sie sich mit dem, was bisher erreicht ist, nicht zufriedenstellen. Die ölelektrische Anlage mit ihren doppelten Betriebsmaschinen und den in mehr als einer Beziehung unangenehmen Akkumulatoren-batterien sind meiner Meinung nach nicht die gewünschte Lösung, die die Unterseeboote auf die Höhe stellen, auf der sie sein müssen.

Die Aktien-Gesellschaft „Weser“ hat aus diesem Grunde den Vorschlag des Herrn d'Equevilley, die Natronkesselanlage in Deutschland dem Unterseebootsbau dienstbar zu machen, näher geprüft und ist auf Grund eingehender Berechnungen zu dem Resultat gekommen, daß auf diesem Wege vielleicht — ich darf auch sagen: aller Wahrscheinlichkeit nach — eine Entwicklung möglich ist, und daß es hier voraussichtlich einen Weg gibt, auf welchem man weiter kommt als bisher, da sich für die Natronkesselanlage im Unterseebootsbau mancherlei Vorteile gegenüber der bisherigen ölelektrischen Anlage herausgestellt haben. Wir glauben deshalb den Versuch machen zu sollen, diese Natronkessel-anlage mit Dampfbetrieb für Unterseeboote einzuführen. Wir sind weit davon entfernt, die Vorteile des Ölmotors zu erkennen, und die Schwierigkeiten, die der Einbau einer Dampfanlage auf einem Unterseeboot mit sich bringt, zu unterschätzen. Es wird noch mancherlei Mühe bedürfen, alle diese Fragen, die sich aufdrängen, zu lösen.

Es will fast auffallend erscheinen, daß, während der Ölmotor sich zurzeit überall ein großes Feld erringt und die Dampfmaschine verdrängt, hier die Dampfmaschine berufen sein soll, den Ölmotor, wenn auch nicht zu verdrängen, so doch neben ihm als konkurrenz-fähiger Bewerber aufzutreten und die Entwicklung der Unterseeboote zu beschleunigen. Es ist auch nicht die Dampfmaschine, die hier dem Ölmotor speziell Konkurrenz macht, sondern die Dampfmaschine will versuchen, die Akkumulatorenbatterie und die zweite Kraftanlage zu ersparen.

Wie gesagt, wir halten es nicht für ausgeschlossen, Vorteile zu erzielen, die dem Unterseebootsbau zugute kommen, und wenn dies der Fall sein würde, dann würden wir uns freuen, zu dieser Entwicklung beigetragen zu haben.

Ich muß naturgemäß davon absehen, die Zahlen und Angaben, die uns der Herr Vortragende gegeben hat, einer weiteren Kritik zu unterziehen. Es wird ja immer der Versuch sein, der die Daten festlegt, auf deren Grund die Anlagen nachher ausgeführt werden, und es wird vor allen Dingen für die Leistungsfähigkeit derselben entscheidend sein, wie weit man mit der Beanspruchung und Forcierung der Kessel und wie weit man mit der Be-anspruchung des Materials gehen will und kann. Daß die Angaben des Vortragenden in bezug auf Natronkesselanlagen zu optimistisch dargestellt sind, glaube ich nicht. Ich

glaube vielmehr, daß in dieser Beziehung später bessere Resultate erzielt werden, wie der Vortragende sie gegeben hat.

Es gereicht der Aktien-Gesellschaft „Weser“ zu großer Freude, daß die Torpedoinspektion das Projekt beifällig aufgenommen hat und die weitere Ausarbeitung und Entwicklung mit Interesse verfolgt. Das weitere wird die Zukunft lehren. Ich glaube, daß die Aufgabe der Mühe wert ist, und daß wir uns mit der Lösung derselben eingehend zu beschäftigen haben. Nach den bisherigen Resultaten darf bei der ölelektrischen Anlage nicht stehen geblieben werden.

Herr Maschineningenieur Irinyi - Hamburg:

Königliche Hoheit, meine Herren! Ich kam hierher, um Ihnen eine Lebensarbeit vorzulegen und Ihnen Gelegenheit zu geben, ein Projekt zu beurteilen, ein Projekt, wie Sie heute so viele gehört haben. Vielleicht wird dieses auch dazu beitragen, daß das heute hier Gehörte noch einen weiteren Schritt vorwärts kommt.

Ich will mich nur auf die Ölmotoranlagen der Unterseeboote beziehen und will Ihnen beweisen — einstweilen nur theoretisch — daß man auch noch höhere Anforderungen an diese Maschinen stellen kann, und daß diese höheren Anforderungen vielleicht schon jetzt erreicht werden können. Ich stelle die ergebnste Bitte an die Kaiserliche Marine und an die Schiffbautechnische Gesellschaft, ein Komitee aus Fachleuten zu entsenden, dem ich und meine Freunde das ganze Material zur Verfügung stellen, da ich hier heute aus Patent- und anderen Rücksichten noch so manches nicht veröffentlichen kann. Dafür wollen wir aber den Herren, die Sie entsenden werden, in jeder Beziehung sofort alles klar aufdecken, und wir hoffen, daß wir auch alles, was ich angebe, beweisen werden.

Ich befasse mich hauptsächlich mit Ölfeuerungen und Motorkonstruktionen und habe mich selbstredend auch mit der Dieselmashine beschäftigt. Das Studium an dieser Mashine des großen deutschen Ingenieurs hat mich dazu gebracht, die Verbrennungsvorgänge in dieser Mashine zu untersuchen, und ich habe gefunden, daß die Verbrennungsvorgänge in dieser Mashine, die bei Unterseebooten von sehr großer Tragweite sind, noch nicht ganz gelöst sind.

Die Entstehungsgeschichte der Dieselmashine möchte ich eigentlich bis auf Siemens zurückführen, denn Siemens war der erste, der bereits vor 38 Jahren die Verbrennung organischer Brennstoffe durch vorerhitzte „glühende“ Luft eingeführt hat. Es dauerte etwa 12 Jahre, bis dann Diesel den genialen Gedanken hatte, diesen Vorgang auch in der Verbrennungskraftmaschine einzuführen. Er hat auch die Luftzufuhr von der Brennstoffzufuhr getrennt. Er war derjenige, der die Erhitzung der Luft durch Kompression durchgeführt hat und die Verbrennungskraftmaschine hierdurch wesentlich vereinfachte. Seine bahnbrechenden Arbeiten haben bewiesen, daß eine Feuerkraftmaschine die Dampfkraftmaschine schlagen kann. Heute steht die Dieselmashine mit ihren Nutzeffekten von etwa 37 % unerreicht da. Wenn man aber den Verbrennungsvorgang in dieser Mashine untersucht, so findet man, daß die richtige Lösung der Dieselmashine eigentlich nur bis zur Einleitung der Verbrennung durchgeführt ist. Der Verbrennungsvorgang als solcher aber ist noch völlig sich selbst überlassen. Wie ist denn dieser Verbrennungsvorgang? Die Luft wird komprimiert, dann wird der Brennstoff in diese Luft „hineingeschleudert“ und verbrennt, so gut es eben geht.

Der Vorsitzende, Herr Geh. Regierungsrat und Professor Dr.-Ing. B us l e y:

Ich möchte den Herrn Redner doch bitten, wenn er über Dieselmotoren sprechen will, dies lieber morgen zu tun. Heute diskutieren wir nur über die Unterseeboote.

Herr Maschineningenieur Irinyi - Hamburg:

Es kommen auch gleich die Unterseeboote. Die Luftmenge bei dieser Verbrennung ist ungefähr 60 bis 80 % mehr als der theoretische Bedarf, da ja laut dem eben gehörten Vortrag pro Kilogramm Öl 24 kg Luft verbraucht werden. Wir müssen nämlich konstatieren, daß theoretisch rund 14 kg Luft zu einer vollkommenen Verbrennung genügen würden; der Luftüberschuß macht somit 70 % aus. Das hat bei den Unterseebooten den Nachteil, daß die Beseitigung dieses Auspuffes bei Unterwasserfahrt — wie wir im Vortrag gehört haben — ungefähr 12,8 % an Leistungsfähigkeit der Maschine wegnimmt. Wenn wir in die Lage kommen, die Verbrennung in der Dieselmashine bei einem Minimalluftüberschuß von nur ein Zehntel des theoretischen Wertes zu ermöglichen, also bei ungefähr 15 bis 16 kg Luft statt 24 kg — und dazu sind wir bereits in der Lage — dann wird in diesem Falle dieser Leistungsverlust von 12,8 % auf 6 bis 8 % reduziert. Sobald wir mit einem Luftüberschuß von dieser minimalen Menge arbeiten, werden die Kompressionsverluste ebenfalls bedeutend weniger, und die Leistung der Unterseeboote, besonders unter Wasser, wird — wie wir weiter sehen werden — mindestens um 40 bis 50 % größer. Die große Schwierigkeit in der Unterbringung der komprimierten Luft bietet doch eben deren Menge. Wenn wir aber mit derselben Luftmenge mehr Brennstoff verfeuern und auch noch eine höhere Arbeitsnutzwirkung erreichen können, wird die Leistung des Unterseebootes bedeutend größer, was bekanntlich angestrebt wird. Ich habe vor Jahren einen Ölbrenner konstruiert. Die Versuche des Professor Pfeifer an der Technischen Hochschule zu Budapest und ebenso die Versuche des Geheimrats Professor Josse in Charlottenburg haben voll bewiesen, daß mit diesem Brenner das Öl mit einem minimalen Luftüberschuß tadellos verbrannt werden kann. Wir erreichten an der Technischen Hochschule in Charlottenburg in den Abgasen einen Kohlensäuregehalt von 12 bis 13,5 %, wobei wir doch wissen, daß das theoretische Kohlensäuremaximum bei Ölfeuerungen bei 14,5 bis 16 % CO₂ liegt. Sobald wir also mit einem so minimalen Luftüberschuß von nur einem Zehntel des Theoretischen die Feuerung im Dieselmotor günstig betreiben können, haben wir einen kleineren Vorrat an Luft für die Unterseefahrt vorzusehen, oder wir erzielen mit der bisher benötigten Luftmenge und einer entsprechenden größeren Ölmenge eine größere Leistung. In diesem Falle werden wir uns jedenfalls länger unter Wasser halten oder eine größere Unterwassergeschwindigkeit entfalten können.

Auch die Arbeitsnutzwirkung wird durch die geringere Auspuffmenge, also weniger Abwärmeeverluste, erhöht. Dadurch können wir noch kleinere Maschinenabmessungen für dieselbe Leistung wie bisher erreichen. Ich möchte aber einen Schritt weiter gehen. In unseren Betrachtungen müssen wir einsehen, daß wir bei denselben Zylinderabmessungen auch eine erhöhte spezifische Leistung bekommen müssen. Mit derselben Luftmenge kann ich doch, da ich zur selben Ölmenge weniger Luft verbrauche als derzeit benötigt, eine größere Ölmenge verfeuern. Der Auspuff wird trotzdem nicht 40 %, sondern nur 20 bis 30 % der im Brennstoff enthaltenen Wärme ausmachen.

Kurz zusammengefaßt: wir erhalten eine höhere Arbeitsleistung und eine höhere Nutzwirkung der Dieselmashine und auch eine höhere spezifische Leistung der Zylinder, Vorteile, welche beim Unterseeboot zu beachten sind.

Die zahlenmäßige Berechnung ist nach dem, was ich sagte, kurz die folgende:

Die Verbrennungsluftmenge wollen wir ebenfalls laut dem Vortrag mit 24 kg annehmen, was bekanntlich nur bei Vollbelastung zutreffend ist. Der Wärmeverlust durch Abgase wird nun 24 kg Luft plus 1 kg Öl = 25 kg, multipliziert mit 450° C Abgas-temperatur und mit 0,25 spez. Wärme der Abgase. Wir erhalten hierbei 2812 W. E. Bei der geringeren Luftmenge von 16 kg plus 1 kg Öl = 17 kg erhalten wir bei demselben

Rechnungsgang nur 1912 W. E., welche wir von 2812 W. E. abrechnen. Die Differenz ergibt 900 W. E. Das Öl mit 10 000 W. E. per Kilogramm gerechnet, ergibt dies rund 9 % an Arbeitsgewinn. Die Dieselmachine wird daher infolge dieses geringeren Abgasverlustes bei Überwasserfahrt 36 plus 9 = 45 % Nutzwirkung ergeben. Nach dem Vortrag des Herrn Marinebaurat Berling beträgt der Ausstoßverlust ungefähr 12,8 % der gesamten Arbeitsleistung, welche wir von der 36 prozentigen Nutzwirkung abrechnen. Die Dieselmachine ergibt somit unter Wasser nur eine Nutzwirkung von ungefähr 31,4 %. Unter Wasser müssen wir daher noch den Leistungsgewinn berechnen, der dadurch entsteht, daß der Ausstoßverlust bei 24 kg Luft 12,8 % ausmacht, bei 16 kg Luft daher nur 8,6 % ausmachen wird, das sind rund 4 % Leistungsgewinn. Diese 4 % in Nutzwirkungsgrad umgerechnet ergeben 1,4 %, diese zu den früher berechneten 9 % addiert, ergibt eine um 10,4 % höhere Nutzwirkung.

Die Dieselmachine hat somit bei Unterwasserfahrt nach Berling eine Nutzwirkung von 31,4 %, nach meinem Vorschlag wird sie noch weitere 10,4, insgesamt daher 41,8 % leisten.

Es ist hieraus ersichtlich, daß die Nutzwirkung der Dieselmachine über Wasser um 25 %, unter Wasser hingegen um etwa 33 % mehr als bisher betragen wird, und, da kleinere Verbrennungsmengen für dieselbe Leistung in Verwendung kommen, auch noch kleinere Abmessungen haben wird.

Wir sprachen aber auch davon, daß wir bei denselben Abmessungen erhöhte Zylinderleistungen erreichen werden. Dies berechnen wir folgendermaßen:

Ein Unterseeboot beispielsweise der Whitehead-Type hat nach Berling zwei Ölmaschinen von je 1600 PSe, das sind 3200 PS. Den Verbrauch der Ölmaschinen hat Herr Marinebaurat Berling mit 200 g pro PS angenommen. Nehmen wir aber dafür nur 176 g, also den bisher in Dieselmashinen praktisch erreichten günstigsten Ölverbrauch für unsere Rechnung an. 3200 PS verbrauchen dann 566 kg Öl, welche wir mit der ebenfalls günstigsten Luftmenge von 24 kg multiplizieren. Wir erhalten rund 13 600 kg Luft. Da wir aber zu 1 kg Öl nur 16 kg Luft benötigen wollen, so können wir damit $\frac{13\,600}{16}$ Kilogramm = 850 kg Öl verfeuern.

Wir haben eben früher berechnet, daß unsere Maschine nicht 36 %, sondern eine 45 prozentige Nutzwirkung ergibt, wodurch wir bei 850 kg Öl multipliziert mit 0,45 = 3 825 000 W. E., diese wieder dividiert durch 637 eine Motorenleistung von 6004 PS für die Überwasserfahrt erhalten.

Rund 6 000 PS gegen die früheren 3 200 PS ergeben eine rund 88 prozentige Mehrleistung für die Überwasserfahrt bzw. für alle Dieselmashinen.

Unter Wasser leistet die bisherige 3200 PS-Maschine um 12,8 % = 410 PS weniger also 2790 PS. Unsere ebenso große Maschine, die jedoch 6000 PS leistet, hat unter Wasser keinen größeren Ausstoßverlust wie die bisherige, da sie dasselbe Abgasvolumen hat. Von den 6000 PS kommen daher für Ausstoßverluste ebenfalls nur etwa 410 PS ab, dann verbleiben 5590 PS.

Die Unterwasserleistung unserer Maschine wird also um 103 % größer als bisher.

Wir ersehen hieraus, daß die heutigen Unterseebootsmaschinen bei nur geringer Änderung des Zylinderkopfes und Ersatz der Brenner eine überraschende Leistungszunahme versprechen.

Ich wiederhole meine ergebenste Bitte und bin gern bereit, Ihnen alles Material zur Verfügung zu stellen.

Herr Marinebaurat Berling - Kiel (Schlußwort):

Euerer Königlichen Hoheit und den Herren der Schiffbautechnischen Gesellschaft sage ich meinen Dank für die liebenswürdige Aufmerksamkeit, die Sie meinem Vortrage geschenkt haben.

Der Vorsitzende, Herr Geh. Regierungsrat Prof. Dr.-Ing. Busley:

Als Herr Baurat Berling sich auf unseren Wunsch bereit erklärte, den eben gehaltenen Vortrag zu übernehmen, waren wir uns wohl bewußt, daß er sich damit einer heiklen Aufgabe unterzog. Naturgemäß mußte er eine ganze Reihe von Einzelheiten außer Betracht lassen, aber ich muß offen gestehen, daß ich überrascht bin, einen wie wohl abgerundeten und lückenlosen Vortrag er uns trotzdem gehalten hat, und ich glaube, Sie werden alle mit mir denselben Eindruck gehabt haben. Ich gestatte mir, Herrn Baurat Berling für seinen höchst lehrreichen Vortrag unseren verbindlichsten Dank auszusprechen (Beifall).

XI. Der Kaiser Wilhelm-Kanal und seine Erweiterung.

Vorgetragen von Hans W. Schultz-Kiel.

Der Gedanke, die jütische Halbinsel mit einem Kanal zu durchschneiden, der den Seeschiffen gestattet, die mit mancherlei Fährlichkeiten verbundene Fahrt durch die Belte oder den Sund, das Kattegat und das Skagerack zu meiden, und ihnen bei dem Verkehr zwischen den festländischen und südenglischen Nordseehäfen und der Ostsee eine beträchtliche Wegeabkürzung bietet, ist mehrere Jahrhunderte alt. Von derartigen Wasserwegen, die allerdings nur sehr kleine Abmessungen besaßen und nur kurze Zeit benutzt wurden, haben in früheren Zeiten auch bereits einige bestanden und andere wurden geplant, von ihnen hat jedoch nur einer Anspruch auf Bedeutung; das ist der Schleswig-Holsteinische- oder Eiderkanal, der in den Jahren 1777 bis 1785 erbaut wurde und die Eider bei Rendsburg mit der Kieler Föhrde verband.

Auf der Eider, die sich westlich von Tönning zwischen weit vor die Meeresküste hinausgeschobenen Sänden in die Nordsee ergießt, konnten damals und können auch heute noch nur kleinere Seeschiffe, in der Hauptsache sind es Küstenfahrer bis nach Rendsburg hinauf gelangen. Dementsprechend erhielt der Eiderkanal eine Fahrwassertiefe von 3,2 m und seine Schleusen besaßen 32 m Länge und 7,9 m Lichtweite. Drei solcher Schleusen, von denen die eine bei Rendsburg selbst lag, vermittelten den Aufstieg von der Eider zu der etwa 14 km langen Scheitelhaltung, deren Wasserspiegel 7 m höher lag als der mittlere Ostseewasserspiegel, und durch ebensoviel Schleusen gelangten die Schiffe herab nach der Kieler Bucht, die bei dem Dorfe Holtenau erreicht wurde.

Der Verkehr auf dieser Schiffahrtsstraße wurde von Anfang an politischen und wirtschaftlichen Interessen Dänemarks dienstbar gemacht und zu dem Zweck mit mancherlei Beschränkungen belegt; er ist deshalb niemals groß gewesen. Als in der Mitte des vorigen Jahrhunderts die Abmessungen der die Ostsee befahrenden Schiffe zu wachsen begannen, waren die Schleusen sowie die Fahrwassertiefe und Fahrwasserbreite des Kanals und der Eider bald zu klein, und die Schiffahrt-

straße verlor weiterhin an Bedeutung. Es wurden deshalb von den verschiedensten Seiten Vorschläge zu anderen Schiffahrtsstraßen durch die jütische Halbinsel gemacht, keiner von ihnen aber konnte zur Ausführung kommen, weil der Handelsverkehr zwischen der Nordsee und der Ostsee nicht groß genug war, um die erheblichen Kosten eines solchen Wasserweges zu tragen, zumal neben ihm der natürliche Weg durch den Sund oder die Belte zur Verfügung gestanden hätte. Erst das politische Interesse, das das unterdessen geeinte und mit der Schaffung einer seinen Bedürfnissen entsprechenden Kriegsflotte beschäftigte Deutschland an einer Verbindung zwischen Nordsee und Ostsee hat, die sich in seinem alleinigen Besitz befindet, konnte diese Schwierigkeiten überwinden.

Durch das Reichsgesetz vom 16. März 1886 wurde bestimmt, daß ein für die Benutzung durch die deutsche Kriegsflotte geeigneter Seeschiffahrtskanal von der Elbmündung über Rendsburg nach der Kieler Bucht hergestellt werde, sofern Preußen zu den auf 156 Millionen Mark veranschlagten Gesamtherstellungskosten den Betrag von 50 Millionen Mark im voraus gewähren wolle. Da Preußen sich noch im Juni 1886 zur Erfüllung der Voraussetzung bereit erklärte, so konnte die Bauausführung des Werkes ungesäumt in die Wege geleitet werden; sie erfolgte unter einem besonders glücklichen Stern. Es gelang, die Bauarbeiten unter Innenhaltung der vorgesehenen Bauzeit und der Anschlagssumme ohne jeden größeren Bauunfall derartig zu fördern, daß der Kanal im Juni 1895, bis auf einzelne unwesentliche Arbeiten fertiggestellt, dem Verkehr übergeben werden konnte. Er erhielt bei der Eröffnungsfeier, die von Seiner Majestät dem Kaiser unter persönlicher Teilnahme fast aller deutschen Bundesfürsten und in Gegenwart von Vertretern der meisten schiffahrtreibenden Völker der Erde in höchst feierlicher Weise am 21. Juni 1895 in Holtenau an der Ostseemündung des Kanals vollzogen wurde, den Namen „Kaiser Wilhelm-Kanal“

Der bestehende Kanal.

Der rund 99 km lange Kaiser Wilhelm-Kanal zweigt von der Elbe bei Brunsbüttel an einer Stelle ab, wo der schon seit Jahrhunderten an dem Schleswig-Holsteinischen Ufer entlang laufende Strom für die größten Seeschiffe ausreichende Wassertiefen erhält und nach der Lage der Verhältnisse anzunehmen ist, daß Stromverwerfungen, mit denen im Ebbe- und Flutgebiet sonst wohl gerechnet werden muß, auch für die Zukunft nicht zu erwarten sind.

Er durchzieht — siehe Fig. 1 — zunächst die westholsteinischen Marschen und das dahinter gelegene moorreiche Gebiet der Burg-Kudenseer Niederung und kreuzt dann die hochgelegene Wasserscheide zwischen Elbe und Eider. Bei km 32

etwa tritt er in die Niederung der unteren Eider ein, deren linksseitige Nebenflüsse, die Gieselau, Haalerau, Luhnau und Jevenau abschneidend und aufnehmend, verläuft dann durch das höhere Gelände südlich von Rendsburg, kreuzt die östlich von Rendsburg gelegenen Obereiderseen und zieht sich schließlich durch das zu meist hochgelegene östliche Holstein nach der Kieler Bucht, die er bei Holtenau erreicht.

Der Kanal hat 22 m Sohlenbreite. Die Wassertiefe beträgt bei dem gewöhnlichen Wasserstande von der Kieler Fährde an auf Zweidrittel der Länge 9 m und vergrößert sich alsdann nach Brunsbüttel hin bis auf 10,3 m; der kleinste Querschnitt hat bei diesem Wasserstande, der dem mittleren Ostseewasserstande gleicht, rund 67 m Wasserspiegelbreite und 413qm Wasserquerschnitt. In den Krümmungen von weniger als 3000 m Halbmesser ist die Sohle um ein mit der Schärfe der Krümmung zunehmendes, bei dem kleinsten verwendeten Krümmungshalbmesser von 1000 m 16 m erreichendes Maß verbreitert, in den sechs, je 600 m langen Ausweichen ist sie auf 60 m gebracht. Der Audorfer See östlich von Rendsburg bietet eine für die größten Schiffe ausreichende Wendestelle.

An seinen beiden Endpunkten ist der Kaiser Wilhelm-Kanal mit Schleusen, und zwar mit je 2 Kammerschleusen, ausgestattet, die für gewöhnlich geschlossen gehalten und in der Regel nur für das Durchlassen von Schiffen geöffnet werden.

Übersichtsplan.

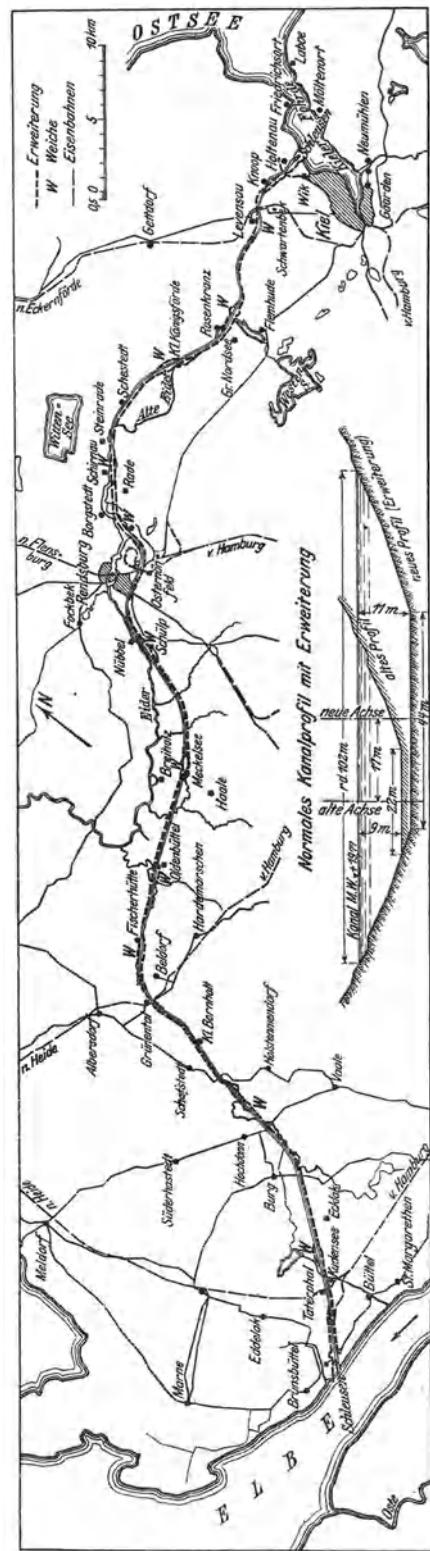


Fig. 1.

Die Schleusen in Brunsbüttel werden auch für die Entwässerung des Kanals benutzt. Bei diesen Entwässerungen sinkt der Wasserstand in der westlichen Kanalstrecke, am meisten bei Brunsbüttel und nach Osten zu abnehmend, und deshalb mußte hier die Kanalsohle tiefer gelegt werden, wie das oben bereits erwähnt ist. Die Anlage von Endschleusen war notwendig, um den Kanal von den Wasserstandsschwankungen der Elbe und der Ostsee unabhängig zu machen. In der Elbe herrscht Ebbe und Flut. Bei dem gewöhnlichen Flutwechsel steigt der Elbewasserspiegel um 1,4 m über den mittleren Kanalwasserspiegel und fällt auch um annähernd dasselbe Maß unter ihn hinab. Bei der stärksten bekannten Sturmflut ist die Elbe aber um 5,25 m über den mittleren Kanalwasserstand aufgelaufen. An der Kanalmündung bei Holtenau ist der Ostseewasserstand bei der Sturmflut im November 1872, der höchsten bekannten, um rund 3,15 m über den mittleren Stand angestaut.

Bei der Erbauung des Kaiser-Wilhelm-Kanals wurde mit zukünftig in der Ostsee verkehrenden Schiffen von höchstens 145 m Länge, 23 m Breite und 8,5 m Tiefgang gerechnet. Die Schleusen haben daher 150 m nutzbare Länge, 25 m lichte Weite und bei gewöhnlichem Kanalwasserstande eine Wassertiefe auf den Drepeln von 9,57 m in Holtenau und von 9,97 m in Brunsbüttel erhalten. Sie sind mit soviel eisernen Stemmtoren ausgestattet, daß sowohl bei höherem als auch bei niedrigerem Außenwasserstande geschleust werden kann. Die Tore werden ebenso wie die Umlaufverschlüsse und Spills mittels Druckwasser bewegt. Fig. 2 zeigt die Holtenauer Schleuse.

Zur Verbindung der Untereider mit dem Kaiser Wilhelm-Kanal ist bei Rendsburg am Ende der Obereiderseen eine Kammerschleuse mit 68 m nutzbarer Länge, 12 m lichter Weite und 5 m Drepeltiefe (bei gewöhnlichem Eiderniedrigwasser) errichtet.

Zur Überführung der den Kanal kreuzenden Landverkehrswege dienen die beiden eisernen Eisenbahn- und Straßenhochbrücken (Bogenbrücken) bei Grünenthal und Levensau mit 42 m lichter Höhe über dem gewöhnlichen Wasserspiegel, eine einarmige Eisenbahndrehbrücke bei Taterpfahl, zwei ebenso gebaute Eisenbahndrehbrücken und eine gleichzeitig eine Kleinbahn aufnehmende Straßendrehbrücke bei Rendsburg sowie eine Prahmdrehbrücke für Straßenverkehr in Holtenau, ferner eine Anzahl Fähren für die weniger wichtigen Punkte des Straßenverkehrs. Die vier Drehbrücken bei Taterpfahl und Rendsburg haben je 50 m lichte Durchfahrtsweite; sie werden mit Druckwasser bewegt.

Der Kanal ist der Vorfluter für einen großen Teil der von ihm durchschnittenen Entwässerungsgebiete, die ihre Abwässer teils mit natürlichem Gefälle, teils mittels Schöpfwerks an ihn abgeben und, soweit sie Niederungen sind, durch niedrige

Deiche gegen die gelegentlich höheren Kanalwasserstände geschützt sind. Aus dem Kanal strömt das Wasser durch die Brunsbütteler Schleusen, die zu dem Zweck bei Ebbe jeweils geöffnet werden, in die Elbe ab.

Die ganze Kanalstrecke ist, ebenso wie die Schleusen, beiderseits elektrisch beleuchtet, damit für die Schiffe jederzeit die Kanalmittellinie kenntlich ist. Der elektrische Strom (Wechselstrom) wird in Brunsbüttel und Holtenau erzeugt und mit 7500 Volt Spannung nach der Kanalstrecke weitergeleitet. In der gesamten

Blick in die Holtenauer Schleuse.

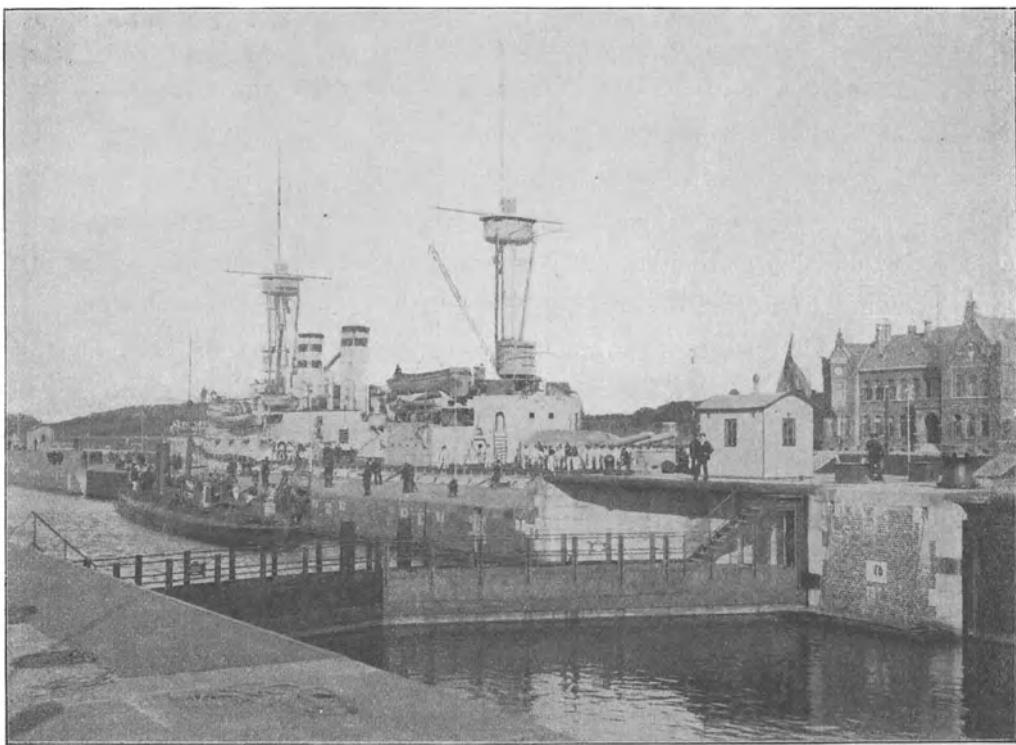


Fig. 2.

Beleuchtungsanlage sind, wenn von den Maschinenhäusern in Brunsbüttel und Holtenau abgesehen wird, nur Glühlampen verwendet. Diese haben auf der Kanalstrecke je 25 Normalkerzen Lichtstärke. Die Streckenlampen stehen einander in genau dem gleichen Abstand von der Kanalachse gegenüber, in der Längsrichtung des Kanals beträgt ihre Entfernung in den geraden Strecken und in den Krümmungen von mehr als 5000 m Halbmesser 250 m, in den schärferen Krümmungen ist sie geringer, in den Krümmungen von 1000 m Halbmesser wird ihr Mindestabstand von 60 m erreicht.

Für die Erleichterung und Sicherung der Fahrt durch den Kanal hält die Kanalverwaltung eine größere Anzahl von Schleppdampfern, etwa 120 Lotsen und eine Anzahl Hilfslotsen sowie besondere Kanalsteuerer bereit. Während die Lotsen Beamte der Kanalverwaltung sind, betreiben die Kanalsteuerer ein freies Gewerbe. Sie bieten sich den Schiffen als Steuerer durch den Kanal an und leisten ihnen bei der Navigierung vortreffliche Dienste. Für alle freifahrenden Dampfer besteht Lotsenzwang, für alle durchfahrenden Segelschiffe Schleppzwang. Wer keinen eigenen Schlepper hat, muß sich von der Kanalverwaltung schleppen lassen. Die Gebühren hierfür sind sehr gering, sie decken etwa nur $\frac{1}{4}$ der Selbstkosten, die der Kanalverwaltung entstehen; der Verkehr im Kanal ist durch eine Betriebsordnung geregelt.

Im Rechnungsjahre 1910 wurde der Kaiser Wilhelm-Kanal von 45 569 abgabepflichtigen Schiffen mit einem Raumgehalt von rund 7 580 000 Netto-Registertonnen benutzt; hierunter waren rund 21 000 Dampfer mit rund 5 745 000 Netto-Registertonnen Raumgehalt, 17 450 Segelschiffe mit rund 685 000 Netto-Registertonnen, der Rest Leichter und Schuten. In den 15 ersten Betriebsjahren des Kanals, also von 1896 bis 1910, ist die Anzahl der abgabepflichtigen Schiffe um 182 v. H., ihr Netto-Tonnengehalt um 310 v. H. gestiegen. In den letzten 10 Jahren betrug die Zunahme der Schiffe 57 v. H. und die des Netto-Tonnengehalts 77 v. H. In den letzten 2 Jahren stieg die Anzahl der Schiffe um 40 v. H., der Netto-Tonnengehalt um 30 v. H. Das Rechnungsjahr 1911 weist eine erhebliche weitere Steigerung des Verkehrs auf. Den Suezkanal haben im Jahre 1910 befahren 4969 Schiffe — nur Dampfer, da Segler den Kanal nicht benutzen — mit rund 16 000 000 Netto-Registertonnen. Auf dem Suezkanal verkehren fast nur große Schiffe, auf dem Kaiser Wilhelm-Kanal ganz vorwiegend kleinere Schiffe. Selbst die größeren Ostseedampfer, die im Vergleich mit dem Suezkanalverkehr nur klein zu nennen sind, haben den Kaiser Wilhelm-Kanal in der ersten Zeit gemieden und erst seit kurzem fangen sie an, ihn zu benutzen.

Mit dem Verkehr sind auch die Betriebseinnahmen gewachsen; sie übersteigen seit einer Reihe von Jahren die jährlichen Betriebsausgaben; an eine Verzinsung des Baukapitals wird allerdings wohl kaum je zu denken sein.

Gründe für die Erweiterung des Kaiser Wilhelm-Kanals.

Nachdem der Kaiser Wilhelm-Kanal etwa ein Jahrzehnt lang den Ansprüchen der deutschen Kriegsmarine genügt und auch bei ständig steigendem Verkehr der Handelsschiffahrt große Dienste geleistet hatte, mußte der Erkenntnis Raum geben werden, daß seine Einrichtungen im Vergleich zu den stetig wachsenden

Anforderungen der Kriegsmarine und der Handelsschiffahrt an der Grenze ihrer Leistungsfähigkeit angelangt seien und bald unzulänglich sein würden.

Hatte der Kaiser Wilhelm-Kanal schon bei seiner Inbetriebnahme den damals allergrößten Handelsschiffen nicht ganz genügt, so war die Zahl dieser Schiffe bei der sprunghaften, jede Voraussicht weit hinter sich lassenden Zunahme der Handelsschiffabmessungen immer größer geworden. Aber auch für moderne Kriegsschiffe reichen seine Abmessungen nicht mehr aus.

Dazu kommt, daß die Zahl der den Kanal benutzenden größeren Dampfer immer mehr gewachsen ist und hierdurch ein zunehmendes zeitweiliges Stillliegen der kleineren Fahrzeuge und Schleppzüge in den Ausweichen verursacht wurde, weil bei den beschränkten Kanalabmessungen Schiffen über 5,5 m Tiefgang keine anderen Schiffe auf der freien Strecke begegnen dürfen.

Der für die Erweiterung des Kaiser Wilhelm-Kanals aufgestellte allgemeine Entwurf fand daher im Jahre 1907 die Billigung der gesetzgebenden Körperschaften des Deutschen Reiches.

Grundzüge der Erweiterung des Kaiser Wilhelm-Kanals.

Der Entwurf der Erweiterung sieht Verbesserungen der Kanallinie, des Kanalquerschnitts und der Einfahrten sowie eine teilweise Umgestaltung der durch den Bau des Kanals beeinflußten Anlagen vor. Der Entwurf mußte der erschwerenden Bedingung, den Schifffahrtsbetrieb durch den Kanal auch während der Bauausführung aufrecht zu erhalten, angepaßt werden. War diese Rücksichtnahme im allgemeinen bei der Bearbeitung des Entwurfs bestimmend, so übte im besonderen die Schwierigkeit oder Unmöglichkeit gewisser Bauausführungen und die Kostenfrage einen maßgebenden Einfluß aus. So verbot sich z. B. bei den Einfahrten der Umbau der vorhandenen Schleusen von selbst und es kam nur der Bau völlig neuer Schleusen in Frage, die wegen der auf sie entfallenden außerordentlich hohen Kosten und der Schwierigkeit, wenn nicht Unmöglichkeit eines späteren Umbaues gleich so reichlich zu bemessen waren, daß sie auf alle Fälle für absehbare Zeit auszureichen versprachen. Beim Kanalbett wurde dagegen nur eine dem jetzt schon vorauszusehenden Bedarf entsprechende Erweiterung angenommen, da seine spätere Vergrößerung jederzeit ohne unverhältnismäßige Mehrkosten möglich ist.

Die Änderungen der Kanallinie bezwecken eine Beseitigung oder Abflachung der scharfen Krümmungen und eine Verbesserung der Übersichtlichkeit der Fahrstraße. Die — im allgemeinen einseitige — Erweiterung des Kanalbettes, die in Fig. 1 durch gestrichelte Linien kenntlich gemacht ist, ist auch im Hinblick auf

diese Punkte angeordnet worden. Von größeren Änderungen ist der Durchstich bei Rade, der den stark gekrümmten, der Schiffahrt besonders unbequemen Umweg durch die den Audorfer See und den Schirnauer See verbindende Seenge vermindert und die Begradiung der Strecke zwischen Levensau und Holtenau mittels zweier Durchstiche zu nennen. Die neue Kanalmittellinie wird Krümmungen von 1800 bis 6000 m Halbmesser aufweisen, von denen indessen etwa vier Fünftel mindestens 3000 m Halbmesser haben werden.

Der neue Kanalquerschnitt soll im allgemeinen 44 m Sohlenbreite, also doppelt soviel als bisher, und bei gewöhnlichem Kanalwasserstande 11 m Wassertiefe haben; dadurch vergrößert sich der Wasserquerschnitt von 413 auf 825 qm, die Wasserspiegelbreite von 66 auf 102 m. In den schärferen Krümmungen sowie in den Ausweichen und Wendestellen sind Verbreiterungen vorgesehen. Der alte und der neue Kanalquerschnitt sind auf Fig. 1 dargestellt.

Nach Erweiterung des Kanals werden 10 zweiseitige Ausweichen mit 600 bis 1100 m Länge und eine einseitige mit 1400 m Länge vorhanden sein. Die gewöhnlichen Weichen erhalten 134 m Sohlenbreite, die einseitige 89 m. Die vier mit Wendestellen versehenen 1100 m langen Weichen erhalten 164 m Sohlenbreite, die Wendestelle selbst in der Sohle 300 m Durchmesser. Die genannten Ausweichen sind teils Neuanlagen, teils Vergrößerungen der bestehenden; sie werden wie die vorhandenen Weichen mit Dalben zum Festmachen der Schiffe ausgerüstet.

Die auszuhebende Bodenmasse beläuft sich ohne den Aushub für die Schleusenbaugruben usw. auf insgesamt rund 100 Millionen Kubikmeter, sie ist erheblich größer als die bei der Herstellung des Kaiser Wilhelm-Kanals ausgebaggerte Masse.

Die an beiden Enden vorgesehenen neuen Doppelschleusen werden, mit Rücksicht auf die Örtlichkeit und auf die Sicherheit des Einfahrens, in Brunsbüttel nördlich und in Holtenau südlich der bestehenden Doppelschleusen erbaut. Sie erhalten 330 m nutzbare Kammerlänge, 45 m lichte Weite und 13,77 m Drempel- und Sohlentiefe unter mittlerem Kanalwasserstand, d. h. eine Tiefe von 12,42 m unter dem gewöhnlichen Elbniedrigwasser, und von 13,77 m unter mittlerem Ostseewasser. Die Drempeltiefe wurde im Hinblick auf eine spätere weitere Kanalvertiefung an beiden Stellen gleich angenommen; ihr bedeutendes Maß soll auch noch beschädigten und deshalb tiefergehenden Schiffen das Einlaufen gestatten.

Die neuen Kanalschleusen werden nach ihrer Fertigstellung die größten der Welt sein. Die Schleusen des Panamakanals z. B. erhalten nur eine Länge von 305 m, eine Breite von 33,55 m und eine Wassertiefe über den Drempeln von 12,20 m. Um einen Begriff von den gewaltigen Abmessungen der neuen Kaiser Wilhelm-Kanal-Schleusen zu geben, sei nur hervorgehoben, daß jede der beiden Schleusen-

anlagen rund 500 000 cbm Mauerwerk umfaßt. Die Schleusen werden im wesentlichen aus Beton gebaut, sie sollen mit elektrisch angetriebenen, 8 m starken eisernen Schiebetoren verschlossen werden. Jede Schleuse erhält aus Betriebsrücksichten 3 Schiebetore, von denen das mittlere die 330 m betragende Länge zwischen Außen- und Binnentor in zwei kleinere Kammern von 100 m und 221 m nutzbarer Länge zerlegt, hauptsächlich aber als Reserve dienen soll.

Die neuen und größeren Schleusen machen auch die Anlage neuer und größerer Vorhäfen binnen wie außen nötig. Die Wasserflächen der alten und neuen Binnenhäfen werden sich zu beträchtlichen Hafenbecken vereinigen; dagegen wird der neue Außenhafen in Brunsbüttel eine gesonderte Lage mit günstigerem Verlauf zum Stromstrich der Elbe erhalten. Die Ufer der Häfen werden teilweise durch Ufermauern, diejenige des Brunsbütteler Außenhafens an der eigentlichen Mündung durch neue Molen eingefaßt werden. Die neue Schleusenanlage in Holtenau beansprucht einen Teil des jetzigen Marinekohlenhofes und erfordert daher die Schaffung einer Ersatzanlage südlich der neuen Einfahrt.

Erhebliche Aufwendungen erfordert die durch die Kanalerweiterung bedingte Umgestaltung der Anlagen zur Überführung des Landverkehrs über den Kanal. Die eisernen Hochbrücken bei Grünenthal (für die Eisenbahn Neumünster—Heide und eine Landstraße) und bei Levensau (für die Eisenbahn Kiel—Flensburg und eine Landstraße) können zwar bestehen bleiben, da ihre Spannweite unter Vornahme von Ufersicherungen auch für die beabsichtigte Kanalerweiterung ausreicht. Dagegen werden die Drehbrücken bei Taterpfahl und Rendsburg für die Eisenbahnen Elmshorn—Tondern und Neumünster—Rendsburg, sowie die Prahmdrehbrücke bei Holtenau für die Landstraße Kiel—Holtenau durch eiserne Hochbrücken und die Straßendrehbrücke bei Rendsburg durch eine neue, weitergespannte eiserne Drehbrücke ersetzt werden.

Die Fährverhältnisse des Kanals sollen nach Bedarf verbessert werden. Für Brunsbüttel ist wegen der großen Breite des von der Fähre zu durchquerenden Binnenhafens eine Dampffähre vorgesehen und bereits ausgeführt. Bei allen übrigen Fähren soll durch Ersatz des bisherigen Handantriebs durch Motorantrieb die Schnelligkeit und Betriebssicherheit des Fährverkehrs gehoben werden, die bei den bestehenden Anlagen namentlich dann zu wünschen übrig ließen, wenn sich der Kanal bei längerem Frostwetter mit Eisschollen bedeckte.

Nicht unerhebliche Änderungen verursacht die Rücksicht auf die Entwässerung der vom Kanal durchschnittenen Gebiete bei der Erweiterung des Kanals, da das Bestreben der Kanalverwaltung dahin geht, nicht nur den jetzigen Zustand aufrecht zu erhalten, sondern auch vorhandene Übelstände zu beseitigen.

Dabei wird eine Anzahl neuer Schöpfwerke errichtet. Ferner wird an der Ostseite des die alte Eider aufnehmenden Flemhuder Sees (Mündung bei km 85) — der ganz zur Unterbringung von Baggerboden herangezogen wird und dabei allmählich verschwindet — ein neuer Entwässerungs- und Schiffahrtskanal mit einer Kammerschleuse erforderlich, die die Wasserhaltungen der alten Eider und des Kaiser Wilhelm-Kanals verbindet.

Schließlich möge noch erwähnt werden, daß die Kanalerweiterung umfangreiche Hochbauten erfordert, zumeist für Beamte und Angestellte der Kanalverwaltung, doch auch für Betriebszwecke. In Brunsbüttelkoog bedingte der Bau der neuen Schleusen den Abbruch eines ganzen Wohnviertels. Bei seinem Wiederaufbau an anderer Stelle wurde eine Gartenstadt geschaffen, die den Vergleich mit anderen gleichartigen Anlagen nicht zu scheuen braucht und ihren etwa 1000 Bewohnern eine behagliche Unterkunft bietet. Bei allen Hochbauten der Kanalverwaltung finden die Bestrebungen der Heimatkunst- und -schutzbewegung sorgfältige Beachtung.

Kosten der Kanalerweiterung.

Die Kosten der Kanalerweiterung sind auf insgesamt 223 000 000 *M* veranschlagt. Wenn auch im ganzen die Kosten der Kanalerweiterung — namentlich die der Baggerungen und Schleusen — die entsprechenden Kosten des alten Kanalbaus erheblich übersteigen, so sind doch die durchschnittlichen Ausführungskosten trotz der Steigerung der Löhne jetzt durchweg niedriger, weil die technischen Hilfsmittel inzwischen außerordentlich vervollkommen worden sind.

In der Öffentlichkeit ist vielfach die Anschaugung geäußert worden, daß die Kosten der Kanalerweiterung — wenn nicht ganz, so doch zum großen Teil — erspart worden wären, wenn gleich beim ersten Bau der Kanal in den gegenwärtig geplanten großen Abmessungen ausgeführt worden wäre. Das ist ein Irrtum. Es handelt sich bei dem Erweiterungsbau meist um neue Anlagen, deren Ausführung damals auch besondere Aufwendungen erfordert hätte. Nur ein verhältnismäßig kleiner Teil der früheren Arbeiten hätte erspart werden können, z. B. der Bau der Eisenbahndrehbrücken und die Uferbefestigung auf einer Seite des Kanals. Die Kosten dieser Arbeiten werden aber reichlich gedeckt durch die Ersparnisse, die infolge der geringeren Preise der bei dem Erweiterungsbau auszuführenden Bauarbeiten entstehen. Hätte der Kanal bei seiner Erstanlage bereits die Abmessungen und Einrichtungen erhalten, die jetzt durch den Erweiterungsbau geschaffen werden sollen, dann würde er einen Kostenaufwand verursacht

haben, der mindestens gleich der Summe der Baukosten der Erstanlage und des Erweiterungsbaues, wahrscheinlich aber noch etwas höher gewesen wäre.

Daß ein so kostspieliger Kanal gebaut worden wäre, wird in Zweifel gezogen werden müssen.

Kanalbetrieb während des Erweiterungsbaues.

In dem Baubetriebsplan mußte Rücksicht darauf genommen werden, daß der Verkehr auf dem Kanal durch den Erweiterungsbau möglichst wenig gestört wird. Der Bau der neuen Schleusen erfolgt derart neben den bestehenden Schleusen, daß diese in ihrem Betriebe in keiner Weise beeinflußt werden. Die neuen Hochbrücken haben, soweit sie über dem Kanal liegen, eine solche Höhe über dem Kanalwasserspiegel, daß sie den gewöhnlichen Schiffahrtsverkehr auf dem Kanal nicht behindern und sie werden in freiem Vorbau hergestellt, so daß Rüstungen im Kanalbett nicht aufgestellt zu werden brauchen. Ebenso wird beim Bau der neuen Straßendrehbrücke bei Rendsburg der Verkehr auf dem Kanal keinerlei wesentliche Störungen erfahren. Nur bei den Erdarbeiten lassen sich solche Störungen nicht ganz vermeiden. Soweit der zu beseitigende Boden über dem Kanalwasserspiegel liegt — das ist für etwa $\frac{2}{5}$ der ganzen Bodenmenge der Fall — kommen sie allerdings nicht in Frage, da die Bodenbewegung auf den Kanalufern erfolgt. Die Bodenmengen unterhalb des Kanalspiegels müssen aber mit schwimmenden Baggergeräten gefördert werden. Es mußte deshalb darauf hingestrebt werden, die Zahl der Baggerbetriebe nach Möglichkeit zu beschränken. Zu dem Zweck ist bei der Vergebung der Erdarbeiten zur Bedingung gemacht worden, daß die Unternehmer nur sehr große und dementsprechend leistungsfähige Baggergeräte verwenden.

Die getroffenen Maßnahmen haben sich in der bisherigen Erweiterungsbauzeit durchaus bewährt. Das Kalenderjahr 1911 hatte einen überaus großen Schiffahrtsverkehr; trotzdem haben sich Verkehr und Erweiterungsbau ohne wesentliche gegenseitige Störung nebeneinander abspielen können. Die für die Durchfahrt der Schiffe durch den Kaiser Wilhelm-Kanal erforderliche Zeit ist allerdings etwas angestiegen, weil an den Arbeitsstellen des Erweiterungsbauwerks vorsichtiger, d. h. langsamer gefahren werden muß, aber zu der beobachteten Fahrtverzögerung hat auch der starke Verkehr beigetragen, der ein häufigeres Liegen der Schiffe in den Ausweichen nötig machte. Größere Unfälle sind infolge des Erweiterungsbauwerks bisher nicht eingetreten.

Arbeiterwohlfahrt.

Zur Ausführung des Erweiterungsbaues sind erhebliche Arbeitermassen erforderlich. Im Sommer 1911 waren über 7600 Handwerker und Arbeiter beschäftigt. Erwünscht wäre es, wenn nur Deutsche am Kaiser Wilhelm-Kanal tätig wären; das ist leider unmöglich. Der heimischen Industrie und Landwirtschaft dürfen die ihnen nötigen Arbeitskräfte, die manchmal schon recht schwer zu beschaffen sind, nicht entzogen werden, und außerdem gibt es verhältnismäßig wenig deutsche Arbeiter, die sich der anstrengenden und unangenehmen Wasserarbeit, die nicht nur, wie meist angenommen wird, gesunde und kräftige Glieder, sondern auch einen nicht geringen Grad von Geübtheit und Kunstfertigkeit verlangt, widmen. Deshalb blieb nichts anderes übrig, als die Verwendung ausländischer Arbeiter zuzulassen. Es wird indessen nachdrücklich darauf gehalten, daß das Zahlenverhältnis zwischen deutschen und ausländischen Arbeitern ein angemessenes bleibt und deutsche Arbeiter unbedingt bevorzugt werden. Die Unternehmer, denen im wesentlichen die Beschaffung der Arbeitskräfte überlassen ist, müssen jedesmal den Nachweis erbringen, daß sie vergeblich versucht haben, deutsche Arbeiter zu erlangen, ehe ihnen die Genehmigung zur Beschäftigung von Ausländern, die sich die Kanalverwaltung vorbehalten hat, erteilt wird.

Alle mit der Beschaffung, der Unterkunft und der Verpflegung und der sonstigen Versorgung der Arbeiter zusammenhängenden Fragen sind von der Kanalverwaltung vor Beginn der Arbeiten sorgfältig geprüft worden; das Ergebnis ist niedergelegt und erläutert in der Druckschrift: „Arbeiter-Wohlfahrt beim Kaiser-Wilhelm-Kanal“¹⁾.

Besondere Sorgfalt widmet die Kanalverwaltung der Frage der Unterbringung und Beköstigung der Arbeiter. Nach den beim ersten Kanalbau und anderwärts gemachten Erfahrungen erschien es am zweckmäßigsten, die Arbeiter in von der Kanalverwaltung gebauten und von ihr durch festbesoldete Verwalter verwalteten Baracken und Kantinen unterzubringen und zu versorgen.

Für alle Arbeiter, mit Ausnahme der wenigen, die mit ihren Familien zur Arbeit gekommen sind, sowie der aus Rücksichten des Betriebes auf Fahrzeugen unterzubringenden Besatzungen, herrscht Barackenzwang, d. h. sie müssen in den Baracken wohnen und dort ihre Verpflegung nehmen. Die Baracken stehen bis auf einige, die versetzbare sind, in ihrer Lage auf bestimmten Plätzen fest, die so gewählt sind, daß sie bequem zu den Arbeitsstellen liegen. Wo irgend möglich,

¹⁾ Carl Heymanns Verlag, Berlin 1909, 4 M.

sind die Baracken in der Nähe von Waldungen im Grünen errichtet und im übrigen durch Anpflanzungen freundlich gestaltet worden.

Von den geplanten 35 Baracken sind zurzeit 30 im Betriebe. Einige sind mit dem Aufhören der Arbeiten an den betreffenden Baustellen schon geschlossen, andere sollen noch gebaut werden. Es gibt Baracken für 60, 80 und 120 Mann als Einzelbaracken und Barackenlager bis zu 400 Mann.

Die Einzelbaracken bestehen aus den Schlafräumen, dem Wirtschaftsgebäude und den Räumen für ärztliche Versorgung. Die Schlafräume sind von einem gemeinsamen Flur aus zugänglich; sie sind 7 . 3,5 m groß und enthalten für jeden der 8 in ihnen wohnenden Arbeiter ein Bett, einen Schemel, ein Handtuch, und einen verschließbaren Schrank. Der 3 m breite Flur dient den Arbeitern als Aufenthaltsraum, er ist deshalb mit Tischen und Bänken ausgestattet und durch Öfen heizbar.

An dem Flur und von ihm aus zugänglich befinden sich Anbauten mit Wasch- und Badeeinrichtungen.

Die Mahlzeiten, zu denen die Kanalverwaltung auch das Geschirr hergibt, während jeder Arbeiter für sein Besteck selbst zu sorgen hat, werden in einem besonderen Speisesaal eingenommen, der sich im Wirtschaftsgebäude befindet. An den Speisesaal schließt sich die Küche und der Verkaufsraum an, beide mit Schaltern nach dem Speisesaal versehen. Die Küche enthält Dampfkochkessel bewährter Art und einen kleineren Herd. Das Verwaltungsgebäude enthält ferner die Wohnung des Verwalters, die aus drei Zimmern besteht. Die Räume für die Zwecke der Gesundheitspflege, und zwar Krankenzimmer, Arztzimmer, Wartezimmer, Zimmer für den Krankenwärter und Bad, ferner 2 Räume mit Desinfektionsapparaten sind in einem Anbau an dem Wirtschaftsgebäude untergebracht; sie haben einen besonderen, von den übrigen Räumen getrennten Zugang.

Die Barackenlager unterscheiden sich dadurch von den Einzelbaracken, daß die Schlafbaracken, 2 oder 3 für je 120 bis 150 Mann, von dem Wirtschaftsgebäude getrennt sind.

Bei der Verteilung der Arbeiter auf die einzelnen Schlafräume hat der Barackenverwalter Rücksicht auf ihre Wünsche und ihre Volksangehörigkeit zu nehmen. Als Verpflegung erhalten die in den Baracken untergebrachten Arbeiter morgens $\frac{1}{2}$ l Kaffee und mittags warme Kost, bestehend aus Fleisch mit Kartoffeln, Hülsenfrüchten oder Gemüse in ausreichender Menge. Für geeignete Abwechslung unter möglichster Berücksichtigung der Wünsche der Arbeiter wird, soweit angegangig, gesorgt. Die Barackenverwalter werden in dieser wie in jeder anderen Beziehung streng überwacht. Der Preis für Unterkunft und Verpflegung ist entsprechend den Selbstkosten auf 80 Pfennig für den Tag bemessen. Er wird den

Arbeitern vom Lohn einbehalten; die Abrechnung findet zwischen den Bauunternehmern und der Kanalverwaltung statt.

Bei genügender Beteiligung, die freigestellt ist, gibt es auch eine gemeinsame Abendbeköstigung für 10 und 20 Pfennig, Suppe, Bratkartoffeln, warme Wurst und dergleichen. Auch im übrigen können die Arbeiter in den Kantinen der Baracken ihren Bedarf an Lebens- und Genußmitteln sowie an sonstigen Bedürfnissen, Wäsche, Kleidung usw. zu festen, billigen, von der Kanalverwaltung festgesetzten Preisen decken.

Auf der Kanalwerft am Saatsee bei Rendsburg ist ein Mineralwasserwerk und eine Waschanstalt errichtet. In der Waschanstalt wird die gesamte Barackenwäsche gewaschen. Das Mineralwasserwerk liefert für die Betriebsstellen des Kanals und für die Baracken Selterwasser für 3 und verschiedene Limonaden für 5 Pfennige je Flasche. Die billigen Preise sind ein wirksames Mittel im Kampfe gegen den Alkoholmißbrauch, besonders die Limonaden werden sehr viel getrunken. In den heißen Sommermonaten kann das Werk den Bedarf kaum decken.

Zur Führung der gesamten Verwaltung einer Baracke ist ein verheirateter Barackenverwalter gegen feste Vergütung angestellt, seine Frau muß die Aufsicht über die Küche übernehmen. Das dem Verwalter beigegebene Barackenpersonal hat alle Wirtschafts-, insbesondere Reinigungs- und Aufräumungsarbeiten in der ganzen Baracke zu besorgen, die Arbeiter selbst sind davon ganz befreit.

Eine Hausordnung gibt den Arbeitern die von ihnen zu beachtenden Vorschriften bekannt, deren Übertretung mit Ordnungsstrafen geahndet wird; ihnen steht andererseits nach der ausgehängten Beschwerdeordnung ein Beschwerderecht zu.

Das Essen ist in allen Baracken gut und schmackhaft; die mit der Beaufsichtigung der Baracken Betrauten sind angewiesen, es möglichst häufig zu proben.

Für die bei den Schleusenbauten in Holtenau und Brunsbüttelkoog beschäftigten Handwerker sind besondere Baracken gebaut, ein Barackenzwang wird auf sie aber nicht ausgeübt.

Auf den Baustellen haben die Unternehmer Unterkunftsräume zu errichten, in denen die Arbeiter während der Pausen und bei schlechtem Wetter untertreten können. Sie müssen mit Öfen versehen sein und Gelegenheit zur Erwärmung von Speisen und Getränken bieten. Einige Buden sind von dem Kanal-Frauenverein als Kaffeeschänken eingerichtet worden, wo die Arbeiter für billiges Geld Kaffee, Selterwasser, Limonaden und Eßwaren erhalten können.

Liegen die Baustellen weiter als $1\frac{1}{2}$ km von der Baracke entfernt, so hat der Unternehmer den Arbeitern das Essen in warmem Zustande dorthin zu liefern.

Bilden so Unterbringung und Verpflegung der Arbeiter schon einen guten Teil der gesundheitlichen Fürsorge, so erstreckt sich diese noch auf weitere Maßnahmen. Die Arbeiter werden vor ihrer Einstellung durch besondere Ärzte, die „Streckenärzte“, untersucht, denen auch die dauernde hygienische Überwachung der Baracken, der Baustellen und Fahrzeuge obliegt. Beim Kanalamt selbst ist ein erfahrener, älterer Arzt als Medizinalreferent mit der Oberaufsicht betraut. Dank dieser Einrichtung sind Fälle ansteckender Krankheiten in den Baracken stets vereinzelt geblieben.

Überall wird dafür gesorgt, daß stets frisches Trinkwasser vorhanden ist. Der ordnungsmäßigen Beschaffenheit der Aborte sowie der einwandfreien Beseitigung der Auswurfsstoffe und Abwässer wird die nötige Sorgfalt zugewendet.

Die Arbeitsordnungen der Unternehmer sehen ausreichende Ruhepausen vor. Nacharbeit wird möglichst eingeschränkt. Sie und die Sonntagsarbeit sind von der besonderen Erlaubnis der Kanalverwaltung abhängig.

Die gesetzliche Krankenversicherung liegt der besonders errichteten Baukrankenkasse oder den Betriebskrankenkassen der Unternehmer ob.

In der ersten Hilfeleistung werden geeignete Arbeiter durch die Streckenärzte ausgebildet.

Leichtkranke bleiben in den Krankenstuben der Baracken, Schwerkranke werden in eins der benachbarten Krankenhäuser gebracht; die Kanalverwaltung hat in Brunsbüttelkoog ein eigenes neu errichtet.

In das Gebiet der gesundheitlichen Fürsorge gehört auch der Kampf gegen den Alkoholmißbrauch.

Von einer von verschiedenen Seiten vorgeschlagenen völligen Ausschließung des Ausschankes von Branntwein in den Baracken hat Abstand genommen werden müssen, da sonst nachgewiesenermaßen die nötigen Arbeiter nicht zu erlangen gewesen wären. Indessen sind Vorkehrungen getroffen, die dem Alkoholmißbrauch steuern. Branntwein darf früh vor der Arbeit nicht ausgeschenkt werden, dafür wird den Arbeitern warmer Kaffee geliefert. Im übrigen wird nur Branntwein von guter Beschaffenheit und in kleinen Gefäßen verabreicht. Während die Preise aller anderen Waren möglichst billig sind, sind für Branntwein die ortsüblichen festgesetzt, um die Arbeiter nicht zum Branntweingenuß besonders anzureizen. Alkoholfreie Getränke wiederum, wie Kaffee, Fleischbrühe, Selterwasser und Limonaden sind sehr billig und müssen ebenso wie frisches Trinkwasser stets vorhanden sein. Durch die billige Lieferung von Selterwasser und Limonaden aus dem eigenen Werk der Kanalverwaltung ist eine wesentliche Einschränkung des Branntwein- und auch des Biergenusses, namentlich im Sommer, erreicht worden.

Auf den Baustellen ist der Genuß von Branntwein verboten, ebenso wird kein Flaschenbierhandel geduldet. Wo irgend möglich, wird dafür Kaffee auf die Bau-stelle geliefert.

Die Lohnzahlung an Feiertagen oder deren Vortagen ist verboten.

Die Bestrebungen der auf diesem Gebiete tätigen gemeinnützigen Vereine, die Arbeiter durch Schriften, Vorträge und Darstellungen über die Schädlichkeit des Alkohols aufzuklären, werden von der Kanalverwaltung nach Kräften unter-stützt. Jedem Arbeitsbuch wird die von dem Bezirksverbande der Vereine gegen den Mißbrauch geistiger Getränke gestiftete Quenselsche Belehrungskarte: „Was muß der Arbeiter vom Alkohol wissen?“ beigelegt. Der kirchliche Verband der Vereine vom „Blauen Kreuz“ beschafft mit Beihilfe des Kanal-Frauenvereins Ausstellungs-kasten für die Baracken, in denen wechselnde Darstellungen über die Gefahren des Alkohols geboten werden.

Wird in der geschilderten Weise für das körperliche Wohlbefinden der Arbeiter gesorgt, so wird auch nicht versäumt, ihnen geistige Anregung zu bieten.

Durch Vereinbarung mit den kirchlichen Behörden und unter Gewährung von Geldmitteln aus Baufonds ist die geistliche Versorgung der Arbeiter, insbesondere regelmäßiger Gottesdienst in den Speisesälen der Baracken gesichert. Besonders wird das Weihnachtsfest durch Feiern bei brennendem Baum mit Geschenkver-teilung und gemeinsamem Essen begangen.

Auch für Belehrung und Unterhaltung wird gesorgt. In jeder Baracke be-findet sich eine kleine Büchersammlung, die den Arbeitern unentgeltlich zur Ver-fügung steht, und die nach bestimmter Zeit als Wanderbücherei in eine andere Baracke übergeht. Auf den Barackenplätzen sind Turnergeräte für die Arbeiter errichtet.

Im übrigen ist dieses Gebiet den Geistlichen und gemeinnützigen Vereinen überlassen, die von der Kanalverwaltung in jeder Beziehung unterstützt werden. Die einheitliche Leitung und Zusammenfassung dieser freiwilligen Hilfskräfte hat der Kanal-Frauenverein übernommen, der auch überall da eintritt, wo wirt-schaftliche oder geistige Not der Kanalarbeiter zu lindern ist.

Geschieht so alles, den Arbeitern das Leben am Kanal und in den Baracken so angenehm wie möglich zu gestalten, so wird ihnen die Gelegenheit, ihre Er-sparnisse wirtschaftlich anzulegen, möglichst erleichtert. Sowohl die Unternehmer wie die Barackenverwalter sind verpflichtet, Spargelder von ihnen anzunehmen, aufzubewahren, zinstragend bei der Sparkasse anzulegen oder an die Angehörigen in die Heimat zu senden. Soweit es sich beobachten läßt, schicken die Arbeiter viel Geld in die Heimat, geben es auch gern den Verwaltern zur Aufbewahrung;

von der Einlegung in die Sparkasse machen aber nur wenige Gebrauch, wohl aus Besorgnis, es beim Verlassen der Arbeit nicht sofort herauszubekommen.

Die Wohlfahrtsbestrebungen der Kanalverwaltung verursachen eine nicht unerhebliche Geldaufwendung; voraussichtlich werden sie etwa 2 Millionen Mark erfordern. Der Hauptteil dieser Ausgaben entfällt auf die Herstellung und Ausrüstung der Baracken, der Wirtschaftsbetrieb in ihnen deckt seine Unkosten. Es erschien als Pflicht des Deutschen Reiches, ebenso wie beim ersten Bau des Kanals, mustergültige Einrichtungen zu treffen und hierfür einen Zuschuß aus den für den Erweiterungsbau bereitgestellten Mitteln zu leisten.

Organisation der Bauverwaltung.

Die Durchführung des Kanal-Erweiterungsbaues ist dem Kaiserlichen Kanalamt in Kiel, der ständigen Verwaltungsbehörde des Kaiser Wilhelm-Kanals anvertraut worden. Dem Umfange der Arbeit entsprechend mußte es natürlich sehr erheblich erweitert werden. Das Kanalamt selbst wurde für den Erweiterungsbau um eine Verwaltungs- und eine technische Abteilung mit zusammen 9 höheren Beamten und einer entsprechenden Anzahl mittlerer und Unterbeamten erweitert. Ein eigenes Vermessungsbureau mit einem Oberlandmesser und den erforderlichen Landmessern, Katasterzeichnern und sonstigen Hilfskräften besorgt die Kartierung, Vermessung und Fortschreibung des Grunderwerbs. Für die Leitung der Arbeiten an der Kanalstrecke wurden fünf Bauämter und für den Entwurf und teilweise auch die Ausführung der großen Brückenbauten, ein sechstes, das Brückenbauamt mit dem Sitz in Kiel, eingerichtet. Den Bauämtern auf der Kanalstrecke wurden auch die bautechnischen Geschäfte der Kanalunterhaltung und des Kanalbetriebes übertragen; ferner liegt ihnen die Sorge für die Unterbringung und Verpflegung der Arbeiter und die Überwachung der sonstigen Maßnahmen für die Arbeiterwohlfahrt ob. Bei den Bauämtern, die je von einem Vorsteher geleitet werden, sind etwa 40 höhere Staatsbaubeamte und 8 Ingenieure tätig, dazu ein Heer von Technikern, Zeichnern, Bureaubeamten und Schreibern. Unter den Beamten des Erweiterungsbaues sind fast sämtliche Bundesstaaten, besonders stark Preußen und Bayern, vertreten.

Die Bauausführung der Kanalerweiterung.

Ehe mit der Bauausführung begonnen werden konnte, mußten die Pläne für die Kanalerweiterung aufgestellt und den gesetzlichen Bestimmungen entsprechend durch den Regierungspräsidenten zu Schleswig landespolizeilich geprüft und vorläufig festgestellt werden; außerdem aber mußte der Grunderwerb

in ausreichendem Maße durchgeführt werden. Bei dem Grunderwerb handelte es sich um nicht geringe Flächen; waren doch nicht weniger als 2800 ha Gelände anzukaufen, wobei die für die Verlegung der Eisenbahnen bei Rendsburg und die Marschbahnverlegung erforderlichen Grundflächen noch nicht mitgerechnet sind. Der weitaus größte Teil der Flächen ist für die Ablagerung der bei dem Erweiterungsbau auszuschachtenden Bodenmengen zu erwerben, nur etwa 600 ha entfallen auf die für die Verbreiterung der Wasserfläche des Kanals und die zugehörigen Deiche, Dämme, Schleusen usw. notwendigen Flächen.

Der Grunderwerb wurde durch sorgfältige Schätzungen geeigneter Sachverständigenkommissionen, die in Bedarfsfällen durch Spezialsachverständige unterstützt wurden und im übrigen nach ihrer Kenntnis der Örtlichkeit ausgewählt waren, vorbereitet. Die Kanalstrecke war in drei solcher Kommissionen aufgeteilt, die sich über die Schätzungsgrundsätze unter Leitung des Grunderwerbskommisars der Kanalverwaltung untereinander verständigten. Auf Grund ihrer Schätzungen wurde mit den Grundeigentümern vereinbart, nicht gehandelt. Erwies sich die Unvollkommenheit einer Schätzung, so wurde ein Obergutachten zugelassen. Dieses Vorgehen der Kanalverwaltung erweckte das Zutrauen der Grundbesitzer in solchem Maße, daß es nicht nur gelang mit etwa $\frac{6}{7}$ der Besitzer freihändig abzuschließen, sondern auch von der großen Mehrzahl der Besitzer, die sich entgegnen lassen wollten, die Bauerlaubnis zu erhalten.

An den beiden Endpunkten des Kanals, in Brunsbüttel und Holtenau, wurde zuerst mit den Bauarbeiten begonnen; das war auch sehr nötig, denn an beiden Stellen waren umfangreiche Arbeiten auszuführen, ehe an die eigentlichen Schleusen- und Hafenbauten herangegangen werden konnte. In Holtenau waren 1 600 000 cbm Boden zur Herstellung des Baugeländes abzuräumen, in Brunsbüttel mußte die oben bereits erwähnte Gartenstadt erst gebaut werden, ehe das auf dem Gelände befindliche Wohnviertel, dessen Insassen in Brunsbüttel und seiner Umgebung kein Unterkommen gefunden haben würden, abgebrochen werden konnte. Wenn es auch nicht nötig war, daß diese vorbereitenden Arbeiten beim Beginn der Schleusenbauarbeiten beendet waren, so mußten sie doch in erheblichem Maße gefördert sein.

Die Erdarbeiten auf der Kanalstrecke begannen im Sommer 1909, sie sind jetzt auf der ganzen Länge des Kanals in vollem Gange. Von den zu fördernden 100 Millionen Kubikmeter Boden entfallen etwa $\frac{3}{5}$ auf den Naßbaggerbetrieb, während etwa $\frac{2}{5}$ in Trockenbetrieb gewonnen und abgelagert werden können. Der Trockenbetrieb kommt dort zur Anwendung, wo das Ufergelände über dem Kanalwasserspiegel liegt; das ist z. B. in der östlichen Kanalstrecke, von den Obereiderseen bis zur Kieler Föhrde, überall der Fall. Ehe hier mit den Naßbagge-

rungen begonnen werden kann, sind umfangreiche Erdarbeiten im Trockenen auszuführen. Sie sind zum Teil bereits beendet, so daß die Naßbaggerung angefangen werden konnte, zum Teil sind sie noch im Gange. Bei dem Trockenbetriebe wird nicht nur der über dem Kanalwasserspiegel liegende Boden beseitigt, sondern es wird Wert darauf gelegt, daß der Boden auch bis einige Meter unter den Wasserspiegel beseitigt wird, wobei allerdings an dem bestehenden Kanal entlang ein Damm stehen bleiben muß, weil sonst das Kanalwasser in die durch den Bodenaushub geschaffene Baugrube hineinlaufen und die Weiterarbeit behindern würde. Diese Maßnahme soll die Herstellung der Uferdeckwerke im Trockenen ermöglichen.

Die Uferdeckwerke haben den Zweck, das Ufer gegen den Abbruch durch das bewegte Wasser zu schützen; die Bewegung des Wassers entsteht teils durch den Wind, teils durch die den Kanal durchfahrenden Schiffe, besonders die schneller fahrenden. Bei der Erstanlage des Kanals sind die verschiedensten Uferdeckwerke verwendet worden; von ihnen hat sich eines am besten bewährt, nämlich die einfache Beschüttung des Ufers mit einer unteren Lage von Grand und einer oberen Lage von etwas mehr als faustgroßen gespaltenen Steinen. Dieses Uferdeckwerk ist verhältnismäßig billig in der Herstellung, es ist haltbar, sofern seine Neigung nicht steiler als 1:2 ist und es ist vor allen Dingen billig in der Unterhaltung, weil diese durch einfaches Nachschütten von Steinen aus einem am Ufer entlang fahrenden Schiffsgefäß vorgenommen werden kann. Mit diesem Deckwerk werden sämtliche bei der Kanalerweiterung neu herzustellenden Ufer versehen. Das Deckwerk kann naturgemäß am sorgfältigsten hergestellt werden, wenn diese Arbeit, wie die Fig. 3 es zeigt, im Trockenen erfolgt, auch läßt sich seine Ausführung dabei am besten überwachen. Das Uferdeckwerk beginnt 2 m unter dem mittleren Kanalwasserspiegel und reicht bis 1 m über ihn hinaus, schützt das Ufer also auf eine senkrechte Höhe von 3 m. Die Neigung des Deckwerks ist zu 1 : 2 $\frac{1}{4}$ gewählt. Die obere Lage von gespaltenen Steinen wird überall 25 cm stark gemacht, die untere Lage erhält je nach der Bodenart, die gegen den Wasserangriff geschützt werden soll, entweder 15 oder 25 cm Stärke. Die stärkere Grandlage wird bei sandigem Untergrund verwendet. Die Uferdeckwerksarbeiten gehen Hand in Hand mit den Erdarbeiten. Sind in einer Kanalstrecke die Trockenaushubarbeiten beendet, so ist kurze Zeit später auch die Uferdeckung fertiggestellt. Daran haben schon die Unternehmer der Erdarbeiten, denen fast überall auch die Herstellung der Deckwerke übertragen ist, ein lebhaftes Interesse. Der Bodenaushub unter dem Kanalwasserspiegel erfordert nämlich die Beseitigung des in die Baugrube eindringenden Wassers, das teils dem Kanal, teils dem Grundwasser entstammt, und die

dafür notwendige, in einzelnen Kanalstrecken nicht unerhebliche Pumparbeit beschränken die Unternehmer gern auf eine möglichst kurze Zeit. Wo die Uferdeckwerke nicht im Trockenen hergestellt werden können, müssen die unter Wasser liegenden Teile, und das sind ziemlich genau zwei Drittel des Ganzen, durch Schüttungen von Schiffsgefäßen aus ausgeführt werden. Dabei wird naturgemäß erheblich mehr Material gebraucht und überdies fällt die Oberfläche des Deckwerks weitaus nicht so eben aus als bei der Herstellung im Trockenen.

Bei den im Trockenbetrieb ausgeführten Erdarbeiten sind für die Hauptarbeiten die jetzt wohl überall bekannten Trockenbagger verwendet worden. Von

Herstellung der Uferdeckwerke im Trocknen.



Fig. 3.

ihnen sind bis zu 25 Stück gleichzeitig im Betrieb gewesen. Die Fig. 4 zeigt einen beim Abräumen der Schleusenbaustelle in Holtenau tätigen Trockenbagger. Neben ihnen hat sich mehr und mehr ein Baugerät eingeführt, das bisher in Deutschland weniger bekannt war, der Löffelbagger. In Amerika, wo die Arbeitslöhne höher sind als bei uns, ist er schon seit langer Zeit in Benutzung, in Deutschland führt er sich erst jetzt ein. Mit ihm werden vorwiegend die kleineren Arbeiten besorgt, die der Verwendung der Trockenbagger vorangehen und folgen müssen, daneben aber findet er Anwendung bei Erdarbeiten geringeren Umfanges, die früher ganz im Handbetriebe ausgeführt wurden. Die Einrichtung und die Arbeitsweise des Löffelbaggers ist aus Fig. 5 und 6 zu ersehen. In der Fig. 5

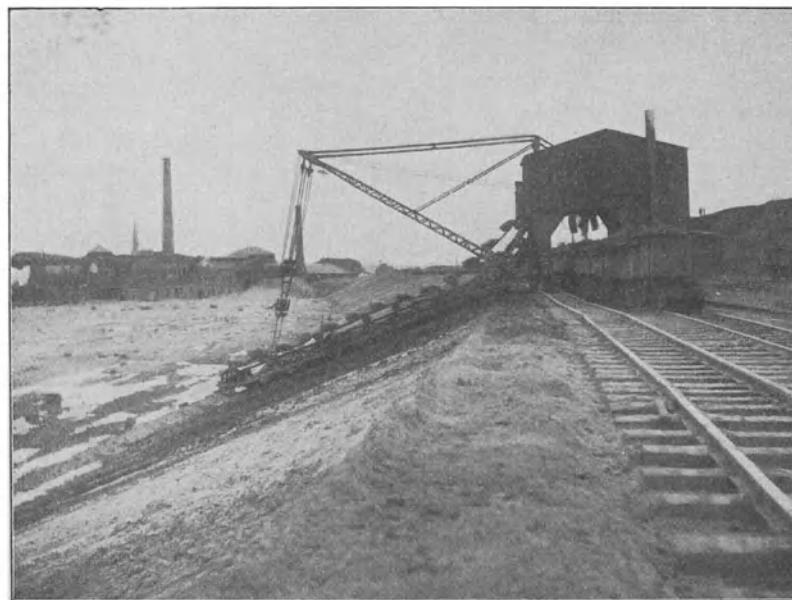
Trockenbagger.

Fig. 4.

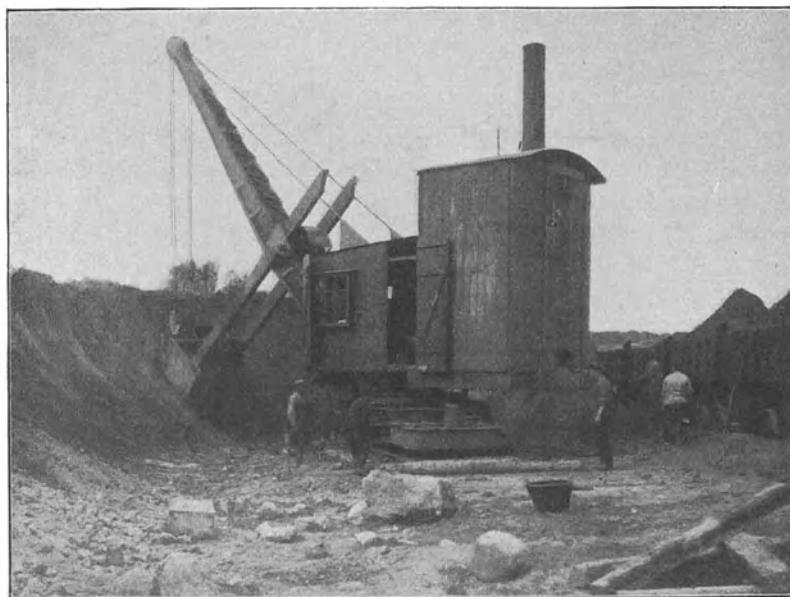
Löffelbagger den Löffel füllend.

Fig. 5.

Löffelbagger, den Löffel entleerend.

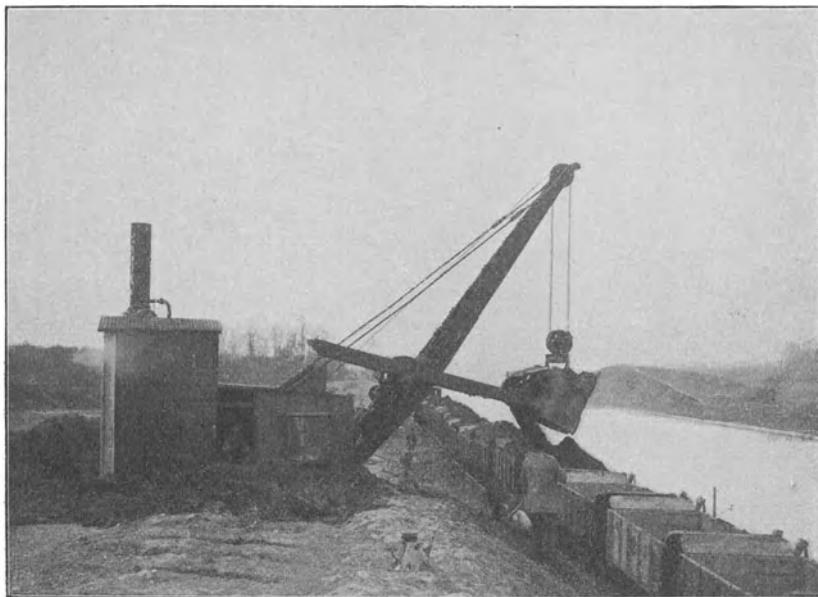


Fig. 6.

Löffelbagger mit 3,5 cbm Löffelinhalt.

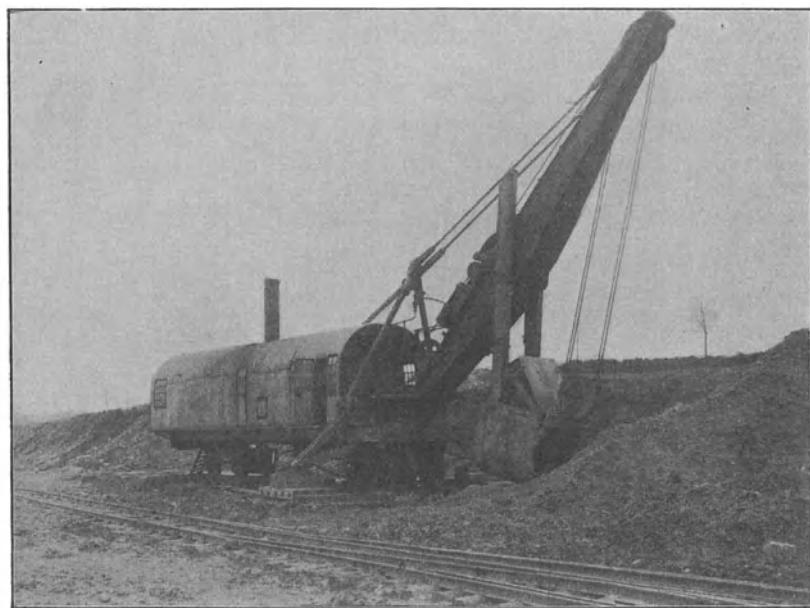


Fig. 7.

füllt der Bagger den Löffel, in der Fig. 6 entleert er ihn in den Wagen, mit dem der Boden nach der Ablagerungsstelle verfahren werden soll. Ein großer Teil der Wagen, die zu dem Bodentransportzuge gehören, ist bereits gefüllt.

Die Löffelbagger sind in verschiedenen Größen verwendet worden, von ihnen hat sich am besten die Größe bewährt, bei der der Löffel etwa 2 cbm Inhalt hat. Mit einem solchen Gerät lassen sich in der Stunde etwa 75 cbm Boden lösen und in Transportwagen laden; dabei ist die Leistung von der Bodenbeschaffenheit nur in verhältnismäßig geringem Maße abhängig. Der Löffelbagger bewältigt auch den schwersten, bei dem Erweiterungsbau des Kaiser Wilhelm-Kanals zu lösenden Boden und Steine, Baumstubben, alte Baureste und dergleichen mehr beseitigt er ohne Anstrengung. Der größte beim Erweiterungsbau verwendete Löffelbagger ist in der Fig. 7 dargestellt, sein Löffel hat 3,5 cbm Inhalt; das Gerät kann ungeteilt mit der Eisenbahn versandt werden; es läuft dabei auf seinen eigenen Rädern.

Die Naßbaggerungen werden fast durchweg mit Eimerkettenbaggern ausgeführt, die den von ihnen gelösten Boden in Transportprähme verstürzen. Die Prähme, die zwischen 200 und 400 cbm Boden aufnehmen können, werden durch Schleppdampfer nach Spülern geschafft und von ihnen entleert. Die Spüler sind Schiffsgefäße, die am Ufer des Kanals vor der Bodenablagerungsfläche vertaut liegen und mit großen Dampfpumpen ausgestattet sind. Dem Boden in den Prähmen wird durch den Spüler ein Vielfaches seiner Menge an Wasser zugesetzt, im Mittel etwa das Achtfache, je nach der Bodenbeschaffenheit mehr oder weniger, und dieses Gemisch von Boden und Wasser wird von sehr starken Zentrifugalpumpen angesaugt und in einer Rohrleitung auf die Ablagerungsflächen gedrückt. Zu den Ablagerungsflächen werden niedrig gelegene Ländereien ausgesucht, damit das Gemisch von Boden und Wasser nicht zu hoch aufgepumpt werden braucht und auf der Einheit der Fläche, die ja angekauft werden muß, möglichst viel Boden untergebracht werden kann. Zurzeit kann man mit Spülern Baggergut ungefähr bis 8 m über dem Wasserspiegel und auf 1000 m Entfernung von der Liegestelle des Spülers ohne zu große Kosten unterbringen. Unter Beachtung dieser Maße sind die Ablagerungsflächen für Naßbaggergut beim Erweiterungsbau des Kaiser-Wilhelm-Kanals ausgewählt worden, wobei allerdings noch eine ganze Reihe anderer Rücksichten zu beachten war.

Bevor eine für Naßbaggergut bestimmte Bodenablagerungsfläche in Benutzung genommen werden kann, muß sie allseitig mit kräftigen Deichen umgeben werden, da verhütet werden muß, daß die benachbarten Ländereien überflutet werden. Wird das Gemisch von Boden und Wasser durch den Spüler auf die Ablagerungsfläche gepumpt, dann entsteht auf ihr eine große Wasserfläche, das Wasser ver-

liert seine Geschwindigkeit und der Boden setzt sich ab; das geklärte Wasser wird durch Rohre, die in den am Kanal sich hinziehenden Deich eingebaut sind, in ihn abgelassen. Ist eine Ablagerungsfläche vollständig aufgespült, dann hat sie bei geschickter Handhabung des Spülbetriebes eine ziemlich ebene Oberfläche, so daß sie ohne wesentliche Einebnungsarbeiten land- oder forstwirtschaftlich benutzt werden kann.

Alle bei dem Erweiterungsbau des Kaiser Wilhelm-Kanals gebaggerten Bodenarten lassen sich mit Spülern aus den Prähmen an Land schaffen; wenn der

Elevator.

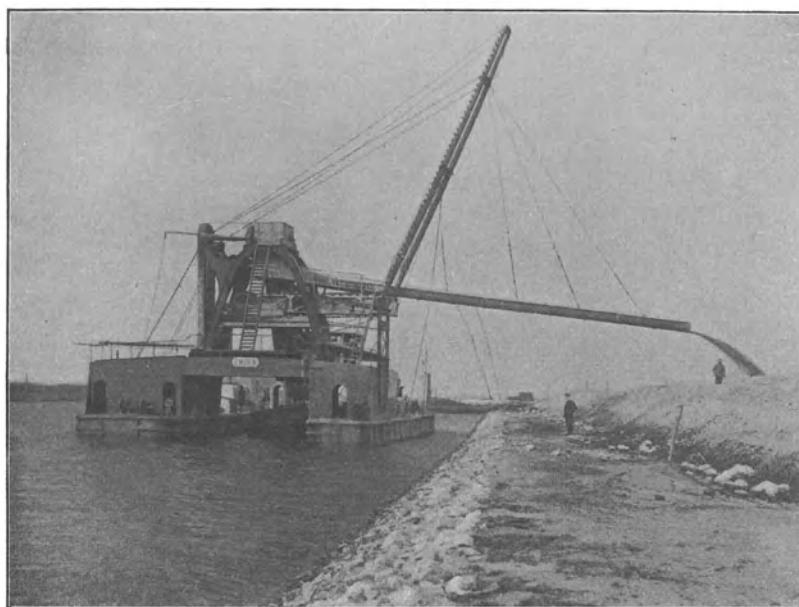


Fig. 8.

Boden aber, wie das an einzelnen, glücklicherweise nicht sehr ausgedehnten Stellen des Kanals vorkommt, aus Letten oder sandfreiem Mergel besteht, dann sinkt die Leistungsfähigkeit der Spüler derartig stark, daß es wirtschaftlich wird, den Boden auf andere Weise zu beseitigen. Derartiger Boden, der in der östlichen Kanalstrecke nahe Holtenau gefördert wird, wird in der Ostsee verklappt und die Obereiderseen östlich von Rendsburg bieten eine weitere Gelegenheit zum Verklappen, allerdings nur geringerer Bodenmengen. Im übrigen muß schwer spülbarer Boden mit Elevatoren an Land geschafft werden. Ein derartiger Elevator ist in der Fig. 8 dargestellt. Er besteht aus zwei Schiffsgefäßen, die durch ein sie verbindendes Gerüst in solcher Entfernung voneinander gehalten werden, daß ein

Prahm zwischen sie hineinfahren kann; die Schiffsgefäße und das Gerüst enthalten eine Eimerkettenbaggereinrichtung. Der von dieser Einrichtung aus den Prähmen ausgebaggerte Boden wird in eine nach Land zu abfallende Rinne geschüttet und gleitet in ihr, stark mit Wasser versetzt, das in sie hineingepumpt wird, ab. Die Rinne ist möglichst hoch an dem Elevator angebracht und reicht bis über das Ufer, vor dem der Elevator liegt. An dem landseitigen Ende der Rinne stürzt das Baggergut auf das Land ab.

Die Elevatoren haben gegenüber den Spülern einige Nachteile. Während ein kräftiger Spüler unter günstigen Bodenverhältnissen etwa 500 bis 600 cbm Baggergut in der Arbeitsstunde an Land schafft, leistet selbst ein starker Elevator in der Stunde kaum mehr als 100 cbm. Dazu kommt, daß der Spüler viel billiger arbeitet als der Elevator. Der Hauptnachteil des Elevators aber ist, daß er nur einen 60 bis höchstens etwa 80 m breiten Uferstreifen zu beschütten vermag, weil seine Rinne nicht länger gemacht werden kann, während der Spüler, wie oben schon angegeben wurde, das Gelände bis auf 1000 m Entfernung vom Ufer auszunutzen gestattet.

Die Verwendung von Baggern, die den von ihnen geförderten Boden in Prähme verstürzen, die dann nach der Bodenablagerungsstelle fahren, um dort entweder durch Verstürzen oder durch einen Spüler oder Elevator entleert zu werden, ist bei dem Erweiterungsbau des Kaiser Wilhelm-Kanals fast überall notwendig, weil die Baggerstelle und die Bodenablagerungsstelle mehr oder minder weit voneinander entfernt liegen. Nur in der westlichsten Kanalstrecke zieht sich die auf dem nördlichen Kanalufer gelegene Bodenablagerungsfläche auf etwa 4 km Länge neben dem zu erweiternden Kanal hin. Hier hat die Unternehmung, der die Baggerungen übertragen sind, zwei Saugebagger in Betrieb genommen, die den von ihnen geförderten, sehr stark mit Wasser verdünnten Boden in eine Rohrleitung drücken, die im Anschluß an den Bagger zunächst auf dem Wasser schwimmt, so daß sie den Bewegungen des Baggers folgen kann, und dann auf das Ufer übertritt und hier bis zur Ablagerungsfläche hingeführt ist. Bei dieser Einrichtung sind die Maschinenkräfte, die sich sonst auf den Eimerkettenbagger, die Dampfer zum Schleppen der Prähme und den Spüler oder den Elevator verteilen, in dem Saugebagger, der allerdings mit entsprechend starken Maschinen ausgestattet sein muß, vereinigt und der ganze Betrieb erfordert vergleichsweise sehr wenig Mannschaften. Es ist offensichtlich, daß die Kosten der Baggerung und Bodenablagerung wesentlich geringer werden müssen als bei dem früher geschilderten Betriebe. Leider ist diese Arbeitsart nur in dieser einen Strecke der Kanalerweiterung möglich und auch hier muß sie auf die nördlich des alten Kanals zu

fördernden Bodenmengen, die allerdings recht beträchtlich sind und den weitaus größten Teil der dortigen Baggerarbeit umfassen, beschränkt werden. Sie auf die südlich des alten Kanals erforderliche Bodenbeseitigung anzuwenden, verbietet sich, weil die schwimmende Rohrleitung den bestehenden Kanal sperren würde und eine Bodenablagerungsfläche auf dem südlichen Ufer des Kanals nach Lage der örtlichen Verhältnisse nicht zu beschaffen war. Die südlich des Kanals erforderlichen Baggerungen erfolgen deshalb mit einem Eimerkettenbagger, und das in Prähme geförderte Baggergut wird mit einem Spüler an Land geschafft.

Die Erdarbeiten sind fast durchweg im Wege der öffentlichen Ausschreibung an Unternehmer vergeben; nur ein Teil der Naßbaggerungen in der östlichen Kanalstrecke wird von der Bauverwaltung im Eigenbetriebe ausgeführt. Zu dem Zweck hat sie sich ein Baggergerät, bestehend aus zwei Eimerbaggern von je 500 cbm Stundenleistung, einem entsprechenden Spüler, 3 Schleppdampfern und 9 Baggerprähmen mit einer Ladefähigkeit von 400 cbm Boden, beschafft. Da gerade das Arbeitsgebiet der Bauverwaltung vielfach sehr schwer spülbaren Boden enthält, sind 4 Motor-Baggerschuten von 400 cbm Ladefähigkeit in Bestellung gegeben, die mit Bodenklappen versehen werden und zum Verstürzen dieses Baggergutes teils in See teils in den Obereiderseen verwendet werden sollen.

Neben der Erdarbeit zur Verbreiterung und Vertiefung des Kanals und zur Herstellung der Ausweichen erfordern die Schleusen- und Hafenanlagen zu Brunsbüttel und Holtenau die größten Geldaufwendungen. Über die Abmessungen und die allgemeine Einrichtung der Schleusen ist in der Darlegung der Grundzüge der Kanalerweiterung bereits das Erforderliche gesagt. Beide Schleusenanlagen werden in der durch Grundwasserabsenkung trocken gelegten Baugrube erbaut. Die Absenkung geschieht dadurch, daß das Grundwasser aus zahlreichen, über die Baugrube verteilten Rohrbrunnen, die bis in die hauptsächlich das Grundwasser führenden Schichten hinabreichen, durch Zentrifugalpumpen angesogen und durch Rohrleitungen in die Binnenhäfen gefördert wird. Die Pumpen werden elektrisch angetrieben, ihre Motoren erhalten den erforderlichen Strom aus je einer in Brunsbüttel und Holtenau für Bauzwecke besonders angelegten elektrischen Zentrale, die nach Beendigung der Bauausführung wieder abgebrochen werden wird. Beide Grundwasserabsenkungen sind vollständig gelungen. Trotzdem die Baugruben für die neuen Schleusen in der Nähe der alten Schleusen liegen und der Wasserspiegel in den beiden Binnenhäfen ungefähr 20 m über der Baugrubensohle liegt, macht ihre Trockenhaltung keinerlei Schwierigkeiten; für die Pumpen sind nur etwa 600 Pferdekräfte der Maschinenanlage erforderlich, diese allerdings ununterbrochen Tag und Nacht.

Gleicht sich die Bauausführung der beiden Schleusenanlagen hinsichtlich der Grundwasserabsenkung, so zeigt sie in anderer Beziehung doch wesentliche Abweichungen. In Holtenau sind die Bodenschichten, in die die neue Schleusenanlage hineingebaut werden muß, durchaus fest, so daß ihre Baugrube ohne jedes Bedenken trotz der Nachbarschaft der alten Schleusen bis zur vollen Tiefe ausgehoben werden konnte. Infolgedessen werden die Holtenauer Schleusen ganz aus Mauerwerk, nämlich aus Beton mit Klinker, und stellenweise Granitverblendung, hergestellt. In Brunsbüttel wird der zuverlässige Baugrund erst 20 bis 22 m unter dem Gelände erreicht, über ihm lagern mehr oder minder nachgiebige Schichten und in diese sind die alten Schleusen eingebaut. Beim Aushub der Baugrube bis zu dem guten Baugrund hinab könnte möglicherweise die alte Schleusenanlage in Bewegung geraten, und dem mußte unter allen Umständen vorgebeugt werden, da sie dabei hätte beschädigt werden können und dann der Kaiser Wilhelm-Kanal seine Benutzbarkeit für die durchgehende Schiffahrt verloren haben würde. Infolgedessen wurde die Baugrube in Brunsbüttel nur bis etwa 10 m unter Gelände ausgehoben, wobei ihre Sohle noch 4 bis 5 m über der Unterkante der alten Schleusen liegt. Von dieser Höhe aus wird für die Schleusenmauern ein Pfahlrost gerammt, auf dem die Mauern aufgebaut werden, während die den alten Schleusen zugekehrten Teile der Schleusenhäupter, die bis auf den guten Baugrund hinabgeführt und vollständig aus Mauerwerk hergestellt werden müssen, unter dieser Höhe in einzelnen Teilen zwischen sorgfältig gegeneinander verspreizten Spundwänden mit größter Vorsicht erbaut werden mußten. Diese recht unbequeme Arbeit ist in der Hauptsache bereits ausgeführt und glücklich vonstatten gegangen, die weitere Ausführung der Schleusenhäupter bietet keine technischen Schwierigkeiten.

Die Schleusenbaugrube in Brunsbüttel konnte in ihrer ganzen Ausdehnung 10 m tief ausgehoben werden, in Holtenau war das nicht möglich. Während nämlich in Brunsbüttel reichlich Platz für die Baumaterialien und die Baubetriebseinrichtungen zur Verfügung steht, herrscht in Holtenau in dieser Beziehung die äußerste Beschränkung. Infolgedessen müssen die Holtenauer Schleusen in einzelnen Teilen hintereinander hergestellt werden und außerdem müssen sämtliche Hebungen und Senkungen von Baustoffen senkrecht vor sich gehen, nicht, wie sonst üblich, mit Hilfe von schiefen Ebenen erfolgen. Bei dieser Lage der Verhältnisse war die Bauverwaltung genötigt, für die Bauausführung der Holtenauer Schleusen ein ihren Verlauf in allen wesentlichen Punkten festsetzendes Programm aufzustellen. Dieses Programm geht davon aus, daß für die senkrechten Hebungen und Senkungen Kabelkräne verwendet werden. Diese Kabelkräfte und ebenso die übrigen maschi-

nellen Anlagen auf der Baustelle, als gewöhnliche Drehkräne, eine Tuffsteinmühle, ein Zementsilo, ein Mörtel- und Betonwerk und sonstiges mehr, sind von der Bauverwaltung beschafft. Alle diese Anlagen werden elektrisch betrieben und erhalten den benötigten Strom von den bei der Grundwasserabsenkung erwähnten elektrischen Zentralen. Die Fig. 9 lässt den stückweisen Bau der Holtenauer Schleusen deutlich erkennen. Der Beschauer steht in der Nähe des Binnenhauptes und blickt nach See zu. Durch die nördliche Schleusendurchfahrt des fast vollständig fertiggestellten Binnenhauptes hindurch sieht er ein Stück der Mittelmauer nahezu fertig und zwischen diesem Stück und dem Binnenhaupt auf einer Strecke die

Blick in die Schleusenbaugrube zu Holtenau.

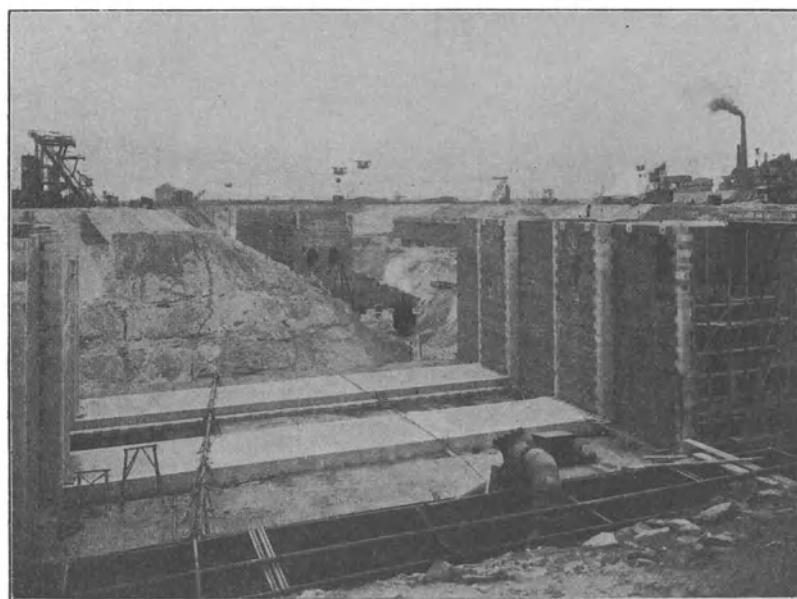


Fig. 9.

Betonierungsarbeiten und nahe dem Binnenhaupt den Bodenaushub für diese Mauer im Gange. Rechts ist die Gasanstalt der Stadt Kiel, im Hintergrund der Kohlenhof der Kaiserlichen Marine zu erkennen.

In Brunsbüttel konnte den Unternehmern bei der Vergebung der Schleusenbauarbeiten mehr Spielraum gegeben werden. Auch dort werden Kabelkräne benutzt, aber doch nur neben anderen Transportmitteln. Sie sind von dem Unternehmer beschafft, während die Mörtel- und Betonwerke nebst ihrem Zubehör auch dort von der Bauverwaltung angelegt sind.

Die Bauarbeiten sind bei beiden Schleusenanlagen in vollem Gange und auch an den gewaltigen Schiebetoren, die je rund 1000 t Eisen enthalten, wird in den

Werken der mit ihrer Anlieferung beauftragten Unternehmer bereits gearbeitet. Die Schleusenbauten sollen bis zum Herbst nächsten Jahres soweit gefördert werden, daß mit der Vertiefung ihrer Außen- und Binnenhäfen begonnen werden kann.

Von den Brücken ist die Straßenhochbrücke bei Holtenau baulich am weitesten vorgeschritten. Sie sollte bereits im November vorigen Jahres dem Verkehr übergeben werden, dieser Plan wurde aber durch eine unerwartet eintretende Boden-abrutschung am Kopf ihrer sehr hohen Südrampe vereitelt. Um die Folgen der Rutschung zu beseitigen und einer Wiederkehr ähnlicher Vorgänge vorzubeugen, mußte unter anderem die Böschung des Rampenkopfes abgeflacht werden, und das

Straßenhochbrücke bei Holtenau im Bau.

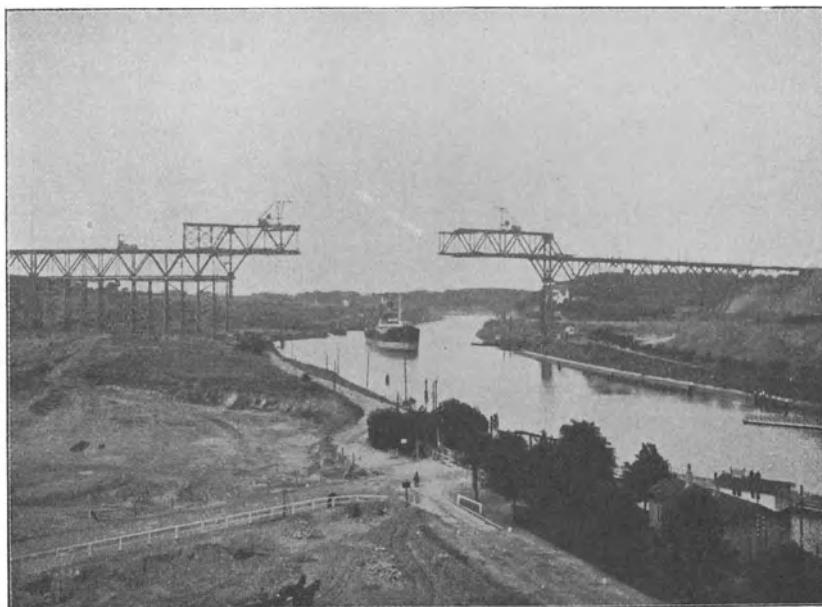


Fig. 10.

machte eine Änderung des Anschlusses des eisernen Überbaues der Brücke an die Rampe notwendig. Die umfangreichen Arbeiten sind begonnen und werden vor-aussichtlich im Laufe des Sommers beendigt werden.

Die Mittelöffnung der Brücke, die den Kanal überspannt, ist in freiem Vor-bau hergestellt, so daß der Schifffahrtsverkehr auf dem Kanal durch die Bau-arbeiten in keiner Weise gestört wurde. Nachdem die Überbauten der Seiten-öffnungen aufgestellt waren, wurde der Überbau der Mittelöffnung von beiden Seiten her Stab für Stab mit Hilfe von Kränen, die zuerst auf den Überbauten der Seitenöffnungen standen und dem Fortschritt der Aufstellungsarbeiten ent-sprechend nach der Kanalmitte zu vorrückten, vorgestreckt. Die Fig. 10

stellt den Stand der Arbeit einige Wochen nach ihrem Beginn dar; unter der südlichen Seitenöffnung befindet sich noch ihr Aufstellungsgerüst, während es bei der nördlichen Seitenöffnung bereits beseitigt ist.

Die Hochbrücke bei Holtenau dient dem Fußgänger- und Fuhrwerksverkehr zwischen Kiel und dem nördlich des Kaiser Wilhelm-Kanals gelegenen Landgebiete; in ihre 7 m breite Straßenfahrbahn sind 2 Gleise eingelegt, da voraussichtlich in nicht zu langer Zeit eine Straßenbahn über sie hinweggeführt werden wird. Die Fahrbahn auf den beiderseitigen Brückenrampen und auf der Brücke selbst steigt unter 1 : 40 an, in der Brückenmitte ist der Gefällwechsel nach einem Kreisbogen ausgeglichen.

Bei Rendsburg kreuzen die Eisenbahnen Neumünster—Rendsburg und Kiel—Rendsburg jetzt den Kaiser Wilhelm-Kanal mit zwei eingleisigen Drehbrücken, je eine für jede Verkehrsrichtung, etwa 7 m über seinem Wasserspiegel. Die zum Ersatz dieser Drehbrücken bestimmte zweigleisige Hochbrücke befindet sich im Bau. Sie besteht aus der Kanalbrücke und den beiderseitigen Rampenbrücken, die zusammen eine Länge von 2,4 km haben. Die Unterkante des eisernen Überbaues der Mittelöffnung der ganzen Brückenanlage liegt 42 m über dem Kanalwasserspiegel, das Ufergelände auf beiden Seiten nur wenige Meter über ihm, das Gefälle der Eisenbahn beträgt auf beiden Seiten der Mittelöffnung 1 : 150. Die Brückenanlage erhält deshalb für die norddeutsche Tiefebene ganz ungewöhnliche Höhenverhältnisse; da die Längenausdehnung von 2,4 km hinzukommt, hat sie zurzeit in Deutschland nicht ihresgleichen.

Die beiden Eisenbahnen Neumünster—Rendsburg und Kiel—Rendsburg müssen bei der Kreuzung mit dem Kanal um etwa 37 m höher als jetzt gelegt werden. Das macht naturgemäß recht umfangreiche Verlegungen der Eisenbahnlinie notwendig. Auf dem südlichen Kanalufer bereiteten diese keine Schwierigkeiten, wenn sie auch erhebliche Kosten verursachten, auf dem nördlichen Kanalufer ist aber die Entfernung zwischen der Hochbrücke und dem Bahnhof Rendsburg für die Überwindung des Höhenunterschiedes von 37 m zu gering. Hier muß die Bahnlinie künstlich auf das erforderliche Maß verlängert werden, und das geschieht durch Einlegung einer Schleife zwischen Bahnhof und Hochbrücke. Diese Schleife verlängert die Bahnlinie zwischen dem Kaiser Wilhelm-Kanal und dem Bahnhof Rendsburg um rund 4,5 km. Das ist unerwünscht, ließ sich aber nicht umgehen.

Die Arbeiten an der Hochbrücke und den zugehörigen Eisenbahndämmen nebst ihren Unterführungen und sonstigen Nebenanlagen sind überall im vollen Gange. Sie werden tunlichst beschleunigt, damit die bestehenden Drehbrücken,

die des Vorwegerechtes der Eisenbahn wegen, zumal bei dem starken Eisenbahnverkehr, ein schweres Hindernis für die Schifffahrt auf dem Kanal sind, bald beseitigt werden können.

Noch größere Arbeiten als bei Rendsburg sind für den Ersatz der Eisenbahndrehbrücke bei Taterpfahl, die der Eisenbahn Elmshorn—Tondern dient und nahe dem westlichen Ende des Kaiser Wilhelm-Kanals liegt, durch eine Hochbrücke notwendig. Die Hochbrücke wird voraussichtlich nicht bei Taterpfahl, sondern 12 km weiter nach Osten bei Hochdonn erbaut werden, was eine Verlegung der Eisenbahnlinie auf etwa 25 km Länge mit sich führen wird. Die Pläne für die Gesamtanlage stehen noch nicht in allen Einzelheiten fest, die Hochbrückenanlage wird aber derjenigen bei Rendsburg an Höhe nichts und an Länge nur wenig nachgeben. Mit den Bauarbeiten ist noch nicht begonnen.

Gelingt es, allerdings nur unter Aufwendung sehr beträchtlicher Geldmittel, die Eisenbahndrehbrücken über den Kaiser Wilhelm-Kanal und die Prahm-drehbrücke bei Holtenau zu beseitigen, so war das mit der Straßendrehbrücke bei Rendsburg nicht möglich, weil hier die Bebauung auf beiden Kanalufern soweit vorgeschritten ist, daß die hohen Rampen, die zu einer Hochbrücke hinaufführen müssen, auf keine Weise auf ihnen unterzubringen waren. Da die vorhandene Drehbrücke eine zu geringe Durchfahrtsweite besitzt, wird in ihrer Nähe eine neue mit 80 m Lichtweite erbaut; sie wird die größte der Welt werden, ihre Ausführung ist bereits eingeleitet.

Neben den Brücken dienen Fähren zur Überführung des Landverkehrs über den Kaiser Wilhelm-Kanal. Sie müssen der Verbreiterung des Kanals wegen sämtlich umgebaut werden und sollen dabei Maschinenbetrieb erhalten. In Brunsbüttel führt die Fähre über den rund 500 m breiten Binnenhafen, und hier ist deshalb eine Dampffähre angelegt, die seit der Mitte vorigen Jahres in Betrieb ist und sich auch während des überaus starken Frostes im Januar und Februar dieses Jahres sehr gut bewährt hat. Die Fähre fährt fahrplanmäßig, von 5½ Uhr morgens bis 11 Uhr abends alle 10 Minuten, in den Nachtstunden alle 20 Minuten von jedem Ufer ab. Von den drei Dampfern liegt einer in Reserve, bei Tage halten zwei, bei Nacht einer den Betrieb aufrecht. Die Fährdampfer sind an beiden Enden gleich gebaut, sie sind über Deck 30 m lang und über den Spanten 11 m breit, haben Maschinen von 250 indizierten Pferdekräften und können 6 Wagen von je 5 t Gewicht und gleichzeitig 60 Personen aufnehmen. Sie fahren an beiden Ufern zwischen hölzernen Prellwänden an Landebrücken heran, deren wasserseitiges Ende gehoben und gesenkt werden kann. Erst wenn der Fährdampfer die planmäßige Lage zur Landebrücke hat, wird diese auf ihn abgesenkt; sie ruht dann

auf dem jeweilig vorderen Ende des Dampfers, dessen Deck in diesen Teilen um die Konstruktionshöhe der Landebrücke niedriger gehalten ist als im übrigen. Die Landebrücken werden elektrisch bewegt; sie lasten nur wenig auf den Dampfern, weil Gegengewichte ihr Eigengewicht nahezu vollständig ausgleichen. Die ganze Anlage ist in allen Einzelheiten so bemessen, daß auch die schweren Dampfwalzen der Provinzialverwaltung übergesetzt werden können.

Alle übrigen Fähren des Kaiser Wilhelm-Kanals werden gleichartig ausgebildet, nur werden an wenigen Stellen, wo der Verkehr dauernd oder zeitweise so groß ist, daß er mit einer Fähre nicht bewältigt werden kann, zwei Fähren statt einer, jeder Fährprahm mit eigener Anlandevorrichtung an jedem Ufer, angelegt. Die Fähren werden an Ketten, die von einem Ufer zum anderen auf der Kanalsohle liegen, quer über den Kanal bewegt, und zwar senkrecht zu seiner Längsachse, also auf dem kürzesten Wege. Die Anlandevorrichtungen sind in Einbuchtungen des Ufers derart angeordnet, daß der an ihnen liegende Prahm mit seinem dem Kanal zugekehrten Ende nur um ein ganz geringes Maß über die Uferlinie des Kanals in sein Profil hineinragt, und deshalb nicht der Gefahr ausgesetzt ist, von Schiffen erfaßt und beschädigt zu werden. Die Prähme sind kräftige Schiffsgefäße, deren Deck etwa 1 m über dem Kanalwasserspiegel liegt. Das Deck liegt vorn und hinten niedriger; mit diesem niedrigen Teil schieben sich die Prähme beim Anlegen unter die Anlandevorrichtungen, deren Fahrbahn, wenn der Prahm die richtige Lage hat, ebenso hoch wie das Deck auf seinem mittleren Teil liegt. Die Prähme sind mit zwei Bronsmotoren von je 12 Nutzpferdestärken ausgestattet, die sowohl jeder für sich als auch gemeinsam zur Bewegung des Prahms benutzt werden können. Unter allen normalen Verhältnissen genügt ein Bronsmotor vollständig, um dem Prahm eine mittlere Geschwindigkeit von 1,5 m in der Sekunde zu erteilen, und diese ist bei dem nur etwa 130 m betragenden Wege, den die Prähme bei jeder Überfahrt zurückzulegen haben, groß genug. Der zweite Motor bildet deshalb eine fast dauernde Reserve; nur bei schwerem Eise müssen beide Motoren gleichzeitig benutzt werden. Die Motoren drehen mittels eines entsprechend ausgebildeten Vorgeleges eine Kettennuß, die sich in einem in der Prahmmitte angeordneten, vom Deck bis zum Prahboden reichenden Kettenschacht befindet. Zwei Führungsrollen vor und zwei Führungsrollen hinter der Kettennuß sorgen dafür, daß die Kette von der Kanalsohle auf die Kettennuß gelangt und hinter ihr wieder nach der Kanalsohle abläuft. Da sich der Prahm zwischen den Ufern hin und her bewegen muß, sind alle Teile des Prahms symmetrisch zu seiner Mitte angeordnet. Die Anlandevorrichtungen gleichen einer halben Klappbrücke bekannter Konstruktion; ein Schwimmer stellt die Brücke selbsttätig so ein, daß der

Höhenunterschied zwischen dem kanalseitigen Ende der Anlandevorrichtung und dem Kanalwasserspiegel stets derselbe bleibt, wie auch immer der Kanalwasserstand wechseln möge.

Durch den maschinellen Antrieb der Fähren wird nicht nur ihre Fahrzeit verkürzt, sondern — und darin liegt ihr Hauptvorteil — der Fährbetrieb wird auch unabhängiger von dem Schiffahrtsverkehr auf dem Kanal. Wenn der Verkehr auf dem Kanal sehr lebhaft war, dann mußten bisher die Fähren zuweilen lange warten, ehe der Abstand zwischen den aufeinanderfolgenden Schiffen für eine Überfahrt des Prahms groß genug war. Die Motorfähre, deren Kette dicht vor und dicht hinter dem Prahm auf der Kanalsohle liegt, kann sich bereits in Bewegung setzen, wenn ein Dampfer oder ein Schleppzug die Fähre eben passiert, Verzögerungen des Fährbetriebes durch den Kanalverkehr werden deshalb nur selten eintreten. Ein weiterer Vorteil der Motorenfähren besteht darin, daß ihnen die Eisbildung im Kanal kaum Schwierigkeiten machen wird, während das bei den bisherigen Handziehfähren in hohem Maße der Fall war. Ob die Motorfähren auch in sehr kalten Wintern den Betrieb dauernd ohne Störungen werden aufrecht erhalten können, muß erst die Erfahrung lehren. Wahrscheinlich wird unter besonders ungünstigen Verhältnissen eine Unterstützung der Fährprahme durch eisbrechende Dampfer nicht ganz entbehrt werden können.

Der Kaiser Wilhelm-Kanal durchzieht in seiner westlichen Strecke, bis etwa km 22, und von km 32 bis km 54 tief gelegene Ländereien, deren ausreichende Entwässerung schwierig ist. Schon bei der Erstanlage des Kanals wurde die Entwässerung dieser Ländereien vielfach wesentlich verbessert, eine ganze Reihe von Niederungen blieb aber von der Höhe der Kanalwasserstände abhängig und erreichte die von dem Kanalbau erhofften Entwässerungsvorteile nicht oder nicht in vollem Maße, wenn der Kanalwasserstand hoch war. Alle diese Niederungen erhalten aus den Mitteln des Erweiterungsbaufonds Schöpfwerke. Dadurch wird der Kanalwasserstand unabhängig von dem Entwässerungsbedürfnis der Kanalanlieger und es ist möglich, ihn dauernd so zu erhöhen, daß der Kanal im wesentlichen nach der Ostsee entwässern kann und das Offenhalten der Brunsbütteler Schleusen bei Ebbe in der Elbe, das wegen der dann im Kanal entstehenden Strömung für den Schiffsverkehr überaus lästig war, für die Zukunft ganz oder doch bis auf seltene Ausnahmefälle entbehrlich werden kann. Auf die Einzelheiten dieser Anlagen kann hier nicht eingegangen werden, es sei nur bemerkt, daß die Schöpfwerke elektrisch angetrieben werden und sich je nach dem Wasserstand der Niederungen selbsttätig an- und abstellen sollen. Der für den Betrieb der Schöpf-

werke benötigte elektrische Strom wird zentral hergestellt und ihnen in Kabeln zu geleitet werden.

Stand der Bauausführung.

Die Bauarbeiten sind mit Ausnahme der Verlegung der Marschbahn, deren Entwurfsfeststellung noch nicht beendet ist, überall in vollem Gang. Für die ganze Arbeit sind 8 Jahre in Aussicht genommen; im Frühjahr 1915 sollen sie beendet sein, damit kann auch mit Ausnahme der Marschbahnverlegung und des Abbruch der Taterpfahler Brücke gerechnet werden. Diese Brücke wird voraussichtlich erst im Jahre 1916 beseitigt werden können; sie wird die Benutzung des Kanals durch die größeren Schiffe, die er nach seiner Erweiterung aufzunehmen vermag, solange erschweren, bei vorsichtiger Navigierung aber wird die von ihr gebildete Fahrwasser-Engstelle doch mit Sicherheit durchfahren werden können.

Diskussion.

Herr Kanalamtspräsident Dr. K a u t z - Kiel:

Meine Herren von der Schiffbautechnischen Gesellschaft! Sie wollen die große Güte haben, heute Nachmittag dasjenige, was Ihnen soeben in Wort und Bild vorgeführt worden ist, einer sachverständigen Kritik an Ort und Stelle zu unterziehen. Ich beabsichtige Ihnen für diese Kritik keinerlei Marschroute vorzuschreiben, halte es aber für richtig, Sie darauf vorzubereiten, wie sich die Besichtigung vollziehen soll. Sie wollen so freundlich sein, mit zwei Dampfern die Kanalfahrt anzutreten. Bei der Beschränktheit der Baustelle werde ich mir erlauben, den einen Dampfer zunächst so weit in den Kanal hineinzuschicken, wie es die Zeit gestattet. Der andere Dampfer wird bei den Bauanlagen in Holtenau anlegen. Alsdann fährt er seinerseits in den Kanal, während der andere Dampfer zurückfährt und die Besichtigung in Holtenau vornimmt. Die Teilnehmer auf jedem Dampfer werden in Gruppen von 30—40 Personen geteilt werden und von höheren sachverständigen Beamten geführt werden. Ich hoffe, daß Sie auf diese Weise, die durch die Beschränktheit der Baustellen geboten ist, dasjenige, was Ihnen hier an der Wand illustriert worden ist, an Ort und Stelle genügend nachprüfen können. Als Chef der Reichskanalverwaltung möchte ich aber die Gelegenheit, wo ich Sie alle beisammen habe, benutzen, um Sie namens der Reichskanalverwaltung herzlich willkommen zu heißen und Ihnen für Ihr hohes Interesse, das Sie unseren Arbeiten entgegenbringen, zu danken. Ich knüpfe daran die Hoffnung, daß Sie uns dieses hohe Interesse auch nach der Rückkehr zur Heimat erhalten werden. Ich kann Ihnen versprechen, daß wir durch solche Interessenbezeugung gestärkt werden in unserem Bewußtsein, für Deutschlands Macht und Größe an unserem bescheidenen Teil beizutragen, und daß uns jede Interessenkundgebung ein Ansporn ist, unsere Arbeit so schnell wie möglich zum glücklichen Ende zu führen.

Herr Direktor B l ü m c k e - Mannheim:

Königliche Hoheit! Meine Herren! Zunächst eine Frage an den Herrn Vortragenden. Er hat erwähnt, daß mit den vorhandenen Elevatoren nur etwa 100 cbm erzielt

werden können. Ich erachte diese Leistung als keineswegs hervorragend und will nur anführen, daß meine Firma Elevatoren bis 450 cbm Leistung anstandslos — auch für recht schweren Boden — in vielfachen Ausführungen bereits hergestellt hat.

Wenn uns im Kreise der Schiffbautechnischen Gesellschaft in den Worten des Herrn Vortragenden und in den schönen Bildern eine neue Perspektive eröffnet wurde, so weiß ich bestimmt, daß gerade in unserem Kreise starke Freude vorherrschte, als dieses nationale Werk beschlossen wurde. Wir sind Schiffbauer, aber wir sind auch Techniker genug, um die grandiosen Wasserbauarbeiten und Brückenbauten in ihrer vollen Größe erkennen zu können, und ich weiß sicher, daß, wenn die Herren nachher die Bauten an Ort und Stelle sehen, jeder einzelne einen starken, nachhaltigen Eindruck mit nach Hause nehmen wird. Und kein Zweifel, wir sind nicht nur Schiffbautechniker, wir sind auch national denkende und national fühlende Männer, und jedes patriotische Herz hat unzweifelhaft Freude und Stolz erfüllt über diese neue und starke Vermehrung der Macht unserer Kriegsflotte. Aber es wird bekanntlich des Lebens ungemischte Freude keinem Sterblichen zuteil. Auch unseren Schiffbautechnikern ist ein starker Wermutstropfen bei diesen nationalen Arbeiten nicht erspart geblieben, denn zu allem anderen sind wir auch Volkswirtschaftler. Und so war es natürlich, daß, als die Ausführung dieser Arbeiten bestimmt wurde, der Verein Deutscher Schiffswerften an zuständiger Stelle die Bitte aussprach, daß bei diesem nationalen Werk möglichst nur in Deutschland hergestellte Geräte gebraucht werden sollten und möglichst denjenigen Unternehmern der Vorzug eingeräumt werden müßte, welche mit ausschließlich in Deutschland erbauten Dampfern, Baggern, Schuten und dergleichen die Arbeiten ausführen wollten. Da wird nun dem Unbefangenen, der einmal diese wunderschöne Strecke mit den großen Kunstwerken befährt, doch ein Erstaunen erfüllen, wenn er sieht, in wie geringem Maße dieser unserer Bitte Ausdruck gegeben worden ist. Dem Ein geweihten aber, der kritischen Auges die Apparate sieht, dem wird, wie gesagt, ein starker bitterer Tropfen nicht erspart bleiben, denn er wird finden, daß die Mehrzahl dieser Apparate vom Ausland bezogen wurde. Ich will hinzusetzen, daß meine Firma schon bei dem ersten Bau des Kaiser Wilhelm-Kanals nicht weniger als 11 große und starke Bagger gebaut hat, die von keinem ausländischen Bagger übertroffen wurden. Unzweifelhaft hatte die deutsche Industrie und gerade die Binnenschiffbauindustrie, die ungemein schwer um ihre Existenz ringen muß, da ihre Produkte, wenn sie vom Ausland eingeführt werden, durch Zölle nicht geschützt sind, Anspruch darauf, hier ein wenig mehr berücksichtigt zu werden. Wer hier kritischen Auges vorbeifährt, dem wird die sehr große Anzahl von aus dem Ausland bezogenen Dampfern, Baggern und Transporterzeugnissen auffallen. Ermittlungen nach dieser Richtung haben ergeben, daß von 21 Eimerbaggern 16 aus dem Ausland bezogen wurden; von 14 Saugbaggern wurden 11 aus dem Ausland bezogen und von 84 Transporterzeugnissen wurden 55 aus dem Ausland bezogen. (Bewegung.) Von insgesamt 127 gebrauchten Geräten wurden mithin 40 aus Deutschland, 87 aus dem Ausland bezogen!*) Darin könnte der Unein geweihte eine geringere Leistungsfähigkeit der deutschen Werke erkennen. Dem ist aber nicht so, die Ansicht ist total verkehrt. Die deutschen Werften sind wirtschaftlich nur nicht so günstig gestellt, wie das konkurrierende Ausland. Es ist, wie gesagt, die Zoll freiheit der Erzeugnisse aus dem Ausland, die sie in ihrer Entwicklung niederzwingt. Außerdem steht Deutschland ungemein schlecht gegenüber dem Ausland durch die starke soziale Belastung, die, wie festgestellt ist, dahin geführt hat, daß innerhalb der letzten fünf Jahre die Belastung durch die soziale Gesetzgebung von 24 % der Gewinne aus den Schiffbau-Aktiengesellschaften gesteigert worden ist bis zu 66 % dieser Gewinne, so daß in der Tat die soziale Gesetzgebung den Löwenanteil der Gewinne längst für sich in An-

*) Dies sind die von Herrn Direktor Blümcke endgültig ermittelten Zahlen.

spruch nahm. Dazu kommt, daß die deutschen Walzwerke für das Inland leicht Preise festsetzen können, die für das Ausland nicht gelten. Daher kommt es denn, daß das gerade mit uns konkurrierende Ausland imstande ist, solche Apparate etwas billiger zu liefern.

Was die technische, die solide Ausführung anlangt, so ist wohl keiner in dieser Mitte, der daran zweifeln wollte, daß die technische Ausführung nach allen Richtungen hin von den deutschen Werften mindestens dieselbe Leistung gewährleistet. Ich kann nicht sagen, ob und welche Erwägungen hier maßgebend gewesen sind, es ist auch diese Stelle wohl nicht geeignet, darüber eine Kritik oder eine weitere Frage anzuschneiden zu wollen. Ich kann nur meinem offenen, ehrlichen und bitteren Empfinden Ausdruck darüber geben, daß bei diesem nationalen Werk es nicht möglich war, dasselbe durchzuführen mit ausschließlich in Deutschland erzeugten Apparaten. (Andauernder Beifall.)

Herr Regierungs- und Baurat Schultz - Kiel (Schlußwort):

Ich habe nichts hinzuzufügen.

Der Vorsitzende, Herr Geh. Regierungsrat, Prof. Dr.-Ing. Busley:

Im allgemeinen wird uns Ingenieuren häufig der Vorwurf gemacht, daß wir schlechte Redner sind. Heute haben wir davon eine glänzende Ausnahme gefunden, denn Herr Regierungs- und Baurat Schultz ist nicht allein der leitende und verantwortliche Techniker für die Erweiterungsbauten des Kaiser Wilhelm-Kanals, sondern hat sich hier auch als ein klarer und lichtvoller Redner gezeigt. Wir als Ingenieure können sehr gut begreifen, welche Arbeitslast auf seine Schultern als verantwortlichen Techniker gehäuft ist. Als wir uns seinerzeit an den Herrn Kanalamtspräsidenten Dr. Kautz wandten und ihn baten, ob es nicht möglich wäre, daß ein am Kanalbau beschäftigter Herr den Vortrag übernehmen wolle, hat sich Herr Regierungs- und Baurat Schultz gleich in liebenswürdigem Entgegenkommen bereit erklärt und hat uns damit einen Einblick in die großartigen Arbeiten gewährt, die wir heute Nachmittag noch bewundern wollen. Ich glaube, ich kann Herrn Regierungs- und Baurat Schultz unsern aufrichtigsten, wärmsten Dank für diese Leistung aussprechen.

XII. Die Entwicklung der Torpedowaffe.

Vorgetragen von Kapitän z. S. Michelsen - Kiel.

In gewissem Sinne bedeutet es ein Wagnis, vor Ihnen, meine Herren, über einen Gegenstand zu sprechen, der — obschon technischer Natur — doch mit dem Schiffbau nur geringe Verbindungen hat. Das Wagnis muß noch bedenklicher dadurch erscheinen, daß, wie in allen Staaten, sämtliche Angaben über den Gegenstand, die die eigene Marine betreffen, auch bei uns geheim sind. Gleichwohl will ich versuchen, Ihre Aufmerksamkeit zu fesseln, und zwar nicht nur dadurch, daß der Gegenstand den meisten von Ihnen neu ist. Ich gedenke vielmehr trotz aller Hindernisse zu beweisen, daß es an der Zeit ist, daß die Technik dem Torpedo und seiner Entwicklung ein höheres Interesse wie bisher entgegenbringe, und zwar sowohl dem Torpedo als solchem wie auch besonders seinen Beziehungen zum Schiffbau und seinen berechtigten, aber bisher nicht voll anerkannten Ansprüchen an den Schiffbau.

Die schnelle Entwicklung, die fast auf allen Gebieten der Technik eingesetzt hat, hat auch den Torpedo nicht unberührt gelassen. Vielmehr ist gerade in der Torpedowaffe mit Hilfe der Technik in der letzten Zeit eine so gewaltige Leistungssteigerung eingetreten, daß diese Waffe nunmehr achtunggebietend und langentbehrte Berücksichtigung heischend sich neben ihre ältere Schwester, die Artilleriewaffe, stellen kann.

Ehe wir dazu übergehen, uns ein Bild von diesen Fortschritten der Waffe in den letzten Jahren und von der Berechtigung der Ansprüche zu machen, die sich aus diesen Fortschritten herleiten, sei es mir erlaubt, kurz das Wesen der heutigen Torpedos zu erklären. Das wird notwendig sein, damit ich von allen Herren verstanden werde; die Herren, denen dieser kurze Abschnitt meines Vortrags nichts Neues bringt, bitte ich um Nachsicht.

Im deutschen Sprachgebrauch versteht man unter „Torpedo“ das Unterwasser geschoss im Gegensatz zur Mine, einem stationären Unterwasserspreng-

körper, also die Unterwasserangriffswaffe im Gegensatz zur Unterwasserverteidigungswaffe. Sämtliche neuzeitlichen Torpedos sind automobil, also selbstfahrend, d. h. sie tragen ihren Bewegungsmechanismus in sich. Von den selbstfahrenden oder Fischtorpedos (nach ihrer Form) behauptet heute der Whitehead-Torpedo fast allein das Feld; sein einziger Konkurrent ist der Davis-Torpedo, der aber ein naher Verwandter des Whitehead-Torpedos ist und ihm in so vielen Beziehungen gleicht, daß es genügen wird, seine besonderen Merkmale später kurz zu kennzeichnen.

Whitehead-Torpedo.

Den Whitehead-Torpedo, dessen Verwendung heute völlig international und Gemeingut aller Marinen geworden ist, zeigt Fig. 1 und 2. Von vorn be-

Whitehead-Torpedo.

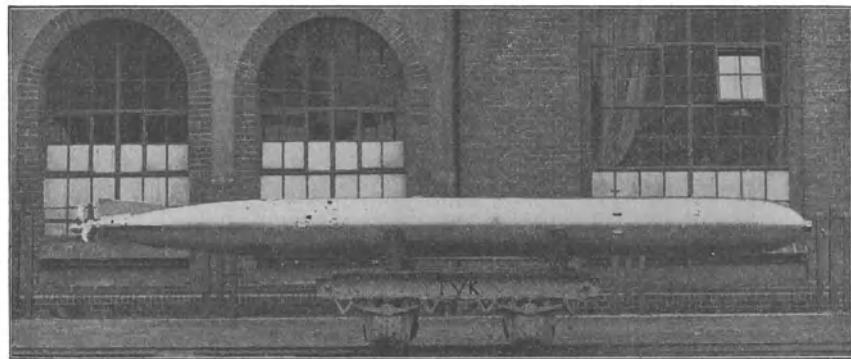


Fig. 1.

Längsschnitt durch einen Torpedo.

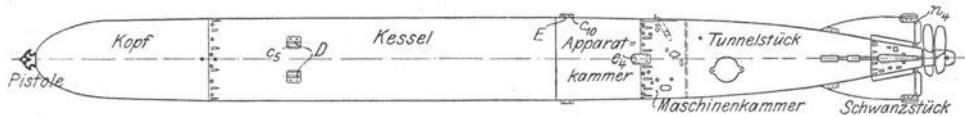


Fig. 2.

trachtet, besteht er aus Pistole, Kopf, Preßluftbehälter oder Kessel, Apparatkammer, Maschinenkammer, Tunnelstück und Schwanzstück mit den Treibschrauben, den Horizontal- und den Vertikalrudern.

Die Maschinenkammer und die Apparatkammer (Fig. 3) bergen eine ganze Reihe von Maschinen und Maschinchen; diese durchweg hochentwickelten Mechanismen dienen dazu, das sichere Arbeiten des Torpedos zu gewährleisten und im besonderen seinen Lauf nach Richtung, Dauer, Geschwindigkeit usw. unbedingt zu

beherrschen. Wir haben dort Vorrichtungen, die die Bewegung der Maschine einleiten, nach einer beliebigen Anzahl Umdrehungen beenden und ihren Gang regeln, so daß sie zunächst mit einer geringen Tourenzahl läuft, dann aber die gewünschten

Maschinenkammer eines Whitehead-Torpedos.

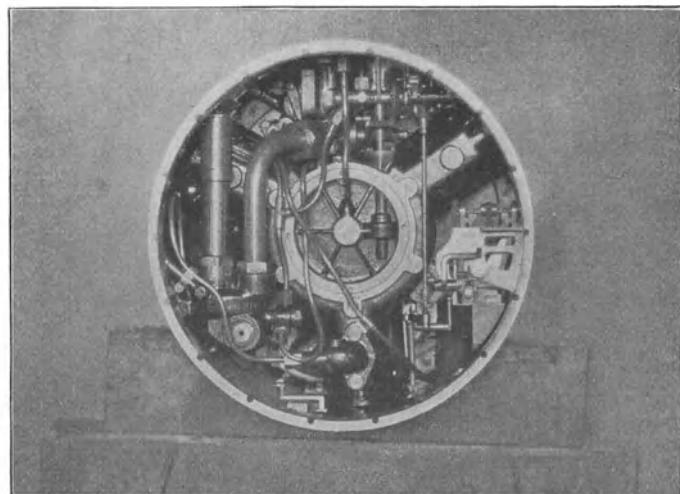


Fig. 3.

Tiefenapparat eines Whitehead-Torpedos.

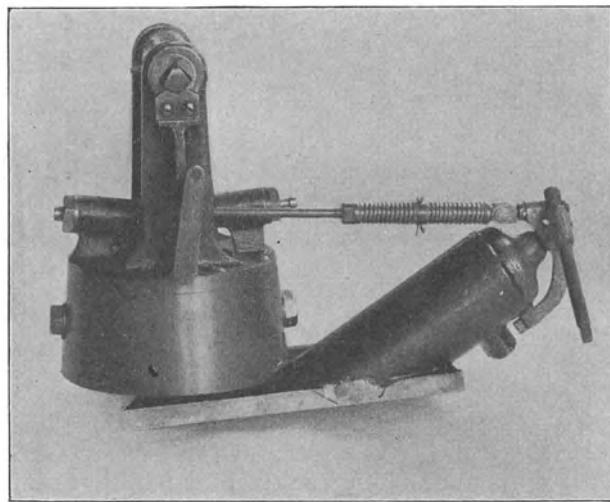


Fig. 4.

Umdrehungen aufnimmt. Wir haben in diesen Räumen Mechanismen, die den Torpedo zwingen, sofort eine beliebig einzustellende Wassertiefe aufzusuchen, die ihn dort in wagerechter Lage steuern, und wieder andere, die ihn zwingen,

aus seitlichen Abweichungen stets in die Richtung der Achse des Ausstoßrohres zurückzukehren. Wir haben hier ferner eine Vorrichtung, die den Gefechtstorpedo, der sein Ziel verfehlt hat, zum Sinken bringt und anderes mehr.

Natürlich wäre es unmöglich, die Entwicklung aller dieser Apparate in einem kurzen Vortrag zu beschreiben, wir müssen uns, um einen Begriff von der jetzigen Bedeutung des Torpedos zu erhalten, seine wichtigsten Einrichtungen herausuchen und an ihren Leistungen prüfen, ob der Torpedo in der Tat eine so wichtige Waffe geworden ist, daß man ihn neben die Artillerie stellen kann. Hiervon wird es abhängen, ob er in der Tat Ihr gesteigertes Interesse verdient, wie ich das eingangs behauptet habe.

Was verlangt man von einem neuzeitlichen Torpedo, und welche militärischen Forderungen muß die Technik im Torpedo verwirklichen? Beschränken wir uns bei unserer Erklärung auf den Schiffstorpedo, so soll dieser, von Bord abgeschossen, den Feind in großer Entfernung treffsicher erreichen und ihn unter Wasser gefährlich verletzen.

Die Hauptteile nun, durch die der Torpedo dieser Aufgabe gerecht wird und deren Leistungsfähigkeit zu prüfen ist, sind seine Kopfladung, seine Maschine und diejenigen Steuermechanismen, die seinen Gradlauf bedingen.

S p r e n g l e i s t u n g .

Für die Entwicklung der Kopfladung sind die Ergebnisse der Sprengversuche, die bei den verschiedenen Nationen zwecks Feststellung der Sprengwirkungen des Torpedos am Schiffsziel vorgenommen wurden, maßgebend gewesen. Von solchen Versuchen ist der Morosini-Versuch in Italien, die Henri IV- und die Mirabeau-Versuche in Frankreich und der Resistance-Versuch in England zu erwähnen; schließlich sind auch bei uns solche Versuche gemacht worden. Die Versuche wurden insofern verschieden vorgenommen, als sie zum Teil sogenannte Caissonversuche waren, d. h. gegen Schiffsausschnitte stattfanden, zum Teil am ganzen Schiff, das an der betreffenden Stelle entsprechend umgebaut war, vorgenommen wurden. Hierdurch ist meines Erachtens eine erhebliche Verschiedenheit in die Versuche hineingekommen. Die Sprengwirkung am ganzen Schiff muß nämlich größer sein als am Caisson oder Schiffsausschnitt, weil das Schiff durch den Reaktionsdruck so gut wie gar nicht beeinflußt wird, also einen festen Widerstand bildet, während das Caisson nachgewiesenermaßen dem Druck der Sprenggase erheblich ausweicht. Der reine Caissonversuch ohne Stützschild wird daher für den Torpedo verhältnismäßig ungünstige, für die Schiffskonstruktionen entsprechend zu günstige Ergebnisse zeitigen. Andererseits ist der Caissonversuch einfacher und

seine häufige Anwendung nimmt um so weniger Wunder, als es sich dabei meistens nicht darum handelte, die Leistungen der Torpedokopfladungen zu prüfen, sondern darum, die Widerstandsfähigkeit der Schiffskonstruktionen darzutun. Den mit der Entwicklung der Torpedowaffe betrauten Stellen ist es dann ihrerseits überlassen worden, sich ein Bild davon zu machen, ob die Kopfladung genügt oder nicht. Für den Torpedo haben die Ergebnisse im allgemeinen zur Folge gehabt, daß nach längerem Stillstand kürzlich wieder eine Steigerung der Kopfladungen eingetreten ist, und zwar in dreifachem Sinne, d. h. bezüglich der Menge, bezüglich der Anordnung und bezüglich der Beschaffenheit des Sprengstoffs. Während man sich

Gradlaufapparat eines Whitehead-Torpedos.

Sprengsäule beim Detonieren eines Torpedokopfes.

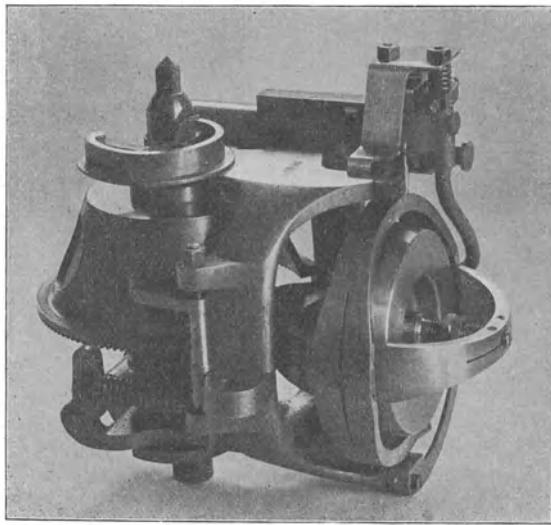


Fig. 5.

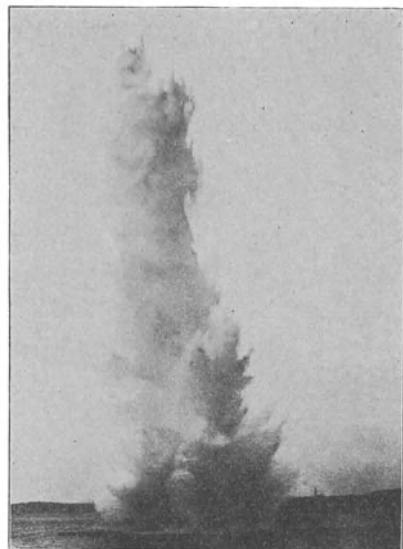


Fig. 6.

früher durchweg mit 90—100 kg Sprengstoff begnügte, ist das Quantum des Sprengstoffs in neuzeitlichen Torpedos auf etwa 120 bis 150 kg gestiegen. So hat nach Zeitungsnachrichten der englische 21' (= 53,3 cm) Torpedo Mark II 140 bis 150 kg Ladung und der amerikanische gleichkalibrige Blißtorpedo 300 Pfund, also annähernd 150 kg Kopfladung. Auch die ersten bei der Whitehead-Fabrik in Fiume bestellten 53,3-cm-Torpedos sollen 150 kg Sprengladung enthalten. Das ist gegenüber den anfänglichen Ladungen der Whitehead-Torpedos von etwa 30 kg und auch noch gegenüber den im russisch-japanischen Krieg verwendeten 60 kg eine gewaltige Steigerung; diesen letzteren praktisch verwendeten Ladungen gegenüber beträgt die Gewichtssteigerung allein rund 150 %. Außerdem ist aber auch die Anordnung

des Stoffes für die Wirkung günstiger geworden, indem man durch Veränderung der Kopfform den Sprengmittelpunkt näher an das Sprengobjekt heranlegte. Während die älteren Torpedos alle ziemlich spitze Köpfe haben, weisen die modernen Torpedos durchweg halbkuglige Köpfe auf, wodurch das Sprengzentrum dem Ziel erheblich näher gerückt wird. Beide Maßnahmen befriedigten aber noch nicht, man ist in letzter Zeit auch von der so sehr bewährten und ganz international verwendeten nassen Schießwolle abgegangen und hat sich modernen Sprengstoffen zugewendet. Diese sind der Schießwolle an sich meistens nur wenig an Energie überlegen, ihr Hauptvorzug vor dieser liegt vielmehr darin, daß sie spezifisch schwerer sind, daß man also von ihnen in den gegebenen Raum, d. h. die Kopfhülle, mehr hineinbekommt. Gegenüber dem spezifischen Gewicht der Schießwolle von 1,2—1,3 haben diese Stoffe durchweg ein solches von etwa 1,6. Außer-

Runde Kopfform moderner Torpedos.

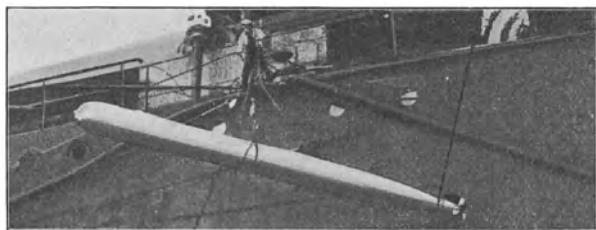


Fig. 7.

dem sind sie brisanter, ihre Verwendung bietet also unter Umständen noch weitere Vorteile. Sie gehören der Reihe der aromatischen Nitrokörper an. Ihre Muttersubstanz ist der bekannte und massenhaft dargestellte Steinkohlenteer, aus dem durch Destillation das Benzol, das Phenol (Karbolsäure) und das Toluol gewonnen werden. Aus jedem dieser 3 Stoffe werden hochbrisante Sprengstoffe hergestellt, von denen die bekanntesten sind:

1. die Pikrinsäure (aus dem Phenol); sie wird in Frankreich als Mélinite in Torpedoköpfen, in England als Lyddit in Geschossen und in Japan als Schimose verwendet;
2. das Trinitrotoluol oder Trotyl, das angeblich in England als Ladung von Minen und Torpedoköpfen im Gebrauch ist. Anderswo findet man es als Triplastit, als Macarite (Belgien) usw.

Zieht man die höhere Brisanz dieser Stoffe, die günstigeren Kopfformen und die erheblichen Gewichtssteigerungen in Betracht, so wird man in der An-

nahme nicht fehlgehen, daß seit dem russisch-japanischen Kriege der Sprengwert der Torpedoladungen etwa auf das dreifache gestiegen ist.

Die Frage nun, ob es der Torpedowaffe gelungen ist, sich auf dem beschriebenen Wege eine Überlegenheit über die Schiffskonstruktionen zu sichern, ist schwer zu beantworten. Die gewaltige Displacementssteigerung im Kriegsschiffbau ist diesem erheblich zu Hilfe gekommen und es ist wohl heute ebenso unwahrscheinlich wie im russisch-japanischen Kriege, daß man ein modernes Linienschiff mit einem Torpedotreffer vernichten kann, wohl aber kann man es mit einem solchen Treffer außer Gefecht setzen, und zwar wahrscheinlich für die ganze Dauer des Krieges; zwei solcher Treffer werden unter Umständen seinem Dasein ein Ziel setzen. Daß die Wirkung der Torpedowaffe seitens des Schiffsbaues nicht unterschätzt wird,

Torpedoschutznetz eines englischen Kriegsschiffes.

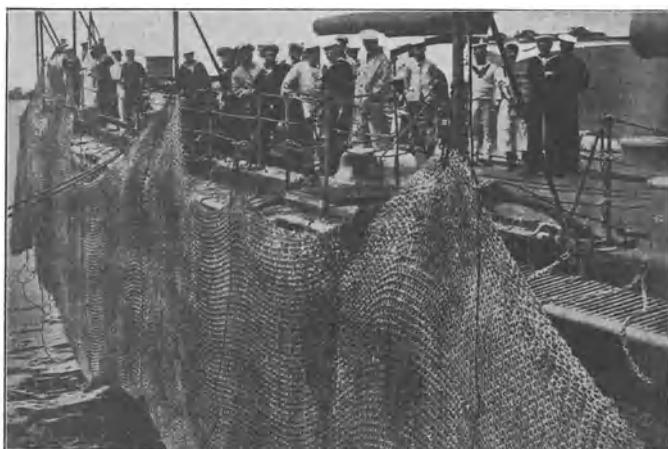


Fig. 8.

beweist am besten, daß man neuerdings der Schutznetze nirgendwo mehr entraten kann. Während diese früher nur von England, Rußland und Japan beibehalten waren, sind sie von uns und von Österreich wieder eingeführt; auch Frankreich wird sie von der Jean-Bart-Klasse wieder haben. Die einzige größere Marine, die mit ihrer Einführung noch zögert, ist die amerikanische, in der Überlegung, daß Schutznetze gegen den neuen Davistorpedo, auf den ich noch kurz zurückkommen werde, doch nicht helfen würden. Diese Überlegung entbehrt insofern der Logik, als in absehbarer Zeit niemand außer den Amerikanern selbst diesen Torpedo verwenden wird. Das erhebliche Gewicht der Netze — die Bullivantnetze eines neuen englischen Linienschiffes wiegen 100 t — wendet der Schiffbau für ein Schutzmittel an, dessen Wert zwar unter Umständen unbestreitbar

ist, das aber nur sehr selten zur Geltung kommen wird. Noch höher sind die Gewichte, die der Schiffbau in den eigentlichen Unterwasserschutz der Kampfschiffe, also in Torpedoschotte, Wallgangsschotte usw. hineinsteckt.

Aber auch dieser eigentliche, stets wirksame Unterwasserschutz wird allenfalls das Leben des Schiffes schützen, nie aber seinen Ausfall aus der Kampflinie verhindern können. Dabei ist auch noch zu bedenken, daß die Torpedoladungen noch in hohem Maße entwicklungsfähig sind, daß sie nämlich nach Menge und

Beschossenes Versuchsnetz.

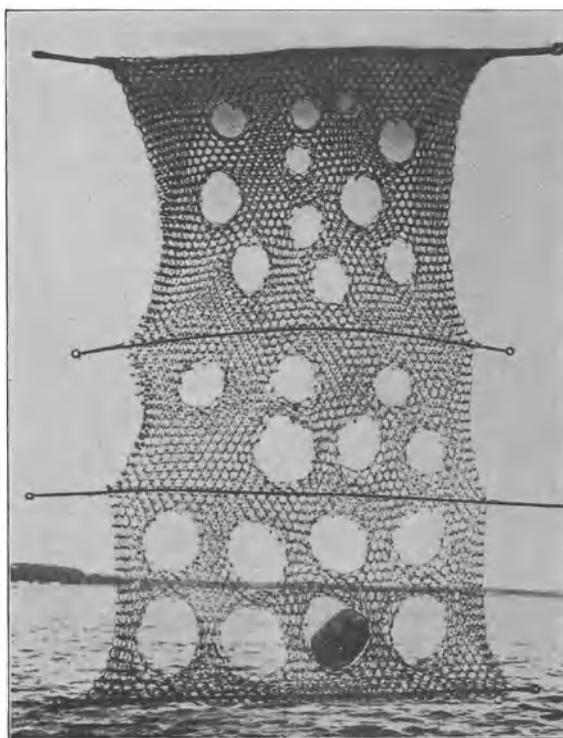


Fig. 9.

Wirksamkeit des Stoffes noch erheblich gesteigert werden können, sobald das Bedürfnis dazu wirklich vorliegt.

Der Torpedo ist also einem großen Schiff gegenüber eine sehr gefährliche Waffe, erreicht er denn aber auch den Feind auf große Entfernung und ist er treffsicher genug?

M a s c h i n e n l e i s t u n g .

Die erste Frage läßt sich mit Zahlen beantworten. Nach wiederholten und bekannten Zeitungsnachrichten soll der schon einmal erwähnte englische 53,3 cm-

Torpedo Mark II 10 000 oder 11 000 Yards weit laufen. Man darf annehmen, daß diese Zahlen, was die praktische Verwendung des Torpedos anbetrifft, übertrieben sind, daß der Torpedo in der Front aber immerhin eine brauchbare Schußweite von etwa 6000 m hat. Diese Zahl würde also, wenn wir annehmen — wozu wir bei der fast internationalen Entwicklung der Waffe berechtigt sind — daß die anderen Nationen in nächster Zeit dasselbe erreichen, für die nächste Zukunft die Schußweite moderner Torpedos darstellen.

Es fragt sich nur, ob das genügt. Meine Ansicht geht dahin, daß diese Laufstrecke bei der nicht sehr großen Sichtigkeit der Luft über unseren Meeren genügen wird und daß man gut tut, weitere Mehrleistungen des Motors in die Torpedogeschwindigkeit hineinzustecken. Entscheiden kann aber über eine solche Frage nur die Praxis.

Der Motor, mit dem diese erstaunlichen Leistungen erreicht werden und erreicht sind, ist ein Preßluftmotor, dessen ursprüngliche Form die dreizylindrische Brotherhoodmaschine mit flachem Kreisschieber war. Der Kreisschieber, der gleichzeitig als Drucklager ausgebildet war, wurde wegen seiner starken Luftverluste bald durch Kolbenschieber (je einen pro Zylinder) ersetzt. Diese Schieber waren und sind nur in einem Sinne zwangsläufig gesteuert; die Rückbewegung der kreisförmig angeordneten Schieber auf die gemeinsame Exzентerscheibe zu wird durch die Preßluft selbst bewirkt. Die ursprüngliche Schußweite der Torpedos stieg von 300 m auf 800 m und von da in mühsamer Steigerung auf etwa 2000 und schließlich auf etwa 3500 m. Diese Steigerungen wurden im wesentlichen weniger durch die Entwicklung des Motors als durch Verbesserung des Kesselmaterials (höheren Kesseldruck) und durch Vergrößerung des Kesselinhals erreicht. Einen wesentlichen Anteil an den erreichten Fortschritten hatte, was den Motor anbetrifft, nur der Übergang von der Dreizylinder- zur Vierzylindermaschine, der eine Mehrleistung von 15—20 % ergab. Der Torpedo war nun (etwa 1906) auf annähernd 4000 m Schußweite angelangt, ein wesentliches Mehr schien unerreichbar. Da die Schiffsartillerie damals bereits auf etwa 9000 m schoß, schien die Zukunft der Torpedowaffe als Schiffsfernwaffe gefährdet, als es durch Einbau einer einfachen Vorrichtung gelang, die Schußweite ein erhebliches Stück vorwärts zu bringen. Man kam nämlich auf den einfachen Gedanken, die Arbeitskraft der Preßluft durch Erhitzung besser auszunutzen. Den Apparat, der zwischen dem Regler, der den Arbeitsdruck der Maschine festlegt, und dieser selbst eingebaut ist, nannte man „heater“, „rechauffeur d'air“ oder „Anwärmvorrichtung“. Diese Vorrichtung, in der die Luft durch eine Spiritus- oder Petroleumflamme auf mehrere hundert Grad erhitzt wurde, erfuhr sehr bald eine erhebliche Verbesserung, indem

sie mit einem Verdampfer verbunden wurde. Es war naheliegend, die lästige, im „heater“ entstehende Hitze nutzbringend zu verwenden, und man tat dies, indem man sie zur Verdampfung von Wasser, das in einer besonderen Wasserkammer des Torpedos mitgeführt wird, ausnutzte. Hierdurch wurde das Treibmittel erheblich verbessert.

Der Motor ist an dieser Mehrleistung nur insofern beteiligt, als er dem neuartigen Treibmittel und besonders den hohen Wärmegraden, die er hat, angepaßt werden mußte. Eine ganze Reihe von Teilen der Maschine, die vorher aus Bronze hergestellt waren, mußten aus Stahl oder besonders wärmebeständigen Legierungen gebaut werden. Im übrigen ist der Motor derselbe geblieben. Die Entwicklung ist also ganz eigenartig: ein alter Motor (die vierzylindrige Brotherhoodmaschine) mit einem modernen Treibmittel (einem Gasgemenge). Die Weiterentwicklung

Gesztesy-Heizvorrichtung.

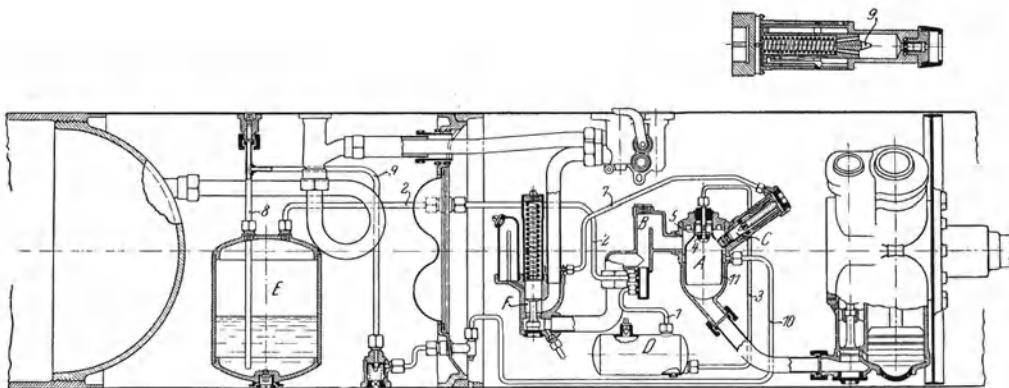


Fig. 10.

könnte sich nun in zwei Richtungen bewegen. Ohne Zweifel ist es denkbar, das Treibmittel weiter zu verbessern, da es Stoffe gibt, mittels deren man sehr viel größere Nutzeffekte erzielen könnte. Da die Verwendung dieser Stoffe aber noch erhebliche technische Schwierigkeiten bietet, scheint zunächst der andere Weg, nämlich die Verbesserung des Motors, einfacher und näher zu sein. Überall sind z. B. schon Turbinenversuche in Torpedos gemacht, das Ergebnis dieser Heißluft- oder Gasturbinen hat aber nirgends besonders befriedigt. Allerdings gibt es schon in der Front, nämlich in der amerikanischen Marine, einen Turbinentorpedo, den Blißtorpedo der amerikanischen Blißcompagnie in Brooklyn; eine Mehrleistung hat aber dieser Torpedo nicht gebracht; vielleicht besitzt jedoch die Turbine als Torpedomotor den Vorzug vermehrter Einfachheit und Lebensdauer. Überhaupt bleibt trotz aller Mißerfolge die Wahrscheinlichkeit bestehen, daß die Turbine

auch als Torpedomotor eine Zukunft hat, diese wird aber mehr in der Geschwindigkeitssteigerung als in der Laufstreckensteigerung zu suchen sein.

In ähnlicher Weise ist der Versuch, die Errungenschaften der Kleinmotoren-technik auf den Torpedo zu übertragen, bisher ohne Erfolg geblieben; er war auch wohl etwas verfrüht, da die unbedingte Zuverlässigkeit des Motors, die beim Torpedo ein unbedingtes Erfordernis ist, heute noch nicht zur Genüge gewährleistet erscheint, wenigstens nicht bei so kleinen Typen, wie sie hier in Frage kommen. Der Versuch wurde in Japan gemacht, wo der Ingenieur Nischimoto in Kure einen Gasolinmotor für 65 cm-Torpedos konstruierte. Der Torpedo ist angeblich praktisch erprobt, aber die Tatsache, daß man später nichts wieder von dem Torpedo hörte, läßt vermuten, daß der Versuch mißglückt ist. Die Anwendung des Kleinmotors würde ja ohne Zweifel die Möglichkeit einer weiteren Steigerung der Schußweiten für sich haben, zurzeit handelt es sich aber meines Erachtens mehr darum, die Torpedogeschwindigkeiten zu erhöhen. Versuche, die hierauf hinausgehen, sollen zurzeit besonders in England im Gange sein, haben aber angeblich mit erheblichen Schwierigkeiten hinsichtlich der Tiefensteuerung der Torpedos zu kämpfen.

T r e f f s i c h e r h e i t.

Wie steht es nun mit der Treffsicherheit der Torpedos? Der Torpedo ist nur in einem Sinne eine Präzisionswaffe, nämlich bezüglich der Höhenstreuung, die auch bei den größten Schußweiten nur einige Zentimeter beträgt. In diesem Punkte ist er unstreitig der Artillerie überlegen. Anders steht es mit der Seitenstreuung; diese ist nämlich in zweifachem Sinne vorhanden. Erstens besteht nämlich eine Unsicherheit des Treffens, die darauf beruht, daß der Schütze nach geschätzten Angaben schießen muß.

Hierzu ist eine kurze Erklärung des Zieldreiecks (Fig. 10) nötig. Wegen der verhältnismäßig geringen Geschwindigkeit des Torpedos muß der Torpedoschütze ein ganz erhebliches Stück vorhalten. Befindet sich der Schütze in a, der Gegner in b mit dem geschätzten Kurse b c, so muß eigentlich, damit der in a abgeschossene Torpedo den Gegner in c trifft, die

Zieldreieck.

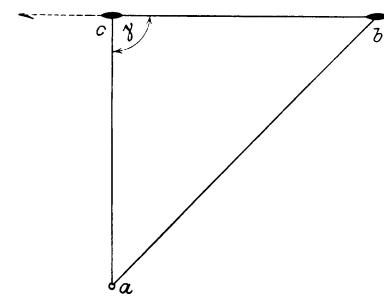


Fig. 11.

Strecke b c, d. h. also die Geschwindigkeit des Gegners, bekannt sein. Das ist sie natürlich in der Regel nicht oder doch nur annähernd; dasselbe ist mit der Kursrichtung des Gegners, die durch den Winkel γ zur Darstellung kommt, der Fall. Hierdurch entsteht eine erhebliche Unsicherheit des Treffens, die zwar

durch die Länge des Ziels gebessert wird, aber anderseits mit der Entfernung wächst. Diese erste Art der „Streuung“ liegt in der Natur der Waffe und kann durch die zunehmende Torpedogeschwindigkeit zwar gemindert, aber nie ganz beseitigt werden. Hinzu kommt die eigentliche Streuung des Torpedos selbst. Wenn wir annehmen, daß Kurs und Fahrt des Gegners, also die Strecke $b\ c$ und der Winkel γ bekannt seien, so bleibt doch noch die Frage zu beantworten: läuft der Torpedo denn tatsächlich in der Richtung $a\ c$ geradeaus oder weicht er aus dieser Richtung ab und wieviel? Oder mit anderen Worten: wie groß ist seine eigene Seitenstreuung? Diese war früher sehr beträchtlich, sie ist es heute nicht mehr dank der Einführung des Obry- oder Geraudlaufapparates in den Torpedo.

Torpedokreisel.

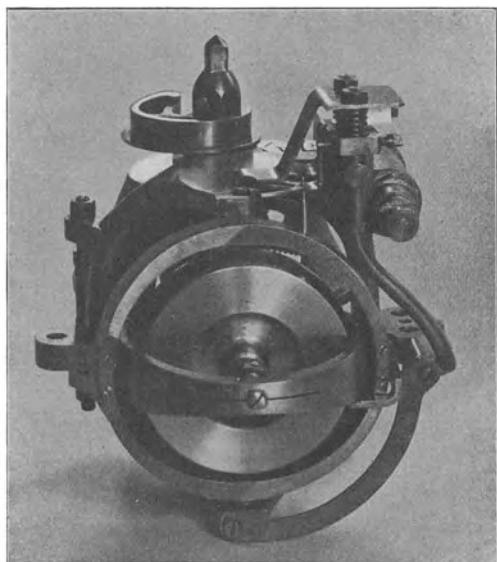


Fig. 12.

Es ist Ihnen bekannt, daß ein Kreisel mit 3 Freiheitsgraden bestrebt ist, seine Achslage im Raum beizubehalten. Diese Eigenschaft des Kreisels ist ja auch u. a. beim Schlickschen Schiffskreisel verwendet, während es sich beim Anschützschen Kreisel (im Kreiselkompaß) um einen Kreisel mit 2 Freiheitsgraden handelt, der nach dem Foucaultschen Kreiselgesetz unter dem Einfluß der Schwerkraft bestrebt ist, seine Achse dem wahren Norden, also ungefähr dem Polarstern, zuzuwenden. Unser Torpedokreisel ist jedenfalls bestrebt, seine Achslage im Raum beizubehalten, und zwingt dadurch, daß er seine Richtkraft mittels einer Steuermaschine und zweier Vertikalruder auf den Torpedo überträgt, auch den Torpedo, seine ursprüngliche Richtung, nämlich die Achsrichtung des

Ausstoßrohres, beizubehalten oder doch immer wieder aufzusuchen. Der Torpedo läuft also mit einer geringen Seitenstreuung, die nach den jetzigen Anforderungen etwa 1 % der Laufstrecke betragen muß, gerade aus, solange die Richtkraft des Kreisels ausreicht. Diese Richtkraft zu verbessern, ist seit Jahren das Bestreben der Torpedotechniker gewesen. Der Entwicklungsgang war auch in diesem Falle ein außerordentlich mühevoller. Hauptsächlich gingen die Versuche — von vielen kleineren Verbesserungen muß ich hier absehen — darauf hinaus, den Kreiselantrieb zu verbessern. Die Entwicklung hatte im wesentlichen drei Stufen, den einmaligen Antrieb, den mehrmaligen und den dauernden Antrieb. Der einmalige Antrieb erfolgte zunächst durch eine Spiralfeder, dann durch mehrere Federn und schließlich mittels Preßluft. Diese ließ man zuerst auf den Kreisel direkt oder auf eine besondere Turbine wirken, die ihre Bewegung dem Kreisel mitteilte. Mit dem einmaligen Antrieb kam man jedoch über etwa 4000 m nicht hinaus und man sah sich genötigt, um wirklich große Schußweiten zu erreichen, zum wiederholten oder zum dauernden Antrieb überzugehen. Eine der erfolgreichen Lösungen der Aufgabe wird einigen von Ihnen aus den Patentschriften bekannt geworden sein. Ich meine den Anschütz'schen Kreisel zum Steuern von Torpedos. Der dauernde Antrieb des Kreisels ist in diesem Falle ein elektrischer, und die Schraubenwelle des Torpedos selbst treibt den Generator. Ein solcher Torpedo läuft mit der als zulässig bezeichneten Seitenstreuung von etwa 1 % der Laufstrecke geradeaus, solange der Torpedo genügend Luft hat, um die Propellerwelle mit der erforderlichen Umdrehungsanzahl zu drehen. Es gibt natürlich noch mehr Lösungen, die zu erläutern hier zu weit führen würde. Jedenfalls steht es außer Frage, daß man allerorten Mittel und Wege gefunden hat, den Geraulauf der Torpedos zu beherrschen, soweit die Maschinenleistung reicht, daß also auch die dritte Forderung, die der Treffsicherheit auf große Entfernnungen, heute erfüllt ist.

Der Torpedo ist also tatsächlich eine Waffe geworden, die auf große Entfernnungen treffsicher verwendet werden kann und imstande ist, einem Gegner sehr gefährliche Verletzungen beizubringen.

Davis - T o r p e d o .

Neben dem Whitehead-Torpedo ist in den letzten Jahren nur der Davis-Torpedo konkurrenzfähig hervorgetreten. Dieser Torpedo, eine Erfindung des amerikanischen Commander Cleland Davis aus dem Jahre 1908, ist auch ein Fischtorpedo, aber ein Kanonentorpedo (Fig. 13). Vom Whitehead-Torpedo unterscheidet er sich nur in seinem vordersten Teile, dem Kopf. Zur Erklärung wird die Patentskizze genügen, der

ich einige mündliche Erklärungen zufüge. Diese Torpedokonstruktion beruht auf der Erkenntnis, daß die Verwendung des Sprengstoffes im Whitehead-Torpedo eigentlich eine recht unökonomische ist. Weil die Sprengung beinahe „unverdämmt“, nämlich im freien Wasser erfolgt, ist die Wirkung eine *verhältnismäßig geringe*, und man bedarf sehr starker Ladungen, um den gewünschten Erfolg zu erzielen. Außerdem bleibt beim Whitehead-Torpedo die Wirkung auf die äußeren Schiffsteile beschränkt, während die Granate des Davis-Torpedo ihre Wirkung im Schiffinneren äußert. Es unterliegt auch keinem Zweifel, daß dieser Torpedo einem mit Schutznetzen ausgerüsteten Gegner gegenüber Vorteile bietet. Anderseits darf man sich keinem Zweifel darüber hingeben, daß die Verletzung, die der Davis-Torpedo verursacht, in ihrem Gesamtumfang doch meistens geringer sein wird als die durch einen Whitehead-Torpedo verursachte, und daß die Wirkung auch eine unsichere dadurch wird, daß sie von der Richtung des Geschützrohres

Kopf eines Davis-Torpedos.

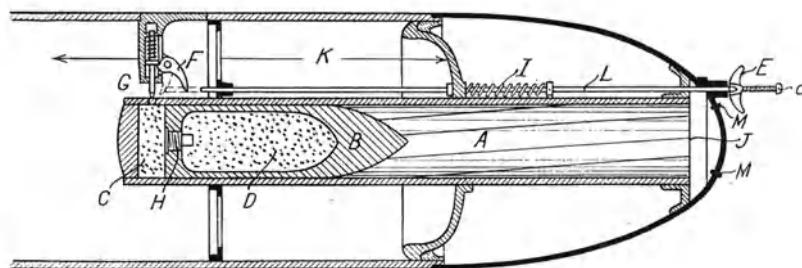


Fig. 13.

im Moment des Auftreffens abhängig ist. Ich für meinen Teil möchte aber nicht bezweifeln, daß auch der Davis-Torpedo zu einer kriegsbrauchbaren Waffe ausgestaltet werden kann.

Ich hoffe, in Ihnen der Überzeugung Raum verschafft zu haben, daß wir eine neue wichtige Entwicklungsstufe der Torpedowaffe durchlebten, und daß diese Entwicklung auch auf den Schiffbau nicht ohne Einfluß bleiben kann. Was den Bau der Torpedospezialfahrzeuge, also der Torpedoboote und der Unterseeboote, betrifft, so ist ja die Torpedowaffe selbstverständlich schon heute bestimmend für den Typ. Bei diesen Typen kann es sich nur darum handeln, sie so zu entwickeln, daß sie der erhöhten Bedeutung der Waffe durch die Zahl der Rohre und der unterzubringenden Torpedos sowie durch die Anordnung und Aufstellung der Rohre gerecht werden. Diese Entwicklung ist überall bereits eingeleitet; ich möchte hier nur darauf hinweisen, daß man in Rußland dabei ist, Torpedoboatszerstörer mit 10 Ausstoßrohren zu bauen

(Displacement 1100 t), und daß man auf französischen Unterseebooten bereits 7 Rohre und Lancierapparate hat; auch die vier Bugrohre der neueren amerikanischen Unterseeboote möchte ich als eine in torpedotaktischem Sinne gut angeordnete Armierung erwähnen.

Aber auch an die Konstrukteure und Erbauer von größeren Kriegsschiffen, also von Linienschiffen, großen und kleinen Kreuzern, wird die immer wachsende Bedeutung der Waffe neue Anforderungen stellen. Es ist meines Erachtens unausbleiblich, daß auch auf diesen Kriegsschiffstypen die Torpedowaffe in nächster Zeit, soweit das nicht schon geschehen ist, sich eine größere Berücksichtigung erzwingen wird als bisher. Schon ist das längst begraben geglaubte „Torpedoramschiff“ auferstanden und will Wirklichkeit werden. Das in Rußland als Unterseekreuzer Anfang 1911 konstruierte und angeblich jetzt im Bau befindliche Schiff soll bei 4500 t Überwasserdisplacement und 5400 t Unterwasserdisplacement 36 Torpedorohre und Lancierapparate mit 60 Torpedos erhalten. Bei diesem Typ handelt es sich um ein Spezialfahrzeug, dem es voraussichtlich ebensowenig gelingen wird, das Linienschiff zu verdrängen, wie das seiner Zeit den Torpedobooten und Unterseebooten geglückt ist. Aber diese neuartige Erscheinung auf dem Gebiete des Schiffbaus zeigt uns doch recht deutlich, wie hoch man an der betreffenden Stelle den Wert der Torpedowaffe einschätzt. Mehr freilich interessiert uns die Frage, ob in Zukunft die bekannten Kampfschiffstypen, also das Linienschiff, der große und der kleine Kreuzer, in ihrer Weiterentwicklung der behaupteten Wertsteigerung der Waffe Rechnung tragen werden. Da ist nun eine Notiz im „Engineering“ vom 17. Mai von Interesse, die angibt, daß der neue japanische Linienschiffskreuzer „Kongo“ (Displ. 28 000 t) neben 8 36-cm-Geschützen und 32 Schnelladekanonen mittleren und geringen Kalibers „eine große Anzahl von Unterwasserbreitseitrohren, wahrscheinlich 8“, erhalten wird. Ich für meinen Teil bezweifle nicht, daß diesen Angaben Tatsachen zugrunde liegen, Tatsachen, die das Ergebnis richtiger Einschätzung der Torpedowaffe sind. Es liegt mir fern, hiermit sagen zu wollen, daß jeder moderne Panzerkreuzer 8 Unterwasserbreitseitrohre haben müßte, zumal man die Vorteile, die eine so große Rohrzahl bieten würde, annähernd und mit geringeren Ansprüchen an den Schiffbau auch anderswie erreichen könnte. Ich möchte aber an diese 8 Rohre des Kreuzers „Kongo“ anknüpfend behaupten, daß die Displacementsvermehrung der großen Kampfschiffe in Zukunft mehr als bisher von der Torpedowaffe in Anspruch genommen wird, ja, daß diese Waffe sich anschickt, bestimmend auf die Entwicklung aller Kriegsschiffstypen einzutreten.

Diskussion.

Herr Oberingenieur K o r t m a n n - Berlin:

Königliche Hoheit! Sehr geehrte Herren! Der Herr Vortragende hat hier ganz allgemein den durch Preßluft betriebenen Torpedo als Whitehead-Torpedo bezeichnet. Aus den vorgeführten Projektionsbildern war ersichtlich, daß nicht allein das Fabrikat der Firma Whitehead gemeint war, sondern auch Torpedos, die in Deutschland auch von der Firma Schwartzkopff hergestellt sind, hierin einbegriffen waren. Da es die Herren gewiß interessieren wird, wieweit deutsches Wissen und deutscher Fleiß sich auf diesem Gebiet betätigt haben, möchte ich mir erlauben, dem Vortrage hier noch einiges hinzuzufügen. Ich glaube dies am besten tun zu können, indem ich den Ausführungen des Herrn Vortragenden folge, wie er die Fortschritte im Torpedobau charakterisiert hat. Bezuglich der Maschinen ist ja nach dem Vortrage schon bekannt, daß man allgemein die Brotherhood-Maschine verwendet. Für die weitere Entwicklung des Torpedos ist also vor allen Dingen das Gyroskop und der Heizapparat bestimmend gewesen. Der Herr Vortragende hat hier bereits ein Bild des Heizapparates Gesztesy gebracht, und zwar in der Ausführungsform, wie die Firma Schwartzkopff diesen Apparat herstellt. Dieser Apparat bietet, wie der Herr Vortragende bereits erwähnte, den großen Vorteil, daß durch die niedrige Temperatur, mit der der Dampf in der Maschine arbeitet, es allgemein möglich ist, dieselben Teile, d. h. in der Hauptsache Bronzeteile, für den Antrieb der Maschine weiter zu verwenden. Es können also wie bisher Kolben und Schieber aus Bronze benutzt werden. Bezuglich der Gyroskope hat der Herr Vortragende bereits darauf hingewiesen, daß der Obryapparat zunächst Federantrieb hatte, daß dieser Federantrieb für große Entferungen nicht ausreichte, und daß man schließlich zum Luftantrieb übergegangen ist. Ich möchte noch darauf aufmerksam machen, daß die Firma Schwartzkopff den Luftantrieb bereits seit vielen Jahren verwendet. Ich habe die Ehre gehabt, verschiedenen Herren der Schiffbautechnischen Gesellschaft bei dem Besuch im Jahre 1903 diesen Apparat im Betriebe vorzuführen, und schon seit dem Jahre 1902 sind diese Apparate in alle Torpedos der Firma Schwartzkopff eingebaut und haben sich dauernd gut bewährt.

Ich habe nur das Wort ergriffen, um im Interesse der deutschen Industrie zu zeigen, daß die deutsche Marine einen Torpedotyp entwickelt hat, der nicht völlig mit dem Whitehead-Torpedo übereinstimmt, sondern der nach den eigenen Erfahrungen der Marine verbessert worden ist, und daß unabhängig davon die Privatindustrie, und zwar die Firma Schwartzkopff, vieles getan hat, um den Torpedo weiter zu entwickeln. Ich glaube wohl sagen zu können, daß die Fabrikate der Firma Schwartzkopff in jeder Beziehung den Anforderungen gerecht werden, die gegenwärtig im internationalen Wettbewerb gestellt werden.

Herr Kapitän z. S. M i c h e l s e n - Kiel (Schlußwort):

Königliche Hoheit! Meine Herren! Ich möchte zu den Ausführungen des Herrn Vorredners bemerken, daß wir im allgemeinen in der Marine mit „Whitehead-Torpedo“ alle Torpedos bezeichnen, deren Entwicklung sich auf den früheren Erfindungen von Whitehead aufbaut. Ich will aber anerkennen, daß die Firma Schwartzkopff einen Torpedo baut, den sie selbständig entwickelt, und es hat mir fern gelegen, die Verdienste der Firma Schwartzkopff in den Hintergrund zu stellen.

Zu den sachlichen Ausführungen des Herrn Vorredners möchte ich bemerken, daß ich von dem Luftantrieb, wenn ich mich recht erinnere, überhaupt nichts gesagt habe. Aber selbstverständlich ist es richtig, daß der Kreisel durch den Luftantrieb sehr gute Fortschritte gemacht hat, und ich bin auch überzeugt, daß der Luftantrieb des Schwartzkopff-schen Torpedos ein sehr guter ist. Soweit ich unterrichtet bin, geschieht der Antrieb mit

einer besonderen Turbine. Die Luft wird nicht auf die Peripherie des Kreisels, sondern auf diese Turbine geleitet, diese wird dann abgekoppelt und der Kreisel wird sich selbst überlassen. Man kennt auch noch andere Methoden, bei denen dem Kreisel dauernd Luft zugeführt wird. Ich bin nicht genau unterrichtet darüber, welche Methode die Firma Schwartzkopff anwendet; ich wäre gerne bereit gewesen, diese Erfindung mit zu verwerten, wenn ich sie genau gekannt hätte.

Im übrigen danke ich für die gezeigte Aufmerksamkeit.

Der Vorsitzende, Herr Geh. Regierungsrat, Prof. Dr.-Ing. B us l e y:

Herr Kapitän z. S. Michelsen deutete im Anfang seines Vortrages an, daß er bei der Ausarbeitung seines Textes auf ähnliche Schwierigkeiten gestoßen sei, wie sie gestern Herr Marinebaurat Berling für seinen Vortrag anführte. Diese Schwierigkeiten hatten sich zu einer Zeit so gehäuft, daß Herr Kapitän Michelsen mir mitteilte, er möchte auf das Halten seines Vortrages verzichten. Ich habe ihm darauf geschrieben, daß so hohe Ansprüche, wie er als hervorragender und anerkannter Fachmann an seinen Vortrag stelle, von den Mitgliedern der Schiffbautechnischen Gesellschaft, die auf diesem Gebiete mehr oder minder Laien sind, gewiß nicht erhoben würden. Ich freue mich heute, seinerzeit nicht nachgelassen zu haben, denn wir haben einen hochinteressanten und lehrreichen Vortrag gehört, für den ich Herrn Kapitän Michelsen unsern verbindlichsten Dank ausspreche.

XIII. Der Dieselmotorenbau auf der Germaniawerft.

Vorgetragen von C. Regenbogen-Kiel.

Bei dem lebhaften Interesse, das heute der Dieselmotorenbau, seine Entwicklung und vor allem seine Leistungen in den breitesten Kreisen finden, habe ich geglaubt, der Aufforderung des Vorstandes unserer Gesellschaft folgend, Ihnen in Ergänzung des bei dem Besuch der Germaniawerft Gesehnen einige Mitteilungen machen zu dürfen über den Dieselmotorenbau auf der Germaniawerft, d. h. über den Werdegang dieses Fabrikationszweiges und seinen gegenwärtigen Stand. Ich habe mit voller Absicht darauf verzichtet, über die Vor- und Nachteile dieser Maschinengattung, über konstruktive Details bei uns, im Gegensatz zu den Bauarten anderer Werke, in theoretische Erörterungen einzutreten. In der letzten Zeit ist so viel gesprochen und geschrieben worden über die relativen Vorzüge, über Gewicht, Raumbedarf, Betriebskosten der Ölmaschine gegenüber anderen Kraftmaschinen zum Schiffsantrieb, ohne daß wirkliche Unterlagen in genügender Menge vorhanden sind, daß es überflüssig erscheint, heute darauf einzugehen, auch wenn der Zweck des Vortrages selbst dies nicht schon verböte.

Das Arbeitsverfahren der Dieselmashine ist so allgemein bekannt, wenigstens in den Kreisen, für die meine Ausführungen bestimmt sind, daß ich verzichten kann, darauf einzugehen, zumal nicht allein in den Zeitschriften, sondern sogar in den Zeitungen ein unaufhörlicher Strom von theoretischen und populären Abhandlungen sich ergießt. Es ist mit Freude zu begrüßen, daß eine so große Zahl von Maschinenfabriken und Schiffswerften Zeit, Geist und Geld an die Lösung der überaus wichtig erscheinenden Frage wenden, aber die Vorteile, welche die Dieselmashine zu bringen verspricht, erscheinen für den Schiffbau speziell so überwältigend groß, daß kaum zu viele an der Lösung gleichzeitig arbeiten können.

Der Firma Krupp gebührt ein wesentlicher Anteil an der Entwicklung des Dieselmotors, da sie von Anfang an mit dem Gewicht ihres Namens für die neue Erfindung eingetreten ist und neben technischer Mitarbeit sich wesentlich an der Aufbringung der finanziellen Mittel beteiligt hat, welche erforderlich waren, um den Dieselmotor aus dem Zustand einer genialen Idee zu einer praktisch brauchbaren und verkaufsfähigen Maschine auszugestalten.

Als Rudolf Diesel mit Schreiben vom 19. Januar 1893 dem verewigten Herrn Friedrich Alfred Krupp persönlich das Material zur Beurteilung seines neuen Motors unterbreitete, war sein deutsches Hauptpatent Nr. 67207 auf Arbeitsverfahren und Ausführungsart für Verbrennungskraftmaschinen erst ein Jahr alt. Eine Reihe hervorragender Gelehrter hatte sich günstig über das Prinzip des neuen Wärmemotors ausgesprochen, für seine praktische Durchbildung war aber fast noch nichts geschehen. Es war deshalb von hohem Wert für Diesel, daß Herr Krupp und das Direktorium seiner Werke, vor allem der Dezernent für derartige Angelegenheiten, Herr Direktor Asthöwer, und dann Herr Dr. Ing. G. Gillhausen, die große Bedeutung der Sache sofort klar erkannten und sich entschlossen, in ein enges Vertragsverhältnis zu Herrn Diesel zu treten, obwohl die Fabrikation des Motors dem damaligen Arbeitsgebiete der Firma Krupp an sich fernlag. Schon im Februar 1893 kam eine Vereinbarung zustande, durch welche sich Krupp, vorbehaltlich der der Maschinenfabrik Augsburg etwas früher für Süddeutschland eingeräumten Rechte, die ausschließliche Disposition über die deutschen und österreichischen Patente Diesels sicherte. Die Firma übernahm hierbei die Verpflichtung, ohne Verzug in die Versuchsarbeiten nach den von Diesel zu liefernden Konstruktionszeichnungen einzutreten und die Kosten der Versuche zu tragen, wogegen Diesel seine ganze Arbeitskraft für die erfolgreiche Einleitung und Durchführung der Versuche zur Verfügung stellte. Von entscheidendem Einfluß wurde, daß die beiden bisher allein an der Dieselsache beteiligten industriellen Werke, die Firma Krupp und die Maschinenfabrik Augsburg, noch im April 1893 ihre Interessen vereinigten und zu einem Konsortium zusammentraten mit dem Ziele, in gemeinsamer Arbeit die Dieselsche Erfindung auszubauen und zu verwerten. Beide Firmen waren auch die Hauptbeteiligten der im Jahre 1898 ins Leben getretenen Allgemeinen Gesellschaft für Dieselmotoren in Augsburg, welche von Herrn Diesel seine gesamten Patent- und Lizenzrechte übernahm und sich um die Förderung der Dieselsache in den Hauptindustriestaaten der Erde große Verdienste erworben hat.

Durch die Gründung des vorhin erwähnten Konsortiums ergab sich von selbst die Folge, daß der Schwerpunkt der Konstruktionsarbeiten während der Versuchsperiode in die Werkstätten der Maschinenfabrik Augsburg verlegt wurde, während die Firma Krupp durch regelmäßige Mitwirkung bei den Versuchen und durch mannigfache von ihren Sachverständigen gegebene Anregungen an der erfolgreichen Durchführung der Arbeiten teilnahm. In der Zeit vom November 1897 bis Ende Oktober 1899 wurde auch in Essen selbständig eine ganze Anzahl von Versuchen angestellt, die vorwiegend den Zweck verfolgten, die Möglichkeit der

Ausgestaltung des Dieselmotors als Großgasmaschine für den Betrieb mit Kraftgasen zu untersuchen. Von diesen Versuchen seien hier, des allgemeinen Interesses halber, kurz die folgenden angeführt:

Versuche bei normalem Betrieb des Motors mit Petroleum: Klärung verschiedener Materialfragen für Brennstoffnadel und Petroleumpumpenplunger und Dichtung beider, sowie Behebung verschiedener konstruktiver Mängel der ersten Ausführung des Dieselschen Typmotors. Versuche über die Trennung der Anlaß- und Einblaseflasche, Verbesserung des Nadeleinbaues, Bestimmung der erforderlichen Luftpumpengröße, Versuche mit verschiedenen Kompressionsgraden, eingehende Versuche mit verschiedenen anderen flüssigen Brennstoffen wie: Solaröl, Rotöl, Ostrauer Mineralöl, Petroleumdestillaten usw. führten zu günstigen Ergebnissen. Versuche mit Selbsteinblasung wurden schon damals angestellt und gaben vielversprechende Resultate.

Nach vielen vergeblichen Versuchen kam auch ein Dauerbetrieb mit Leuchtgas zustande; das wirtschaftliche Ergebnis war jedoch sehr schlecht und ergab die grundsätzliche Überlegenheit der Viertaktmaschine nach dem Ottoprinzip. Es muß hervorgehoben werden, daß diese Leuchtgasversuche ohne Zuhilfenahme von miteingespritztem Petroleum, also mit reinem Gasbetrieb, durchgeführt wurden. Schon damals wurden auch Versuche mit dem Zweitakt-Dieselmotor vorgenommen, wobei die SpülLuft durch einen Ventilator zugeführt wurde; sodann noch Versuche mit Gasgemischen, wiederum ohne Zuhilfenahme einer Zündflüssigkeit, und weiterhin Versuche zur Ermittlung des Einflusses hoher Kompression beim Arbeiten mit Gasgemischen nach dem gewöhnlichen Viertaktprinzip. Natürlich fehlten Enttäuschungen bei diesen Versuchen nicht, aber trotzdem wurden immer neue Mittel bewilligt, um das Ziel zu erreichen.

In den Jahren 1897/99 wurden dann in den Essener Werken und in dem Kruppschen Grusonwerke in Magdeburg, das seit Jahren Gasmaschinen baute, zwei Einzylinder-Dieselmotoren von 35 PSe bei 170 Umdrehungen bezw. von 50 PSe Normalleistung bei 160 Umdrehungen in der Minute sowie weitere Einzylinder-Motoren für Versuchszwecke ausgeführt. Auch wurde damals schon ein liegender Dieselmotor entworfen.

Der genannte 35 PSe-Einzylinder-Motor hat, wie erinnerlich sein wird, auf der im Jahre 1898 stattgefundenen II. Kraft- und Arbeitsmaschinen-Ausstellung in München eine Hochdruck-Kreiselpumpe der Firma Gebrüder Sulzer, Winterthur, betrieben und wesentliche, bis heute allgemein verwendete Neuerungen aufgewiesen.

Von den in den Jahren 1897/99 in Essen und Magdeburg gebauten

wurden 2 Einzylinder-Motoren von je 35 PSe und einer von 50 PSe Normalleistung verkauft und befinden sich noch heute im Betrieb.

Im Jahre 1904, in dem die Fried. Krupp Aktiengesellschaft Germaniawerft in Kiel eine Bestellung auf russische Unterseeboote erhielt, wurde die Frage der Verwendung von Dieselmotoren im Unterseebootsbetrieb ernstlich in Erwägung gezogen. Es entstand damals der Entwurf eines 200 PSe-Vierzylinder-motors, der ein Gewicht von nur 33 kg pro Pferdekraft haben sollte. Damit trat die Germaniawerft wohl als erste Firma an die schwierige Frage des Unterseebootsmotors heran und betrat damit ein Feld, das noch heute von nur wenigen Firmen erfolgreich bebaut wird und, der speziellen und hohen Anforderungen wegen, bebaut werden kann. Die Fig. 1 und 2 zeigen diesen Entwurf in Längs- und Querschnitt. Der erste von der Werft unter Zugrundelegung dieses Entwurfes ausgeführte Vierzylinder-Schiffsmotor von 300 PSe Normalleistung bei 450 Umdrehungen in der Minute kam jedoch erst 1907 auf dem Probierstand der Germaniawerft in Betrieb; er war als Viertaktmotor gebaut. Fig. 3 gibt einen Schnitt durch die Maschine, Fig. 4 das Bild des Motors in seiner äußeren Ansicht.

Dieser erste direkt umsteuerbare Viertaktmotor hatte schon den Vorzug des außerordentlich geringen Brennstoffverbrauches von nur 180 g pro PSe/Stde bei absolut reinem Auspuff. Das Gewicht betrug allerdings noch 33 kg pro effektive Pferdekraft. Der Motortyp, der an sich durchaus befriedigte, wurde lediglich des verhältnismäßig noch hohen Gewichtes wegen späterhin für diesen Zweck verlassen.

In Kiel wurden die Versuche an dem in Essen gebauten stationären Versuchsmotor fortgesetzt, insbesondere wurden verschiedene Zylinderkonstruktionen und neue Steuerungen ausprobiert. Ausdrücklich zu bemerken ist, daß dieser Versuchsmotor damals schon als doppeltwirkender Viertaktmotor arbeitete und zwar mit beiderseitig zentraler Brennstoffnadel und, um das zu ermöglichen, mit doppelten Kolbenstangen. Nach entsprechendem Umbau arbeitete er auch als doppeltwirkender Zweitaktmotor. Sodann wurden Versuche mit schräggestellter Brennstoffnadel, Versuche mit Einspritzung von Wasser in den Auspuffringkanal sowie Versuche über den Betrieb ohne Frischluft ausgeführt, unter Verwendung von Auspuffgasen mit Zusatz von Sauerstoff, was für den Betrieb von Unterseebootsmotoren Interesse hatte. Fig. 5, 6 und 7 zeigen diesen Versuchsmotor als doppeltwirkenden Viertaktmotor mit Exzentersteuerung, wie er auf dem Probierstand der Germaniawerft in Betrieb war.

Entwurf eines 200 PSe-Vierzylinder-Viertakt-Unterseebootsmotors, Querschnitt durchs Boot.

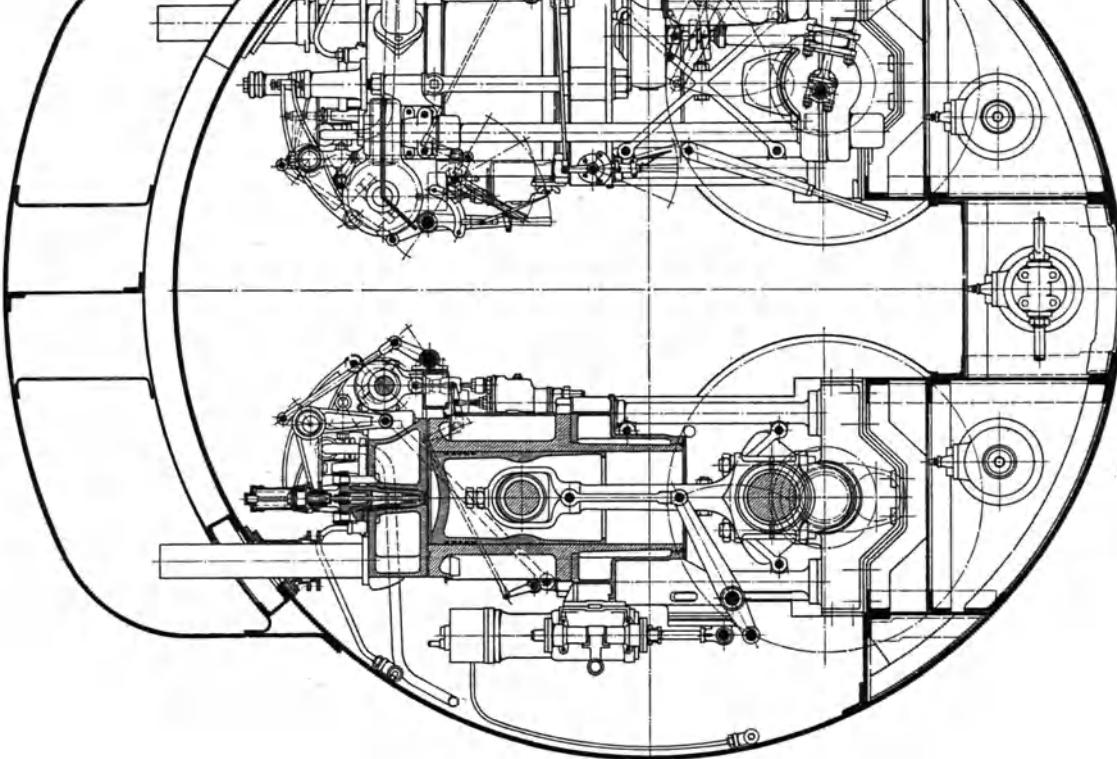


Fig. 2.

Entwurf eines 200 PSe-Vierzylinder-Viertakt-Unterseebootsmotors, Längsschnitt durchs Boot.

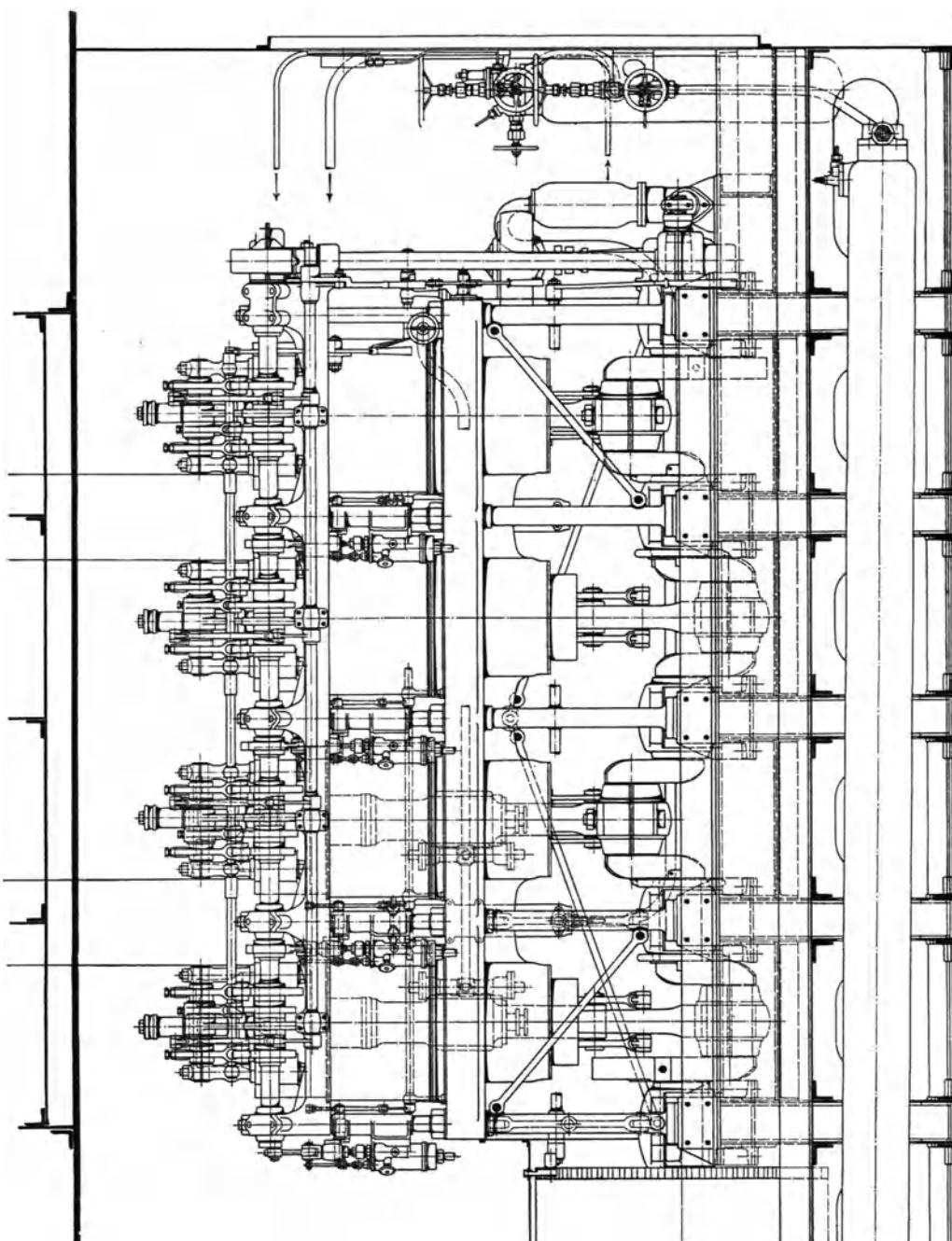


Fig. 1.

Erster ausgeführter umsteuerbarer Vierzylinder-Viertaktmotor, 300 PS bei 450 Umdrehungen.
Schnittzeichnung.

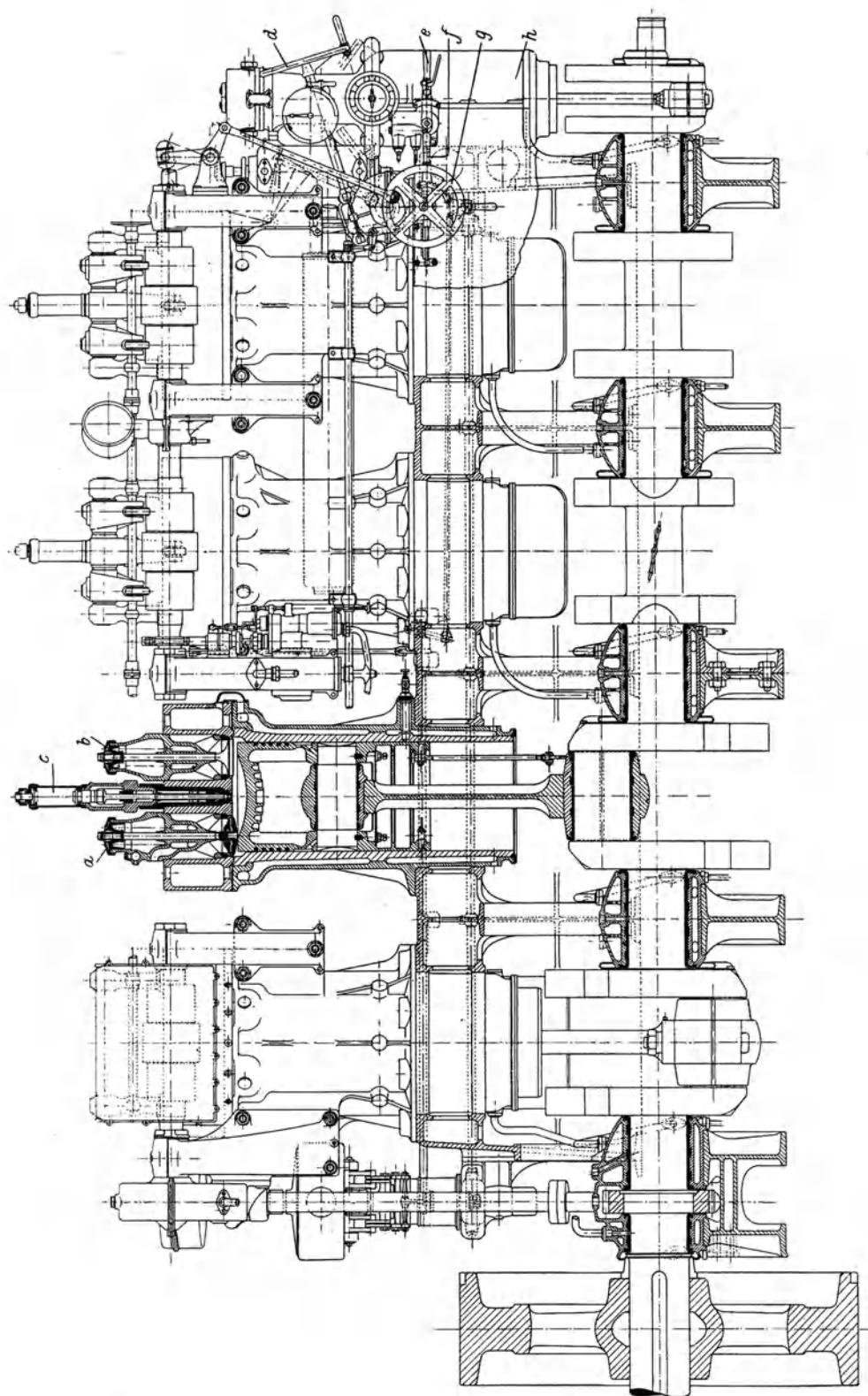


Fig. 3.

Anschließend daran wurden Versuche mit einem neugebauten einfachwirkenden raschlaufenden 50 PSe-Zweitaktmotor von 500 Umdrehungen in der Minute unternommen. Fig. 8 zeigt diese Versuchsmaschine mit allen wesentlichen Einzelheiten im Schnitt, Fig. 9 in Ansicht. Wie ersichtlich, besitzt der Motor einen sogenannten Stufenkolben, welcher eine besonders gedrängte Bauart von raschlaufenden Mehrzylindermotoren gestattet, da der Raum für mit besonderer Kurbel

Erster ausgeführter umsteuerbarer Vierzylinder-Viertaktmotor, 300 PSe bei 450 Umdrehungen.

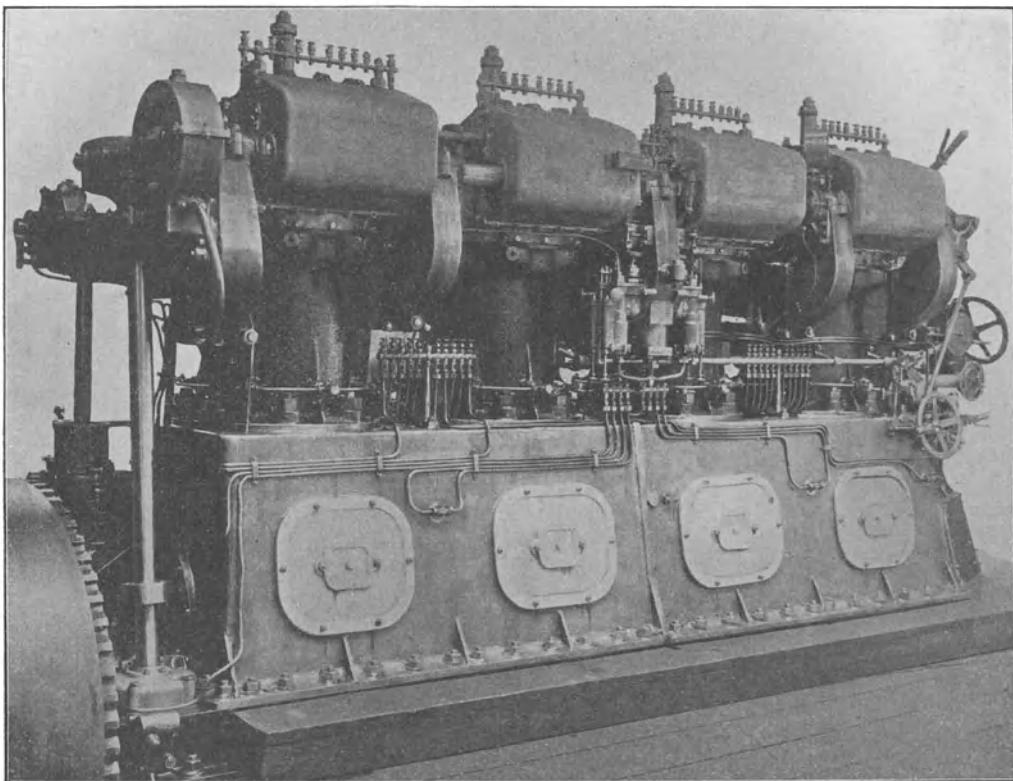


Fig. 4.

angetriebene Spülpumpen und die Kurbel selbst entfallen. Der Vorzug der kürzeren Baulänge ist für die Bedürfnisse des Schiffbaues jedoch nicht ausreichend, um die mit der Anordnung des Spülzylinders unter dem Hauptzylinder verbundenen Nachteile aufheben zu können. Dabei ist der Nutzeffekt kleiner als bei Maschinen mit einem oder mit zwei besonderen Spülzylindern. Es hat sich weiter gezeigt, daß mit dieser Konstruktion große Schwierigkeiten verbunden waren, die bereits mit der Bearbeitung und der Montage einsetzten, ganz abgesehen von der baulichen

Unbequemlichkeit, die darin gefunden wurde, daß die Zylinder der Stufenkolben wegen in größeren Abstand voneinander gebracht werden mußten, als sonst nötig gewesen wäre. Die Germaniawerft hat daher die Konstruktion, die sie für raschlaufende Dieselmotoren wohl als erste Firma entwickelte, nicht weiter verwandt.

Versuchsmotor von Essen als doppeltwirkender Viertakt-motor, Ansicht.

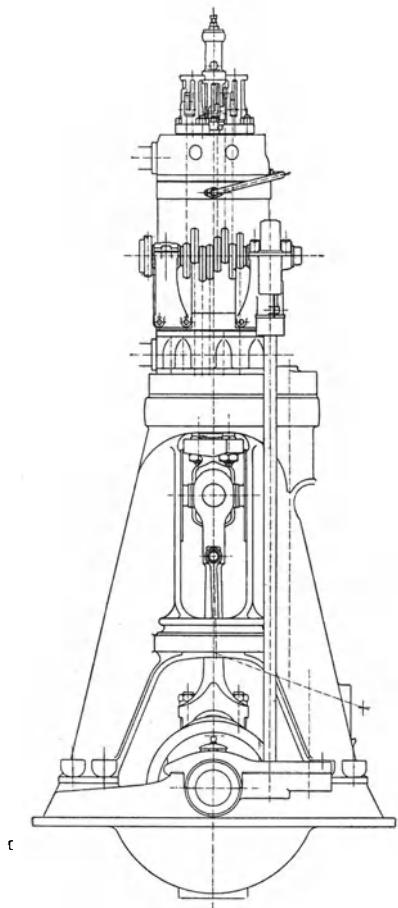


Fig. 5.

Versuchsmotor von Essen als doppeltwirkender Vier-taktmotor, Schnitte.

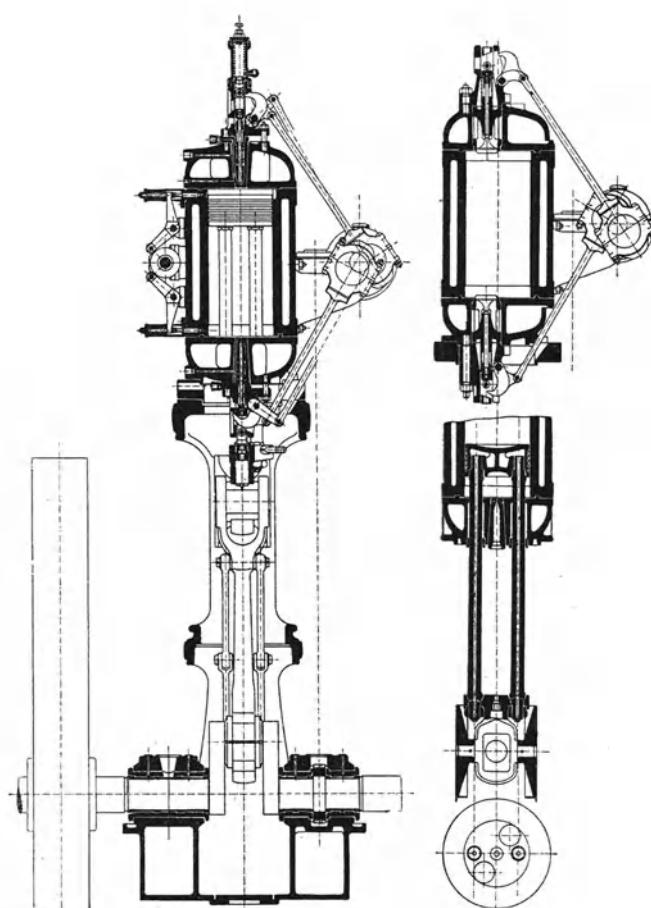


Fig. 6.

Nachdem schon von 1906 ab einzelne Motoren für stationäre Anlagen gebaut worden waren, lieferte die Werft von 1908 an, wo im Schiffbau und demgemäß auch im Schiffsmaschinenbau weniger zu tun war, regelmäßig ortsfeste langsamlaufende Viertakt-Dieselmotoren in der üblichen vertikalen Bauart in größerem Maße, gleichzeitig den doppelten Zweck damit verfolgend, sich den nötigen ausgebildeten Arbeiterstand heranzuziehen und für den in der Entwicklung begriffenen

Versuchsmotor von Essen als doppeltwirkender Viertaktmotor.

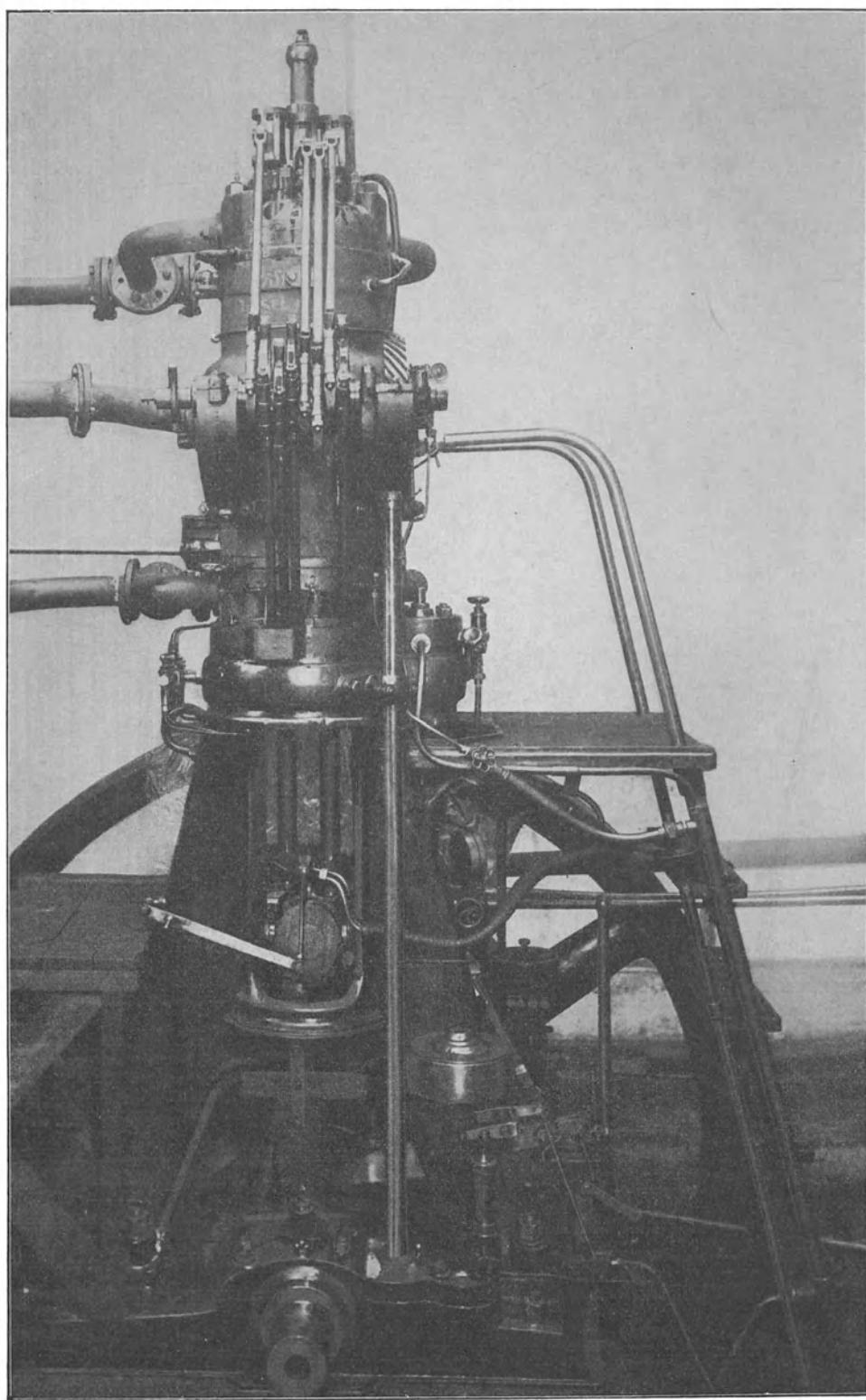


Fig. 7.

und nach klarer Erkenntnis aussichtsreichen Schiffs-Dieselmotorenbau Erfahrungen zu sammeln.

Die Erfolge, die mit den gelieferten Motoren erzielt wurden, und die fort-dauernd in großer Zahl einlaufenden Aufträge nötigten dazu, in kurzer Folge die Werkstätten wesentlich zu vergrößern, um den Anforderungen gerecht zu werden. Gleichzeitig führte der gesteigerte Bedarf zur Entwicklung einer Reihe von neuen Modellen und Sonderkonstruktionen, so daß die Werft

Erster Zweitakt-Einzyylinder-Versuchsmotor, 50 PSe bei 500 Umdrehungen, Schnittzeichnung.

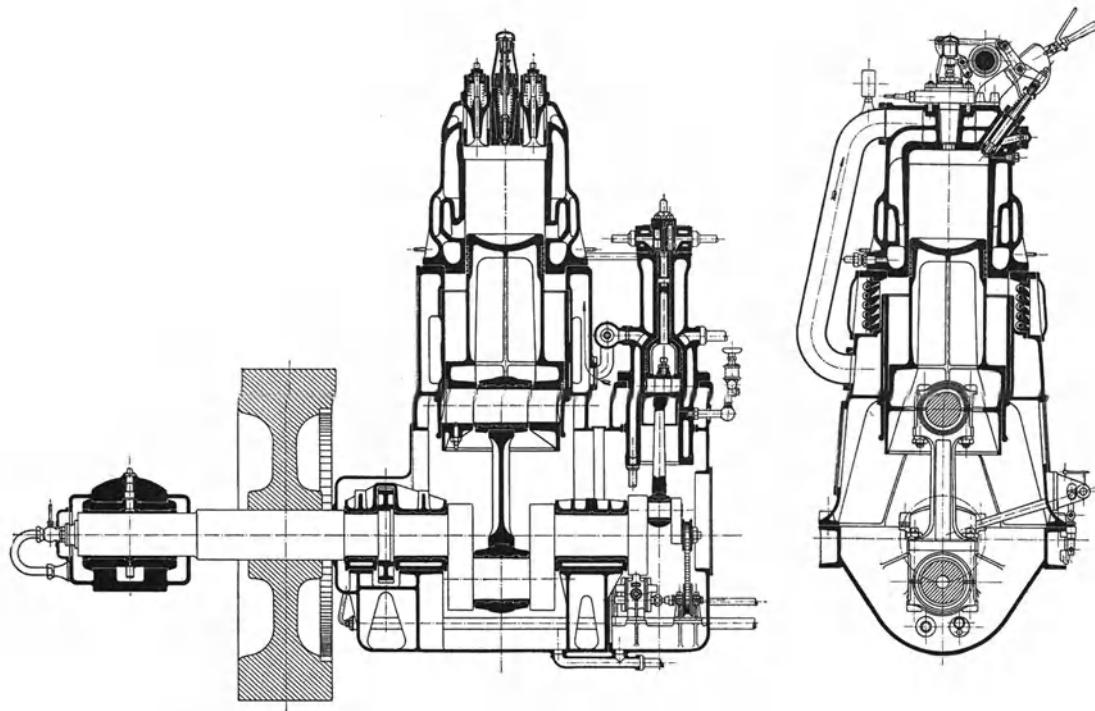


Fig. 8.

heute nicht allein in stationären Motoren, sondern besonders in Schiffsmotoren allen Anforderungen gewachsen ist.

Im Nachfolgenden sollen nun einzelne von der Germaniawerft entwickelte Motortypen im Bilde vorgeführt und kurz beschrieben werden; zunächst jedoch noch einige Worte über die Gesichtspunkte, die bei Wahl der Bauweise der verschiedenen Motortypen entscheidend waren.

Wie im Gasmaschinenbau, so hat auch im Dieselmotorenbau bei der Entwicklung zu größeren Leistungen die Frage, ob Viertakt oder Zweitakt, ob einfach- oder doppeltwirkend, großen Raum eingenommen und nimmt ihn zurzeit noch ein.

Die Verhältnisse im Dieselmotorenbau liegen indessen wesentlich anders wie im Gasmaschinenbau; während bei letzterem die Schwierigkeit richtiger Gemischbildung bei allen Belastungen und der davon abhängenden guten Regulierung bei Zweitakt wesentlich größer ist und neben anderen Gründen dazu führte, daß die Ver-

Erster Zweitakt-Einzyylinder-Versuchsmotor, 50 PS bei 500 Umdrehungen.

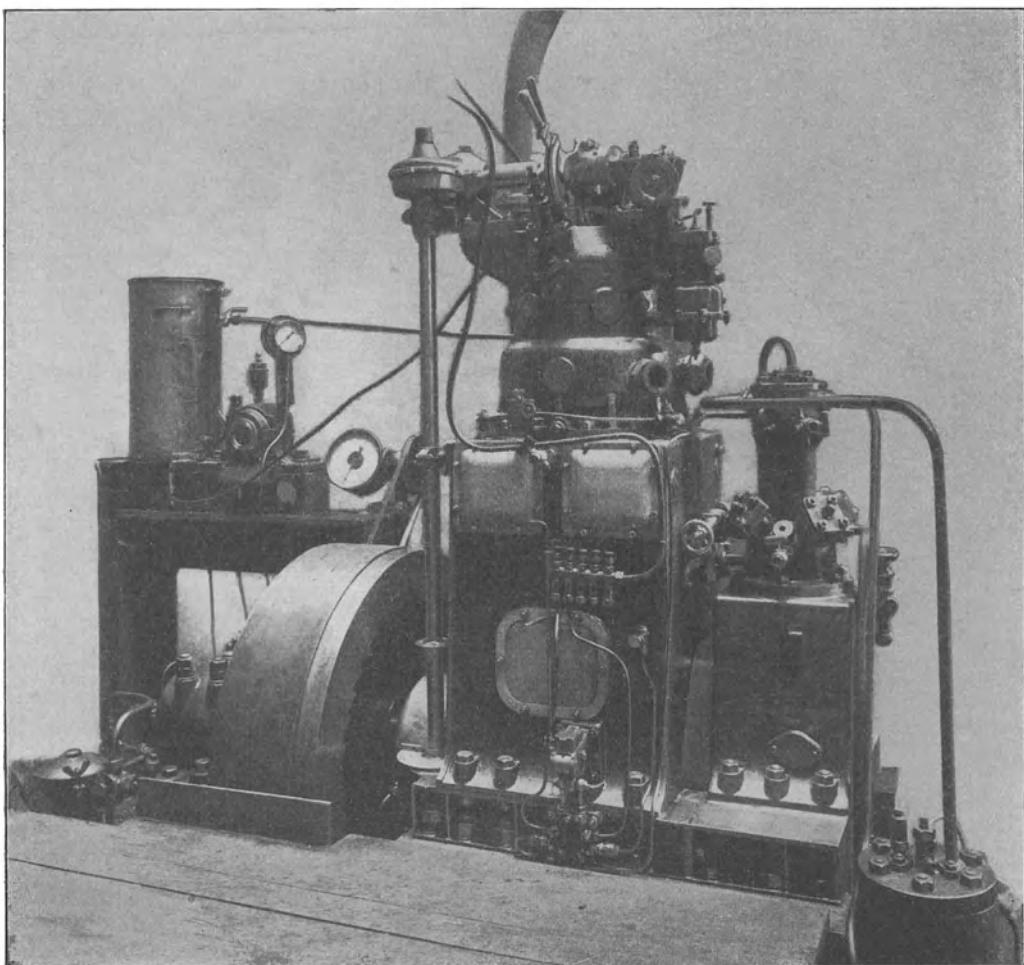


Fig. 9.

breitung großer Zweitaktmaschinen gegenüber Viertaktmaschinen eine wesentlich geringere ist, besteht diese Schwierigkeit bei Dieselmotoren nicht, da ja der Einspritzvorgang bei Viertakt- und Zweitaktmotoren vollkommen gleich ist. Die Vollkommenheit der Verbrennung beim Zweitaktmotor hängt außer von der Verteilung der eingespritzten Ölmenge fast lediglich von der Form des Verbrennungsraumes

selbst und von der Reinheit der Luft der Zylinderfüllung ab. Je besser es gelingt, die Verbrennungsrückstände vom vorigen Spiel auszutreiben, desto mehr Sauerstoffgehalt ist vorhanden, desto mehr Öl kann verbrannt werden, desto höherer effektiver Druck wird erzielt, und desto vollständiger ist die Verbrennung. Die Frage der Güte des Zweitakt-Ölmotors ist daher im wesentlichen eine Frage richtiger Anordnung derjenigen Bauteile, die tadellose Spülung bei nicht zu großem Kraftaufwand gewährleisten. Wenn auch diese Frage kaum als gelöst zu betrachten ist, so hat doch die Werft durch eine ganze Reihe einfach- und doppeltwirkender Motoren, die im Zweitakt arbeiten, den Beweis geliefert, daß mit der Zweitaktmaschine allen gerechten Ansprüchen genügt werden kann. Hierfür zeugt auch die wachsende Verbreitung des Dieselmotors als Zweitaktmotor. Wenn es daher heute scheint, als ob für große und größte Leistungen, namentlich im Schiffsbetrieb, der Zweitaktmotor die größere Verbreitung finden wird (Zweitaktmaschinen bauen außer uns Sulzer, Carels Frères, Fiat, Augsburg-Nürnberg, Junkers, Franco Tosi), so möchte ich doch nicht den Propheten machen, sondern, wie ich schon gelegentlich des Vortrages des Herrn Professors Junkers auf der letzten Sitzung unseres Vereins bemerkte, es der Zukunft selbst überlassen, auf Grund der Erfahrungen zu wählen unter Zwei- oder Viertakt, einfach Zweitakt- oder Junkers-Zweitaktmaschinen. Ein abschließendes Urteil kann heute nicht gefällt werden, weil noch die Erfahrungen fehlen. Erst allmählich klären sich diese und andere Fragen, und dann werden sich, wie im Dampfmaschinen- und Dampfturbinenbau, eine oder zwei Konstruktionstypen als anerkannt beste herauskristallisieren, denen dann der Konstrukteur durch besondere Ausbildung des einen oder anderen Details sein persönliches Gepräge zu verleihen suchen möge.

Natürlich stellen die Schiffsmaschinen wesentliche größere, vor allem aber eigenartigere Anforderungen an Konstruktion und Wartung als die Landmaschinen. Diese Anforderungen haben beim Schiffs dampfmaschinenbau zu ganz besonders ausgebildeten und jetzt in langer Dienstzeit erprobten Konstruktionen geführt. Bei der Konstruktion unserer Diesel-Schiffs maschine haben wir diese Anforderungen und die ihnen genügenden Leistungen stets vor Augen gehabt. So haben wir bei größeren Maschinen einen besonderen Kreuzkopf an besonderen, ebenen Geradführungen angeordnet, den Kolben durch eine kurze Kolbenstange mit dem Kreuzkopf leicht lösbar verbunden und die Flügelstange ganz und gar der bestbewährten Stange des Dampfmaschinenbaues nachgebildet. Der Unterbau unter den Zylindern gestattet gute Zugänglichkeit zu den Kurbeln und Lagern. Die Spül pumpen sind an die Kreuzköpfe der beiden mittleren Zylinder angehängt, etwa wie die Luftpumpen bei der Schiffs dampfmaschine usw.

Für Zweitaktmotoren, aber auch für Viertaktmotoren größerer Abmessungen spielt noch die Frage der Kolbenkühlung eine wesentliche Rolle. Die Erfahrungen mit langsamlaufenden wie mit schnelllaufenden Viertaktmotoren haben gezeigt, daß die vom Verbrennungsraum an den Kolbenboden übergehende Wärmemenge von einer bestimmten Größe des Durchmessers und einer hiervon abhängenden Wandstärke des Kolbenbodens an so groß ist, daß die an ihn von innen herantretende Luft nicht mehr imstande ist, ihn genügend abzukühlen. Dieser Umstand nötigte bei Viertaktmotoren, mit Zylinder-Durchmessern von etwa 500 mm an schon bei niedrigen Umdrehungszahlen dazu, eine künstliche Kühlung des Kolbenbodens vorzunehmen; höhere Umdrehungszahlen erfordern diese schon bei wesentlich kleineren Durchmessern. Zweitaktmotoren bedürfen gleichfalls schon bei kleineren Leistungen künstlicher Kühlung des Kolbens. Die Schwierigkeit, die Kühlflüssigkeit dem in Bewegung befindlichen Kolben zu- und von ihm wieder abzuführen, hat dazu geführt, als Kühlflüssigkeit versuchsweise Schmieröl zu verwenden. Die Ölkühlung besitzt den großen Vorteil, daß bei Undichtheiten des Zuführungsmechanismus eine Vermischung der Kühlflüssigkeit mit dem Schmieröl des Motors keinen Schaden bringt. Dieses wäre der Fall, wenn als Kühlflüssigkeit Wasser, besonders Seewasser, zur Anwendung käme und sich mit dem Schmieröl mischen würde. Nun genügt bei Maschinen, deren Kolbenabmessungen in der Nähe derjenigen liegen, für die natürliche Luftkühlung nicht mehr ganz ausreicht, schon das Ableiten einer verhältnismäßig geringen Wärmemenge; anders dagegen bei Maschinen, die einen hierüber erheblich hinausgehenden Durchmesser besitzen, oder die im Zweitakt arbeiten. Hier kann es sich um ganz erhebliche Wärmemengen, die abzuführen sind, handeln; es entstand daher die Frage, ob in allen Fällen mit einfacher Ölkühlung auszukommen sei. Um diese Frage zu klären, hat die Germaniawerft an verschiedenen, besonders an raschlaufenden Zweitaktmotoren Versuche mit ein und demselben Motor, unter Anwendung verschiedener Kühlflüssigkeiten, gemacht. Das Ergebnis war, daß bei sorgfältiger Auswahl der Vorrichtungen, die zum Zuführen der Kühlflüssigkeit dienen, die Kühlung mit Wasser entschieden vorzuziehen ist.

Wir verwenden für einfachwirkende Zweitakt- und Viertaktmotoren, bei letzteren soweit erforderlich, eine durch Patent geschützte Zuführung des Kühlwassers, wie in Fig. 10 veranschaulicht. Der Kolben bildet mit zwei Tauchrohren zwei U-förmige Kanäle, die sich an den Kühlraum im Kolbenkörper zu beiden Seiten anschließen. Durch das eine Tauchrohr wird die Kühlflüssigkeit zugeführt, durch das zweite wieder abgeführt. Jedes der beiden Tauchrohre gleitet durch zwei Stopfbüchsen, von denen die untere jeweils

die Abdichtung des im Kurbelgehäuse umherspritzenden Schmieröls nach außen hin übernimmt, während durch die obere die Abdichtung der Kolbenkühlflüssigkeit erfolgt. Im Falle von Undichtheiten der einen oder anderen dieser Stopfbüchsen kann zwar Schmieröl oder Kühlflüssigkeit nach außen austreten, nicht aber können beide in den Innenräumen sich mischen. In einfachster Weise ist also das angestrebte Ziel erreicht, und es kann jede beliebige Kühlflüssigkeit, ohne Rücksicht auf ihr Verhalten gegenüber dem Schmieröl, benutzt werden.

Kolbenkühlung, schematische Schnittzeichnung.

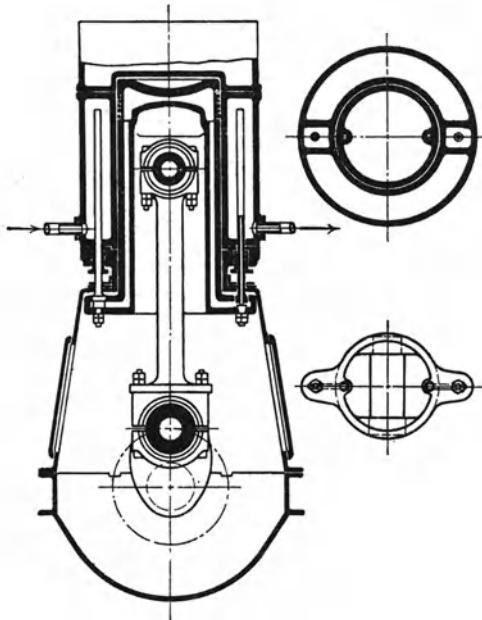


Fig. 10.

Im Nachstehenden mögen nun zunächst die von der Germaniawerft in den letzten Jahren entwickelten Typen im Bilde vorgeführt werden, und zwar getrennt nach Vier- und Zweitaktmotoren:

V i e r t a k t m o t o r e n .

Für stationäre Zwecke baut die Germaniawerft einfachwirkende vertikale Motoren der bekannten Bauart, wie sie in den Fig. 11 und 12 dargestellt sind. Die Fig. 13 und 14 zeigen einzelne ausgeführte Anlagen. Fig. 15 stellt eine größere Gesamtanlage dar, wie sie zurzeit für den Osthafen Berlin in Ausführung begriffen ist, Fig. 16 eine Pumpenanlage für die Emschergenossenschaft in Essen für Kanalisationszwecke. Die Motoren dienen zum Antrieb von Zentrifugalschmutzwasserpumpen. Die beiden letzteren Anlagen sind dadurch bemerkenswert, daß die Dieselmotoren für den Betrieb mit Teeröl eingerichtet sind.

Bekanntlich ist es gelungen, das unter dem Namen Heizöl bisher fast ausschließlich unter dem Kessel verbrannte Teeröl auch im Dieselmotor rückstandslos zu verbrennen. Da dieses Heizöl in Deutschland in Gasanstalten, namentlich aber im Kokereibetrieb der Kohlenzechen in großen Mengen als

Langsamlaufender Zweizylinder-Viertaktmotor vertikaler Bauart.

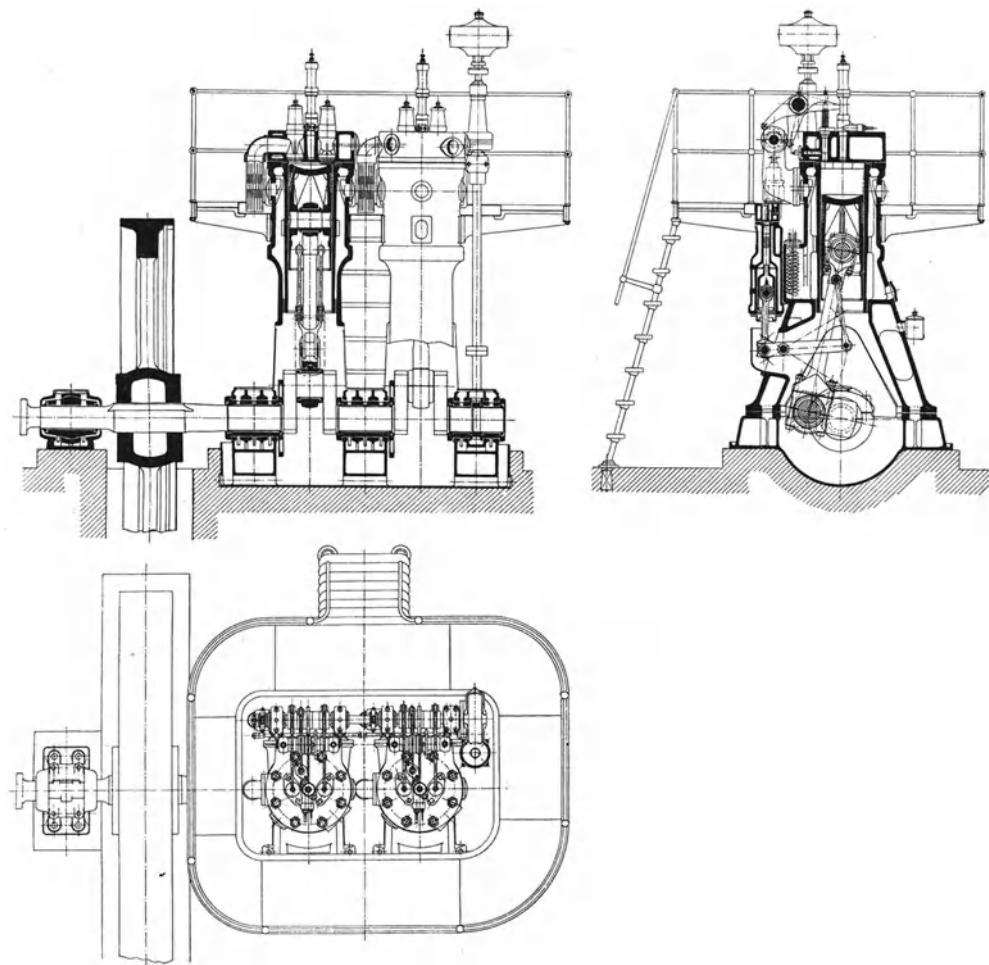


Fig. 11.

Nebenprodukt gewonnen wird — die gegenwärtige Erzeugung beträgt jährlich etwa 450 000 t und wird für die nächsten Jahre auf 1 000 000 t geschätzt — spielt es für den Motorenbetrieb innerhalb des Reiches eine außerordentlich wichtige Rolle, auch weil es, wenn im Inland gewonnen, durch den Einfuhrzoll nicht belastet ist, wie die aus dem Rohpetroleum gewonnenen Dieselmotoren-Treib-

öle, die fast ausnahmslos von außerhalb eingeführt werden müssen. Hoffentlich wird aber die Entwicklung des Dieselmotorenbaues nicht dadurch eingeengt und behindert, daß die Produzenten den Preis des Teeröles so hoch treiben, daß die Betriebskosten die des Kohlendampfbetriebes erreichen. Daraus würde ein schwerer Schaden für die Allgemeinheit entstehen. Die Frage der Ölbeschaffung

Langsamlaufender Zweizylinder-Viertaktmotor vertikaler Bauart, Aufstellungsskizze.

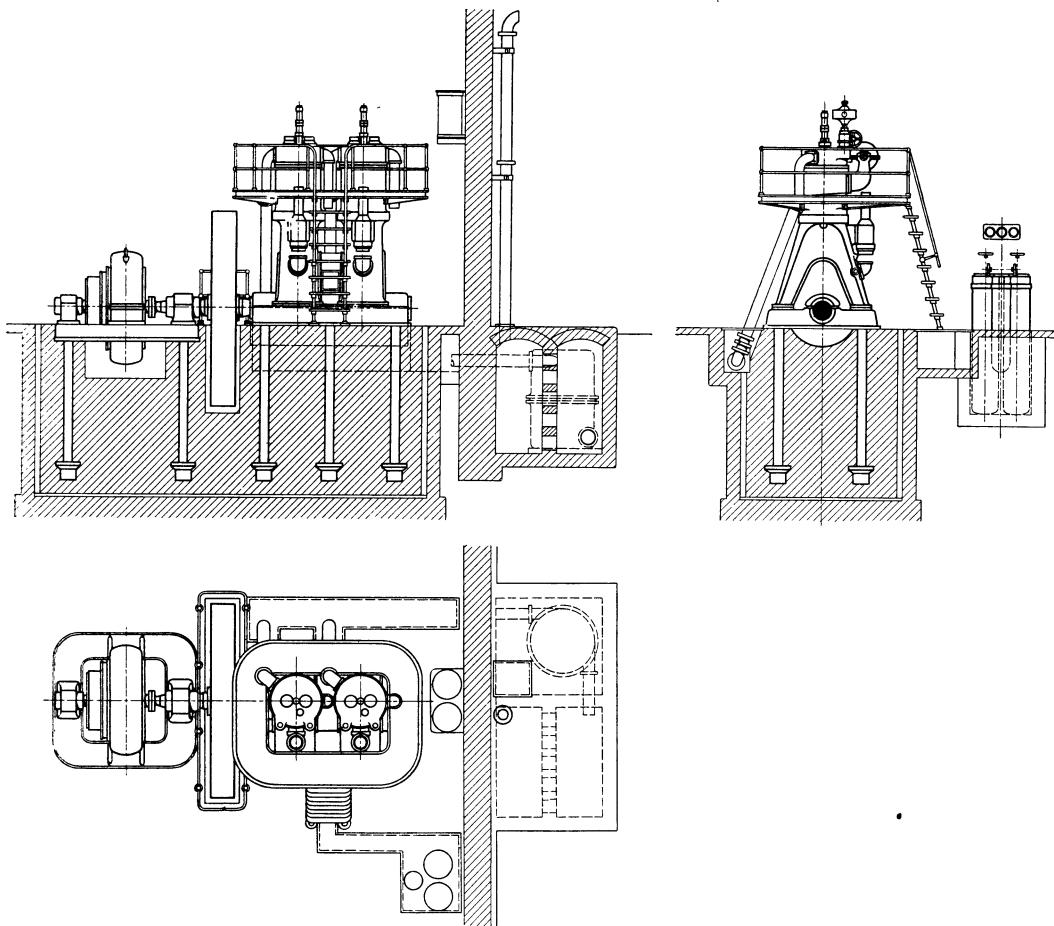


Fig. 12.

und des Preises ist jedoch rein wirtschaftlicher Natur und kann im augenblicklichen Stand der Dinge von dem Konstrukteur wohl außer acht gelassen werden, zudem sind darüber in der letzten Zeit wissenschaftliche Studien veröffentlicht worden, die den interessierten Kreisen nach dieser Richtung hin eine gewisse Sicherheit gebracht bzw. eine große Sorge genommen haben.

Die Germaniawerft hat natürlich eine ganze Reihe von Verfahren für Teeröl-

betrieb untersucht und auch eine größere Anzahl Patente auf diesem Gebiet angemeldet. Es würde jedoch zu weit führen, hier im einzelnen auf diese Ver-

Anlage im Hotel „Atlantic“, Hamburg, 2 Motoren von je 120 PSe.

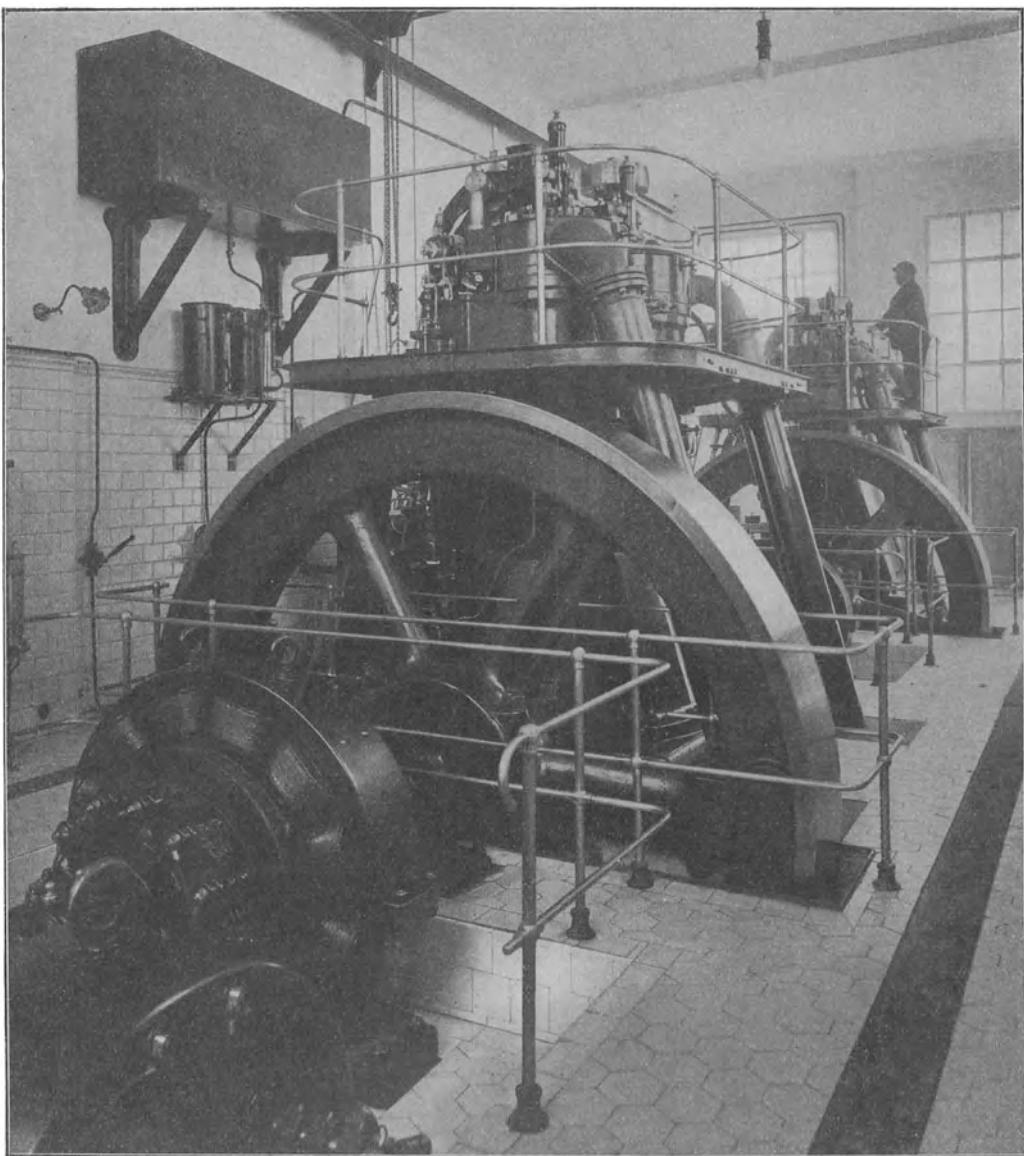


Fig. 13.

suche einzugehen, schon weil für den Schiffsbetrieb der für Teeröl eingerichtete Motor nicht die große Bedeutung hat wie für stationäre Anlagen des Zollinlandes. Immerhin ist die Möglichkeit der Verwertung von Teeröl für

unsere Marine insofern von Wichtigkeit, als auf einheimische Öle zurückgegriffen werden kann, im Falle der Bezug von außerhalb zeitweise unterbunden werden oder keine wirtschaftlichen Vorteile mehr bieten sollte.

Anlage im Kaufhause Rud. Karstadt, Kiel, 2 Motoren von 200 bzw. 160 PS.^{e.}

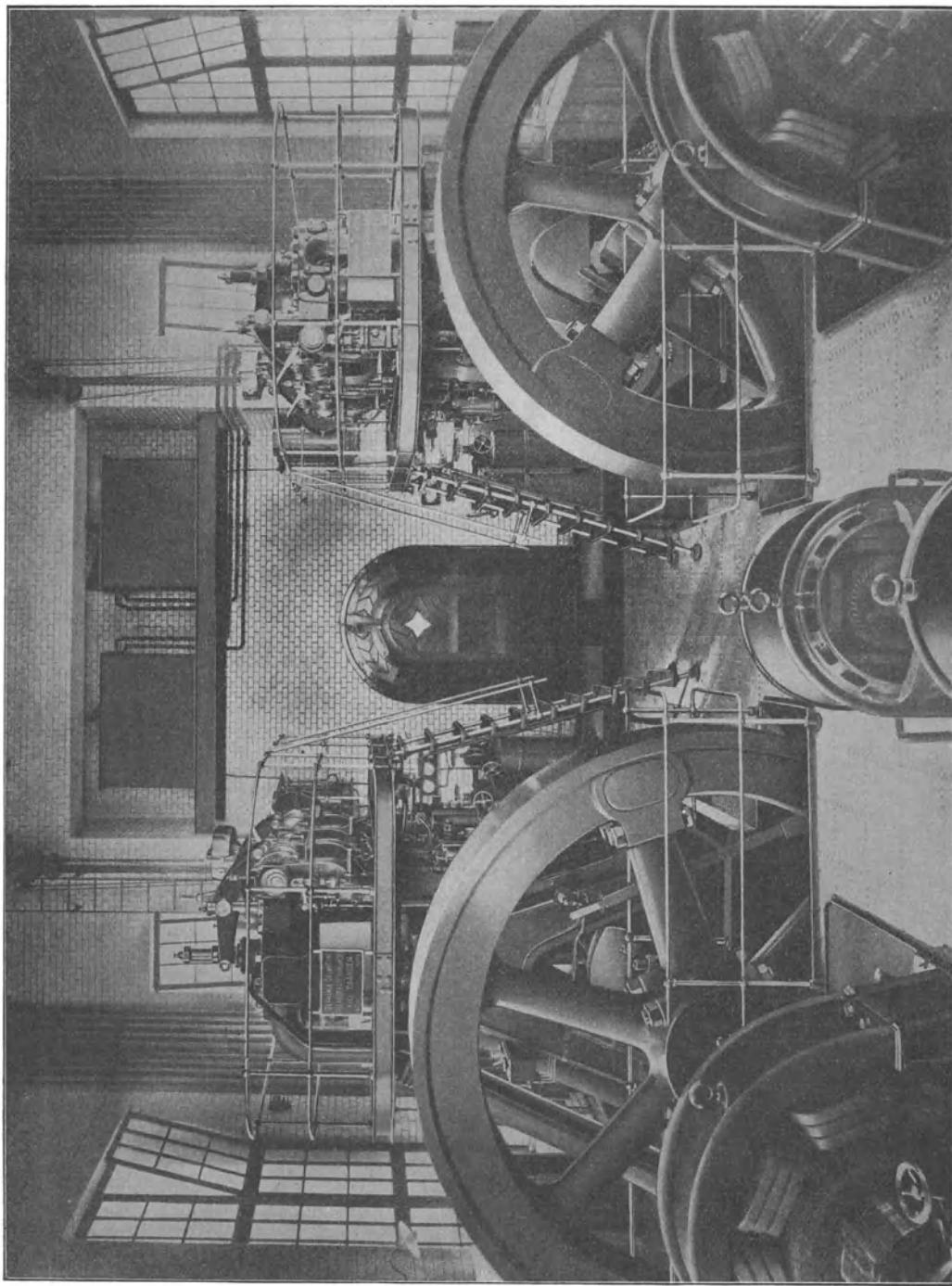
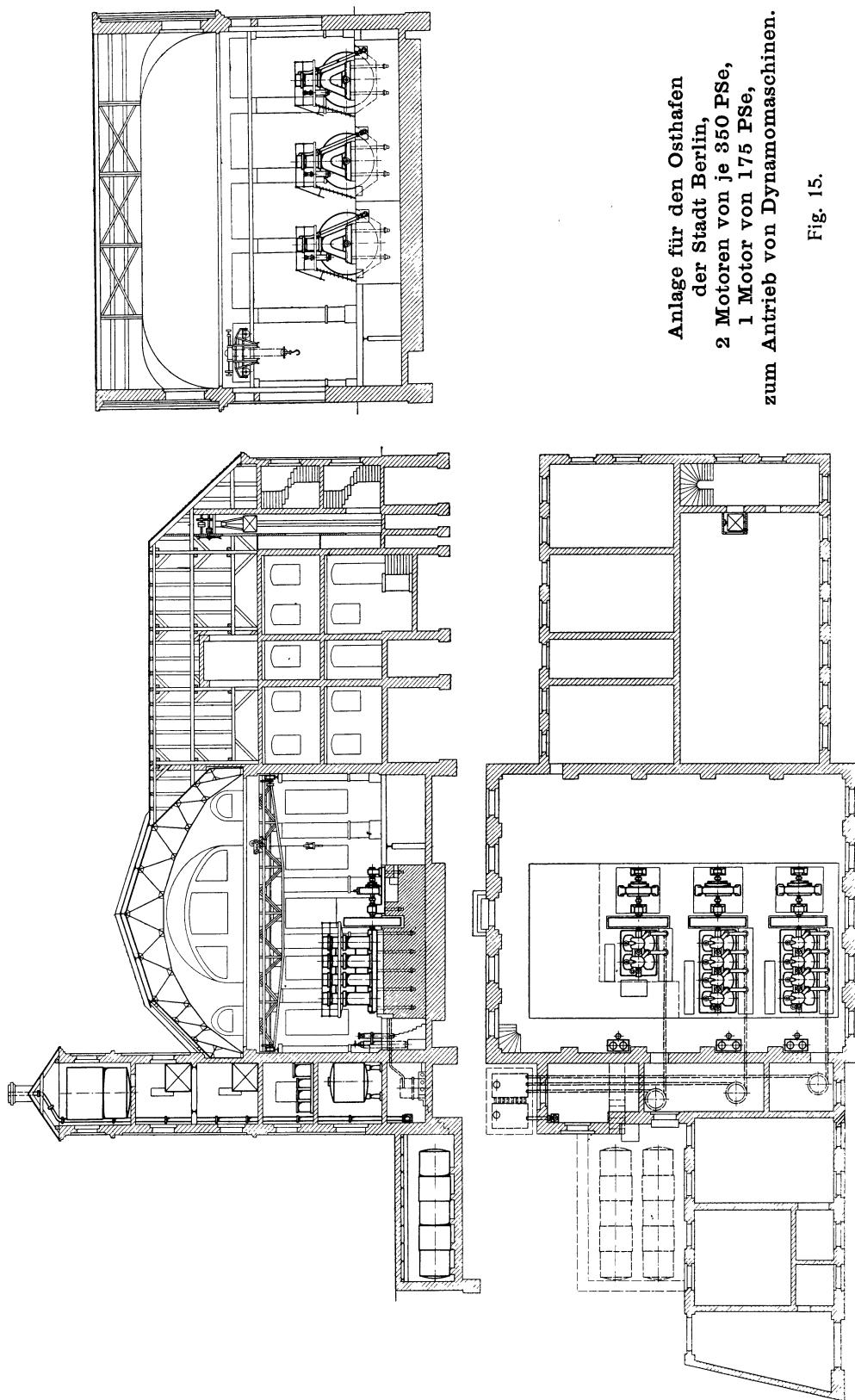


Fig. 14.



Pumpstation der Emschergenossenschaft,
insgesamt 7 Motoren, 2 von je 120 PSe, 2 von je 250 PSe und 3 von je 400 PSe
zum direkten Antrieb von Zentrifugalpumpen.

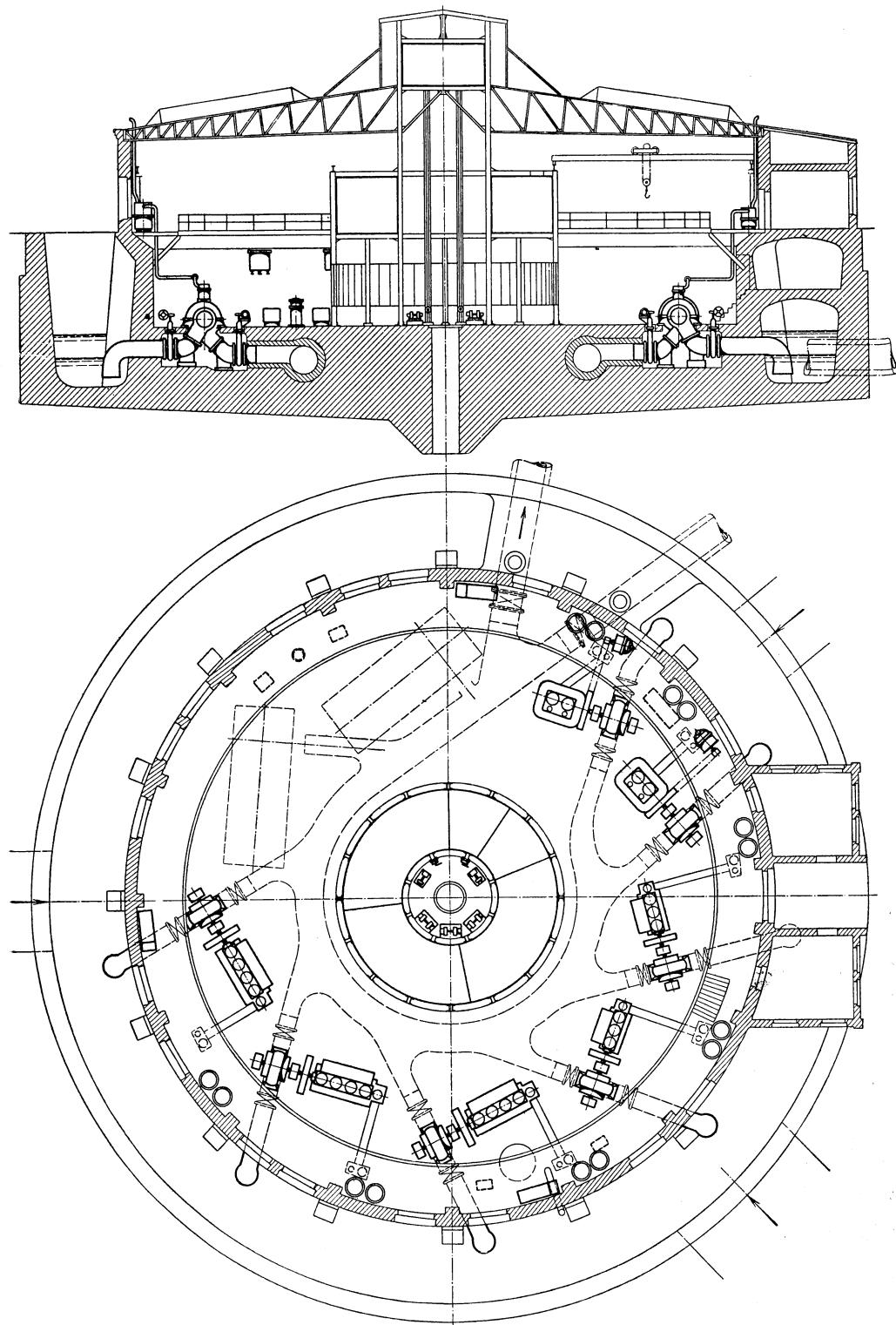


Fig. 16.

Ich will mich darauf beschränken, an dieser Stelle nur eins der von der Germaniawerft ausgebildeten Verfahren bekannt zu geben, nach dem sie zurzeit Motoren für Teerölbetrieb mit Erfolg ausführt. Dieses Verfahren besteht darin, daß der zur Einleitung der Zündung erforderliche Zündtropfen unmittelbar an den Sitz der Nadel herangedrückt wird durch vorübergehende Druckminderung in dem Raum vor dem Nadelsitz. In Fig. 17 ist das Verfahren schematisch dargestellt. Das Teeröl wird mittels der gewöhnlichen Brennstoffpumpe durch den Kanal *E* über dem Zerstäuber eingeführt. Die Luft vom Einblasegeräß tritt durch den Kanal *F* ein. *C* ist die Zerstäubungsvorrichtung, *G* der Ringraum, in den der Zündtropfen gelagert werden soll. Dieser Raum steht durch den Kanal *H* mit der Atmosphäre oder mit einem abgeschlossenen Raum von niedri-

Teeröldüse, schematische Schnittzeichnung.

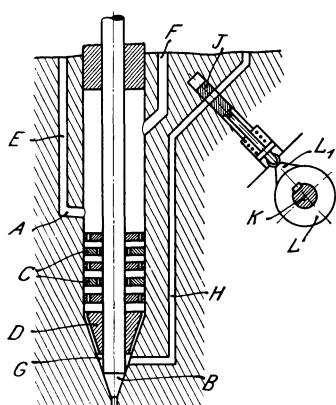


Fig. 17.

gerem Druck, als die Einblaseluft besitzt, in Verbindung. Kanal *H* ist durch ein besonderes Steuerorgan *J* verschließbar. Wird nun einige Zeit vor dem Öffnen der Düse und dem dadurch bewirkten Beginn der Einspritzung mittels des Steuerorganes *J* der Druck im Raume *G* kurze Zeit vermindert, so muß infolge des Überdruckes über dem Zerstäuber ein geringer Teil des Brennstoffes durch den Zerstäuber nach dem Raume *G* gerissen werden. Die Folge davon ist, daß beim Anheben der Nadel dieser vorgesleuderte Brennstoff, der sich in der Zwischenzeit stark erwärmt, zuerst eintritt und die Zündung einleitet, während die Hauptmenge des

Brennstoffes mit Einblaseluft gemischt nachfolgt und in der Flamme des Zündtropfens genügend hohe Temperatur zur vollständigen Verbrennung vorfindet. Es ist auf diese Weise möglich, bis zu den kleinsten Belastungen des Motors, und zwar, was sehr wesentlich ist, ohne Zuhilfenahme eines leichter zündlichen Brennstoffes, den Betrieb aufrecht zu erhalten. Nur zum Anfahren bis zur genügenden Erwärmung des Motors wird ein leichter zündliches Gasöl oder Paraffinöl verwendet.

Während die erwähnten langsamlaufenden stationären Viertaktmotoren einschließlich Schwungrad und allen Zubehörs etwa 250—300 kg pro Pferdekraft wiegen, besitzt der nunmehr zu beschreibende mittelschwere, raschlaufende Motor, wie er hauptsächlich für den direkten Antrieb von Dynamomaschinen und von Zentrifugalpumpen geeignet ist, ein Gewicht von nur 120—160 kg. Fig. 18 zeigt eine solche Anlage in ihrer Gesamtanordnung und läßt den Aufbau deutlich er-

Schnittzeichnung eines stationären Schnellläufer-Motors von 250 PS_e bei 300 Umdrehungen, in Gußeisen schwer gebaut.

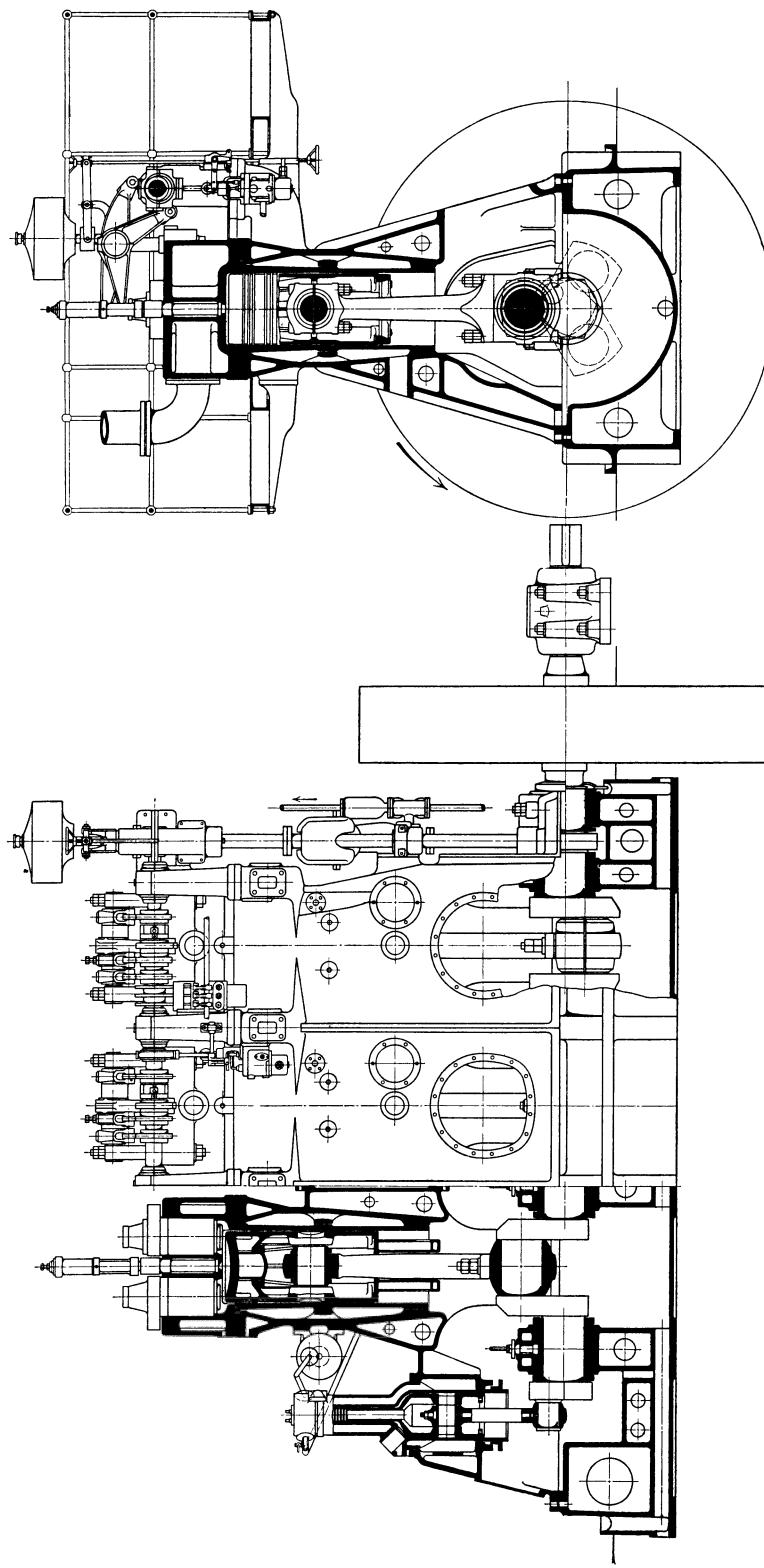


Fig. 18.

kennen. Die hohe Umdrehungszahl erfordert Preßschmierung der Triebwerksteile, diese wiederum ein geschlossenes Maschinengestell, welches das Abspritzen des Schmieröls nach außen verhindert. Die Einzelheiten weichen im übrigen nicht sehr von denen langsamlaufender Viertaktmotoren ab, soweit solche raschlaufenden Motoren in Gußeisen gebaut sind.

Vorwiegend für Schiffszwecke werden schnellaufende Motoren zur weiteren Verminderung des Gewichtes in Stahlguß und teilweise sogar in Bronze gebaut. Dann ist es möglich, das Gewicht des vollständigen Motors pro Pferdestärke je nach Leistung auf 30 bis 40 kg herabzudrücken. Einen solchen leicht gebauten Schnelläufer, der zum Antrieb von Dynamomaschinen für Kriegsschiffe dient, zeigen Fig. 19 und 19 a. Der Motor ist als Sechszylindermotor und in Stahlguß gebaut. Er leistet 450 PSe bei 400 Umdrehungen in der Minute und arbeitet, wie alle bisher besprochenen Motoren, im Viertakt. Hierher gehört auch der schon in der Einleitung erwähnte erste umsteuerbare Viertaktschiffsmotor, der von der Germaniawerft gebaut wurde. Die Umsteuerung geschieht, wie in der Literatur über die Schiffsmotoren der Germaniawerft verschiedentlich eingehend beschrieben, durch Längsverschiebung der Steuerwelle, die mit doppelten Nockenpaaren für Vorwärts- und Rückwärtsfahrt ausgerüstet ist. Dieser Motor hat als Grundlage gedient für den Bau weiterer direkt umsteuerbarer sowie besonders raschlaufender Motoren.

Für Bootszwecke war die Bauart der hier aufgeführten Schnelläufer immer noch nicht leicht genug, es mußte daher eine Sondertype entworfen und gebaut werden, die sich durch Zusammenfassen je zweier Zylinder zu einem Gußstück und durch Fortfall des Zwischenlagers an Gewicht und Raumbeanspruchung noch günstiger baute. Fig. 20 zeigt diese Bauart im Schnitt. Die Motoren sind fast ausschließlich in Bronze und Stahl gebaut; sie eignen sich besonders für Barkassen. Von 100 PSe aufwärts werden sie als Sechszylindermotoren direkt umsteuerbar ausgeführt. Für kleinere Leistungen kommen die Vier- und Zweizylindertypen mit Wendegetriebe oder in Verbindung mit einer Segelschraube zur Ausführung. Fig. 21 zeigt eine solche Ausführung, Fig. 22 und 22a dagegen direkt umsteuerbare Viertaktmotoren für Barkassen. Fig. 23 gibt eine Abbildung des Motorschleppers „Rapido“. Die in Fig. 24, 24a und 24b dargestellte Maschinenanlage von zwei Sechszylindermotoren ähnlicher Bauart von je 120 PSe Leistung bei 400 Umdrehungen bietet besonderes Interesse dadurch, daß sie für ein Schaufelradschiff gebaut wurde. Da einerseits der geringe Tiefgang, der für das zum Dienst auf dem Ob und seinen Nebenflüssen bestimmte Fahrzeug vorgeschrieben ist, nur eine entsprechend leichte Maschinenanlage gestattete, und andererseits die geforderte Leistung nur bei sehr hohen Umdrehungszahlen des Motors mit dem

Sechszylinder-Schnellläufer-Motor, Borddieseldynamo von 450 PS_e bei 400 Umdrehungen, in Stahlguß leicht gebaut.

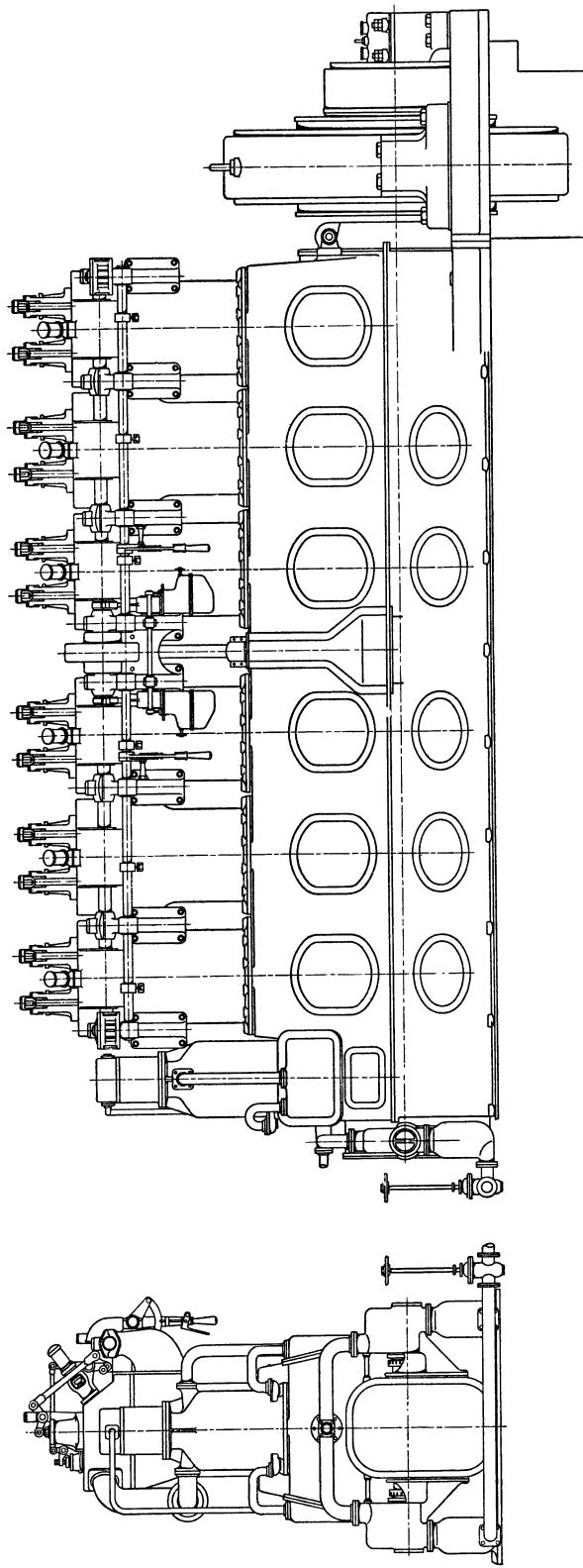


Fig. 19.

Sechszylinder-Schnellläufer-Motor, Borddieseldynamo von 450 PSe bei 400 Umdrehungen, in Stahlguß leicht gebaut.

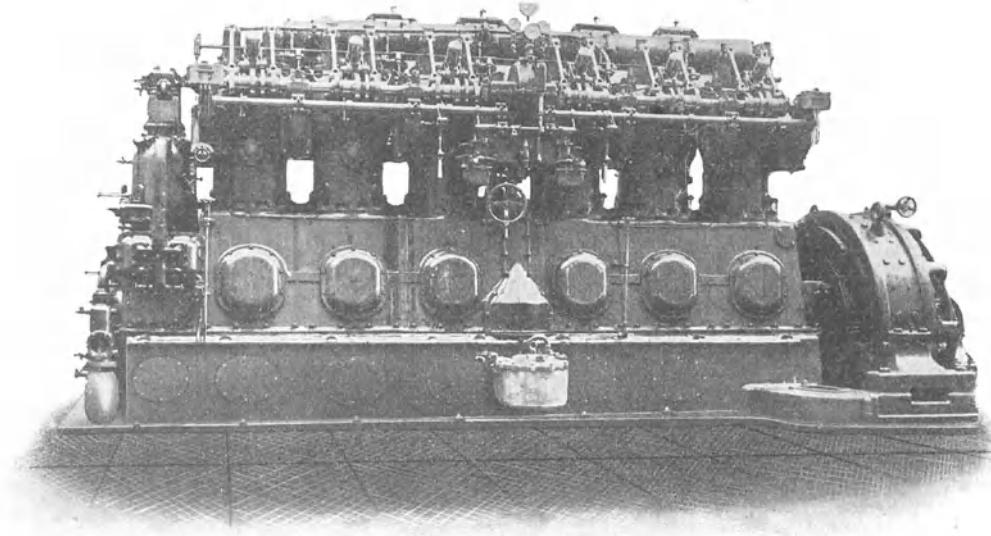


Fig. 19 a.

70 PSe-Vierzylinder-Viertaktmotor, 500 Umdrehungen, ganz leicht in Bronze gebaut, Schnittzeichnung.

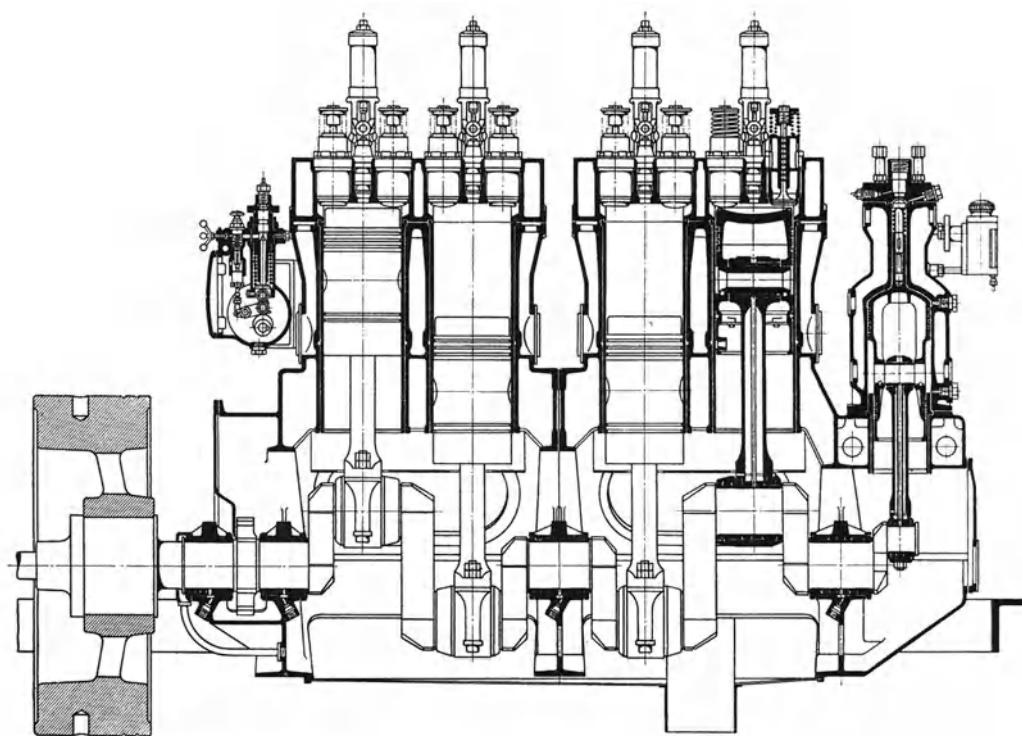


Fig. 20.

zur Verfügung stehenden Gewicht erzielt werden konnte, kam direkter Antrieb der Radwelle nicht in Frage. Durch eine Pfeilradübersetzung wird die Leistung

50 PSe-Vierzylindermotor ähnlicher Bauart mit Wendegetriebe für Bootszwecke.

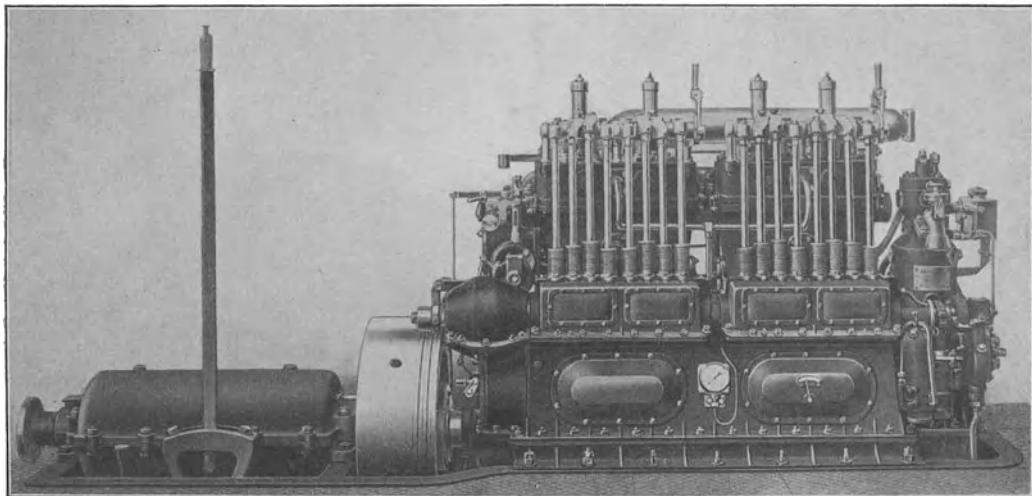


Fig. 21.

Umsteuerbarer 100 PSe-Sechszylinder-Viertakt-Barkasssmotor von 500 Umdrehungen, in Bronze gebaut.

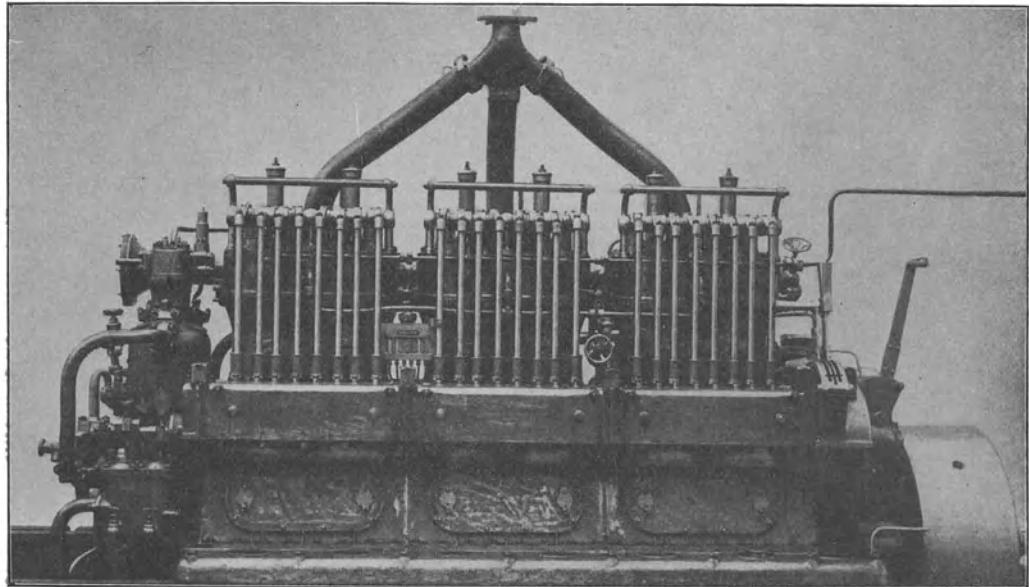


Fig. 22.

beider Motoren auf die Radwelle mit einem Übersetzungsverhältnis 8 : 1 übertragen. Die Motoren, die jeder für sich direkt umsteuerbar sind, können durch

Umsteuerbarer 100 PSse-Viertakt-Barkasssmotor von 500 Umdrehungen, in Bronze gebaut, Schnittzeichnung.

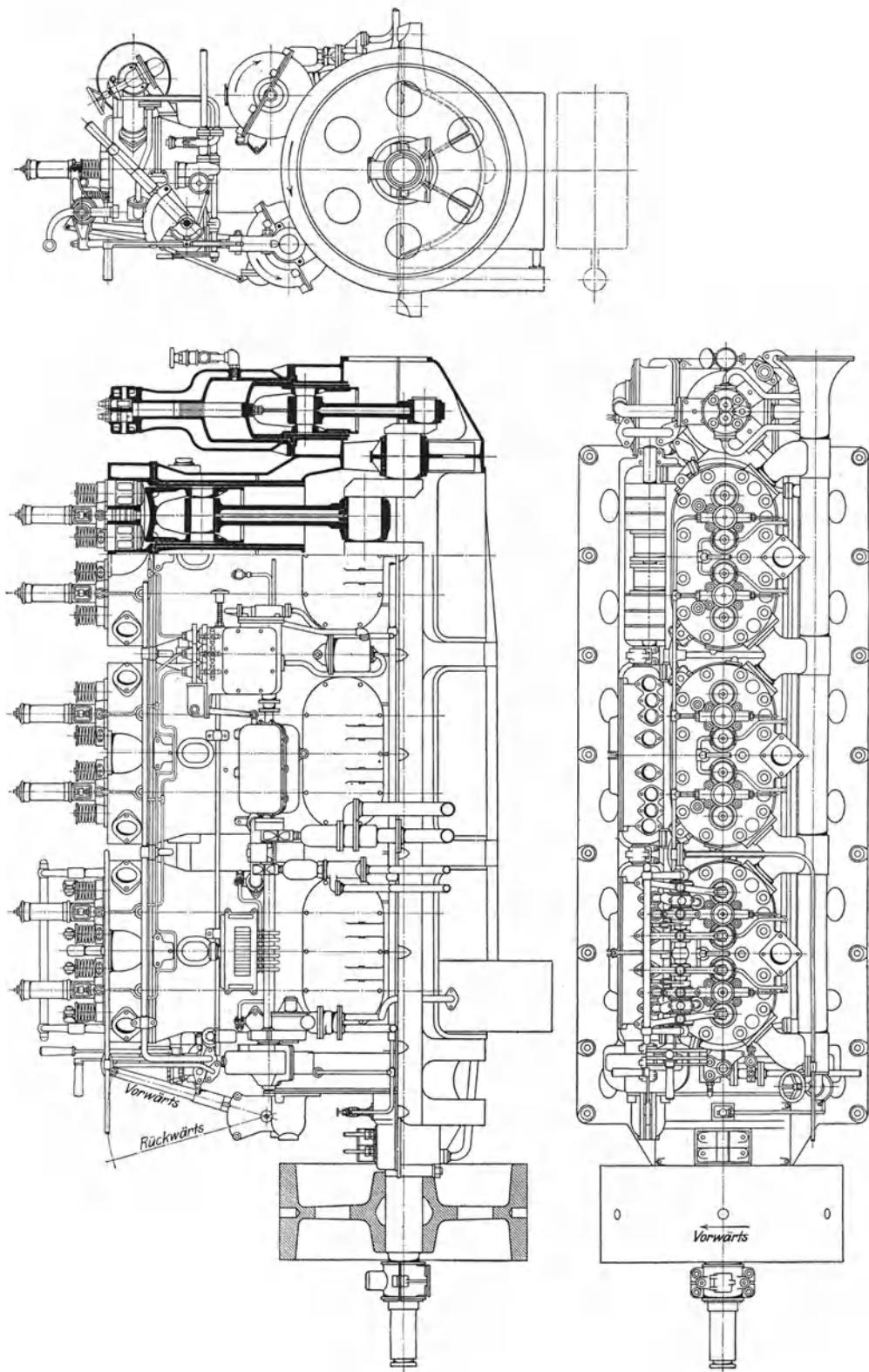


Fig. 22.a.

Schlepper „Rapido“ mit umsteuerbarem Viertaktmotor von 120 PS bei 400 Umdrehungen.

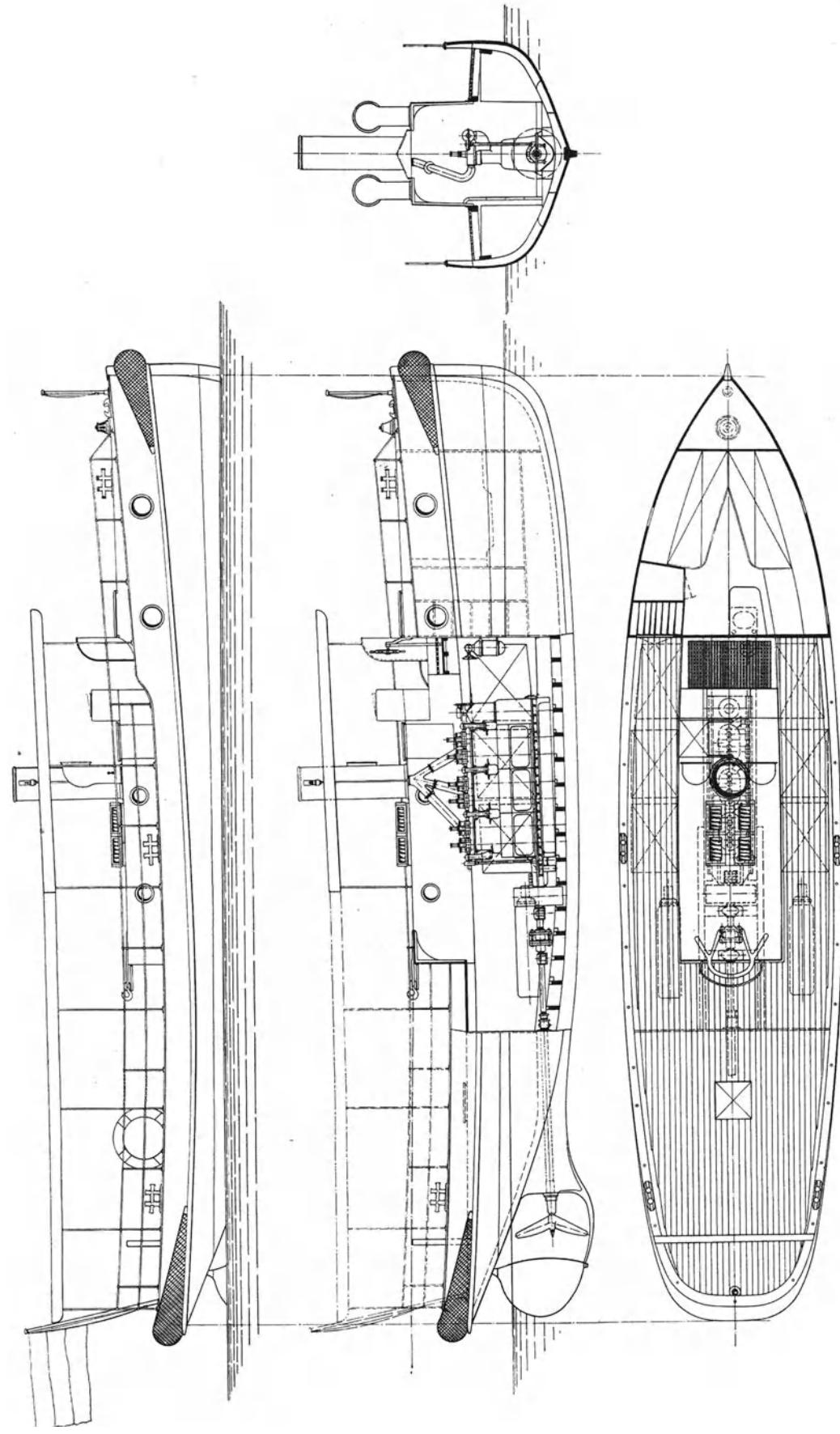
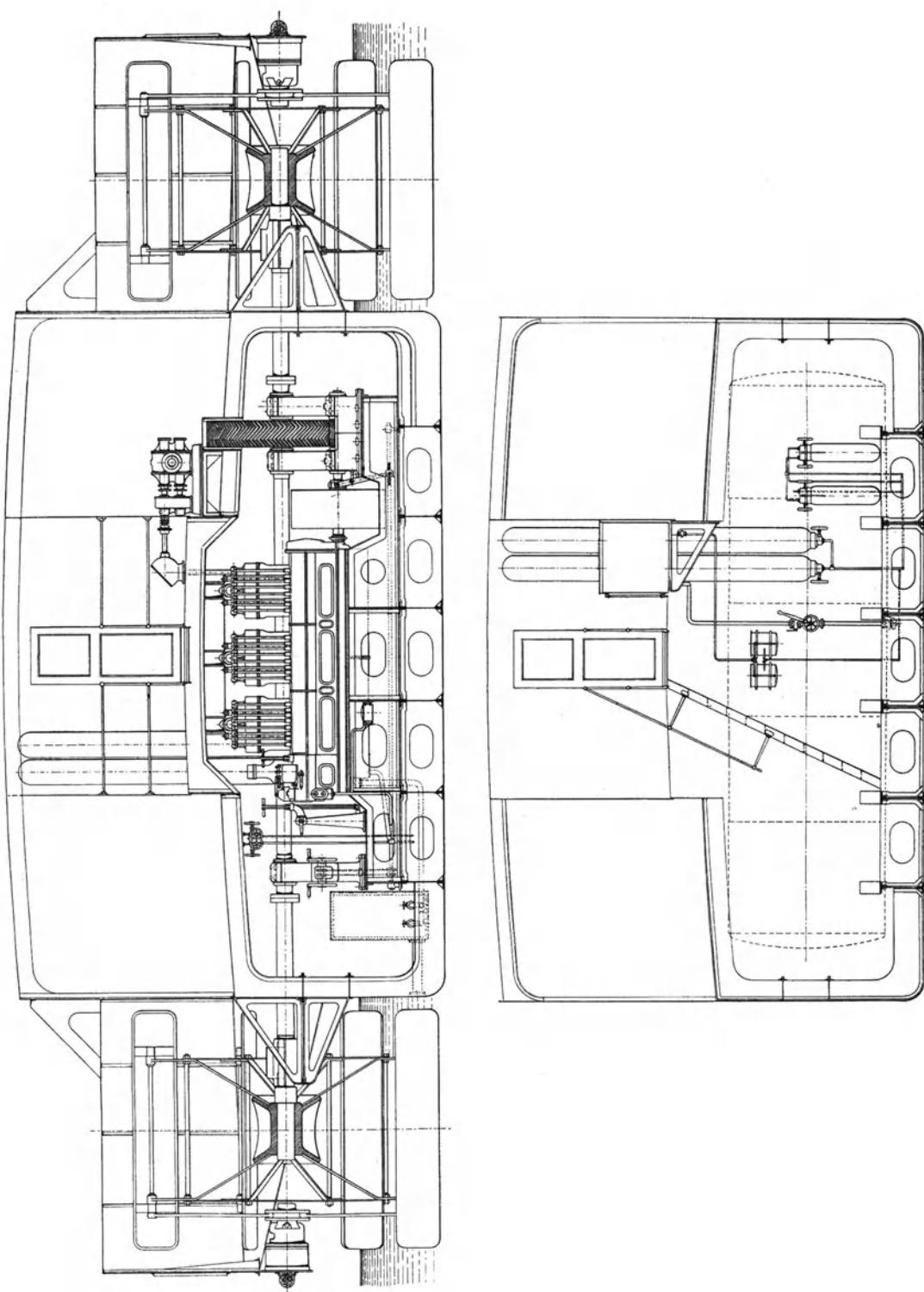


Fig. 23.

Anlage für ein Schaufelradschiff mit 2 umsteuerbaren Sechszylinder-Viertaktmotoren von je 120 PS_e bei 400 Umdrehungen, Querschnitte.



Anlage für ein Schaufelradschiff mit 2 umsteuerbaren Sechszylinder-Viertaktmotoren von je 120 PSe bei 400 Umdrehungen,
Grundriss und Längsschnitte.

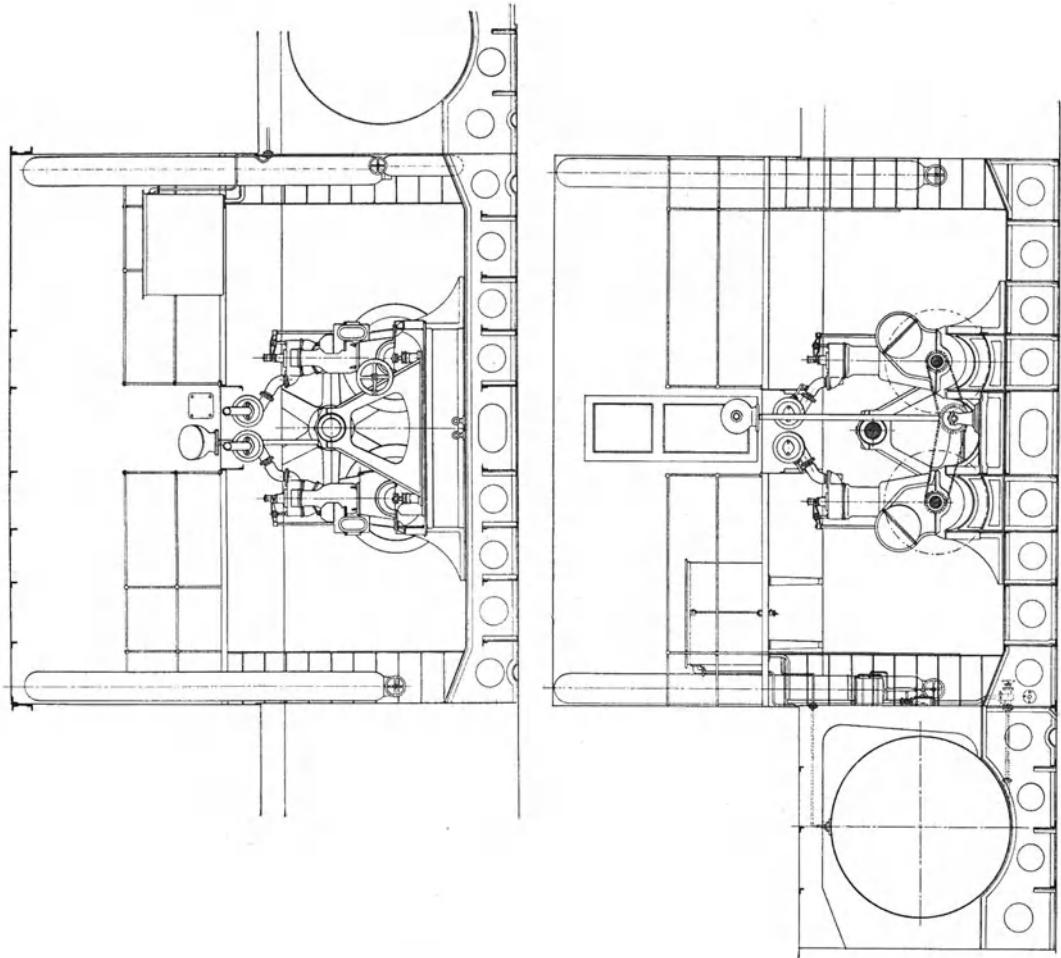
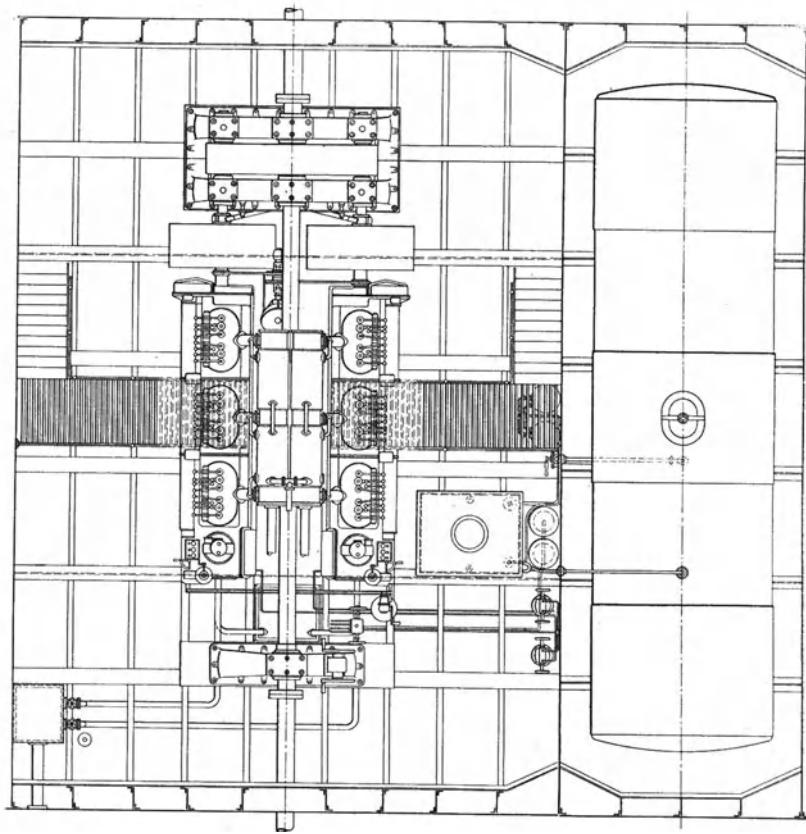


Fig. 24 a.



Frikitionskupplungen einzeln an- und abgekuppelt werden. Die Gesamtanlage einschließlich Räderübersetzung und Radwelle, jedoch ohne Schaufelräder, wiegt nur 20 000 kg, wovon auf die Motoren selbst 11 000 kg entfallen.

Auch für stationäre Anlagen lassen sich solche raschlaufenden Motoren zum direkten Antrieb von Dynamomaschinen mit Vorteil verwenden, insbesondere da, wo geringer Raumbedarf und hohe Gleichförmigkeit des Ganges eine Rolle spielen. Die Germaniawerft hat für das Kaiserliche Kanalamt Kiel 5 solche Aggregate von je 80 PSe Leistung bei 428 Umdrehungen in der Minute zum direkten Antrieb von Drehstromgeneratoren gebaut. Eine dieser Anlagen ist in Fig. 25 abgebildet.

Anlage für ein Schaufelradschiff mit 2 umsteuerbaren Sechszylinder-Viertaktmotoren von je 120 PSe bei 400 Umdrehungen, Abbildung der gesamten Maschinenanlage.

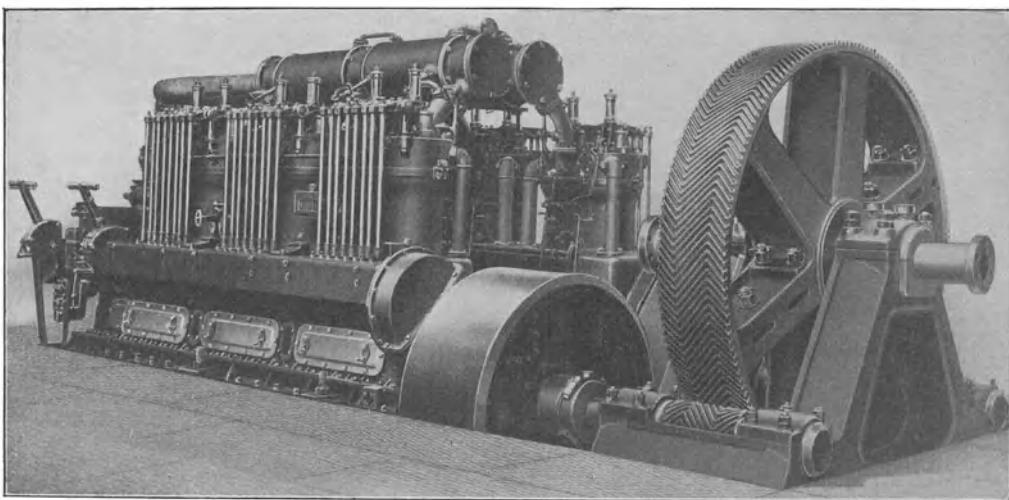


Fig. 24 b.

Zweitaktmotoren.

Während die Germaniawerft bisher beim Bau von Viertaktmotoren nur auf dem Gebiet der Schnellläufermotoren, besonders der ganz raschlaufenden Bootsmotoren, neue Typen zu entwickeln hatte, fiel ihr diese Aufgabe beim Bau von Zweitaktmotoren sowohl für langsamlaufende als für schnellaufende, einfach- und doppeltwirkende Motoren zu. Sie sah sich genötigt, um den vielseitigen Anforderungen auf den verschiedenen Gebieten des Schiffsmotorenbaues gerecht zu werden, eine ganze Reihe von Modellen aufzustellen, die sich ihrer Sonderzwecke wegen außerordentlich voneinander unterscheiden.

Beginnen wir wiederum mit den einfachwirkenden, und zwar mit den lang-samer laufenden Typen, so ist zunächst der große einfachwirkende Zweitaktmotor vorzuführen, wie er für die drei großen Tankschiffe ausgeführt wird, die die Werft für die Deutsch - Amerikanische Petroleum-Gesellschaft im Bau hat. Fig. 26 gibt einen Querschnitt wieder, aus dem Aufbau und Zylinderkonstruktion ersichtlich sind. Der Motor, von 1250 PSe Leistung bei 140 Umdrehungen in der Minute, ist nach Art einer schweren Schiffs-dampfmaschine auf

Zentrale Burg i. D. des Kaiserl. Kanalamts Kiel, 3 Motoren von je 80 PSe bei 428 Umdrehungen.

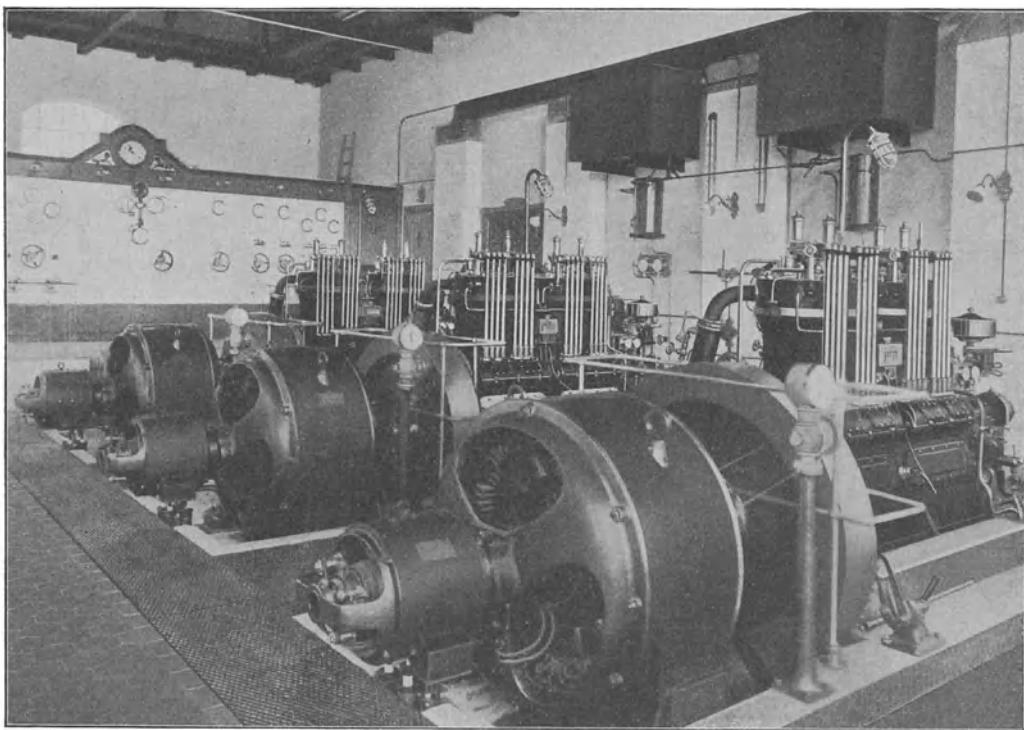


Fig. 25.

gußeisernen Ständern aufgebaut; er besitzt, obgleich einfachwirkend, Kreuzkopfführung, die einseitig am Ständer angeordnet ist. Der Kolben hat Wasser-kühlung. Mittels Gelenkrohre wird das Wasser dem Kreuzkopf zu- und von ihm wieder abgeführt. Zur Verbindung mit dem Kolben dient eine vom Gas-maschinenbau her bekannte Konstruktion, die hohle Kolbenstange, in welche ein Rohr eingesetzt ist, um getrennten Weg für Zu- und Ableitung zu erhalten. Der Zylindereinsatz ist, um eine bequeme Reinigung zu ermöglichen, herausziehbar, also nicht in einem Stück mit dem Außenmantel gegossen. Diese Anordnung bedingt,

daß die Auspuffleitung mittels Stopfbüchsen durch den Außenmantel hindurchgeführt wird. Zur Vereinfachung sind Zylinderkopf und Zylindereinsatz in einem Stück gegossen. Für gewöhnlich wird der Kolben nach unten ausgebaut; um dies in einfacher Weise zu ermöglichen, wurde die Kolbenstange geteilt. Die Anordnung der Spülspülung, angetrieben mittels Balanciers vom Kreuzkopf aus, ist aus Fig. 26

Einfachwirkender, umsteuerbarer Sechszylinder-Zweitakt-motor für Handelsschiffe, 1250 PSe bei 140 Umdrehungen, Querschnitt.

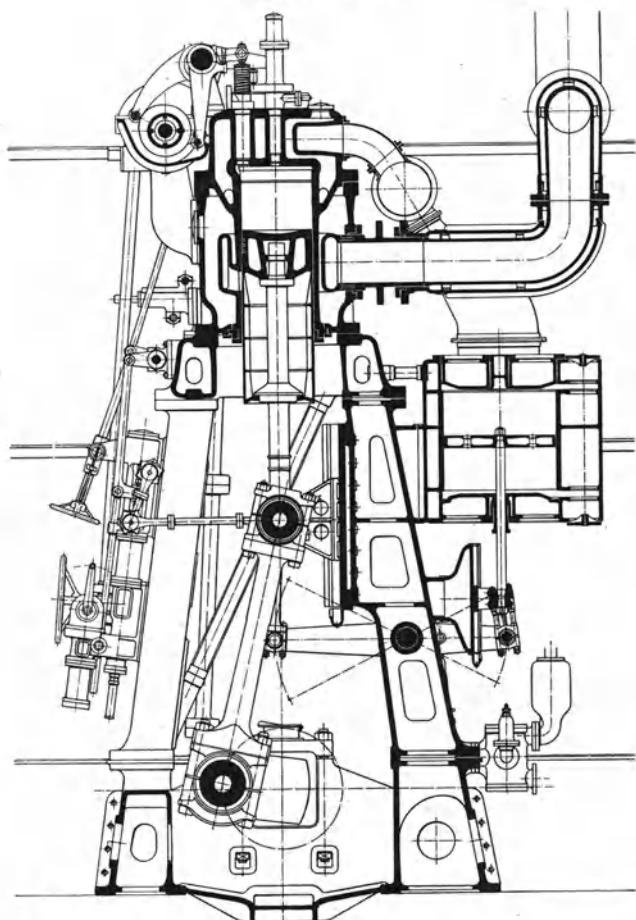


Fig. 26.

ebenfalls ersichtlich. Das Einspritzventil befindet sich, wie üblich, in der Mitte des Zylinderdeckels. Für die Auspuffschlitze steht der ganze Umfang des Zylinders zur Verfügung. Die Auspuffleitungen sind sehr weitgehend gekühlt. Die Umsteuerung erfolgt ebenfalls durch Längsverschiebung der oberen Steuerwelle. Wie bei allen Germania-Schiffsmotoren, ist auch bei diesem Motor der Mechanismus,

der zum Umstellen von Druckluftbetrieb auf Brennstoffbetrieb sowie zum Stillsetzen und Anlassen der Maschine dient, für einzelne Zylindergruppen unterteilt und außerdem vollkommen getrennt von dem Mechanismus, der die Umkehr der Drehrichtung des Motors bewirkt. Diese Anordnung hat sich, weil außerordentlich übersichtlich und betriebssicher, bestens bewährt. Durch Verblockung sind die erforderlichen Vorkehrungen getroffen, um ein unrichtiges Manövrieren seitens des Bedienungspersonals auszuschließen. Die Anordnung der Umsteuerung geht aus Fig. 26a noch deutlicher hervor. Das große Handrad rechts ermöglicht die

Anordnung der Umsteuerungsvorrichtung.

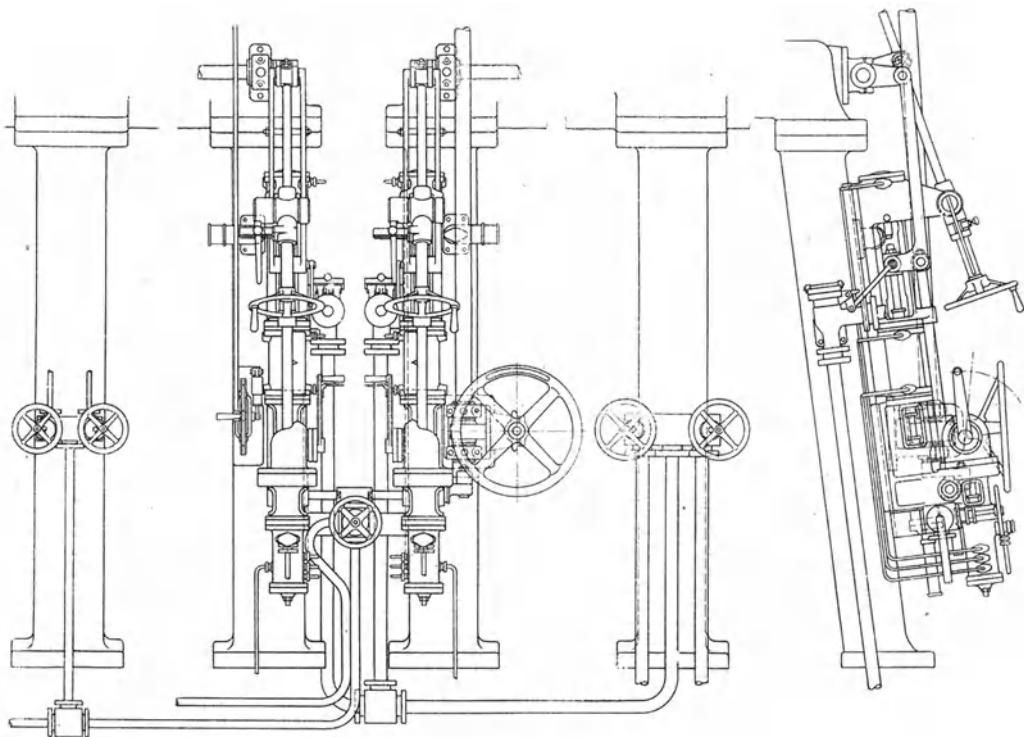


Fig. 26a.

Verschiebung der Steuerwelle in ihrer Längsrichtung. Bei der einen Endstellung der Welle läuft der Motor vorwärts, bei der anderen Endstellung rückwärts. Das Anfahren mittels Druckluft, das Fahren im Betrieb mit Brennstoff sowie das Stoppen geschieht durch Betätigung der beiden Hebel, die links beim Handrad liegen. Die Zylinder sind nach zwei Gruppen unterteilt, so daß eine gute Abstufung der Geschwindigkeit beim Manövrieren erreicht wird. Von den beiden Handhebeln bedient jeder eine Gruppe von drei Zylindern. Beim Anfahren ist der Vorgang der folgende:

Beide Handhebel werden gleichzeitig von der Stopplage in die Anlaßstellung gebracht. Der Motor läuft also, je nachdem das Handrad rechts auf „Vorwärts“ oder „Rückwärts“ steht, in entsprechender Richtung an. Sobald er durch Druckluft in Betrieb gesetzt ist, wird nun der eine Manövrierhebel auf Betriebs-

Anordnung der Maschinenanlage in einem Tankschiff, Gesamtleistung der Hauptmotoren 2500 PSe.

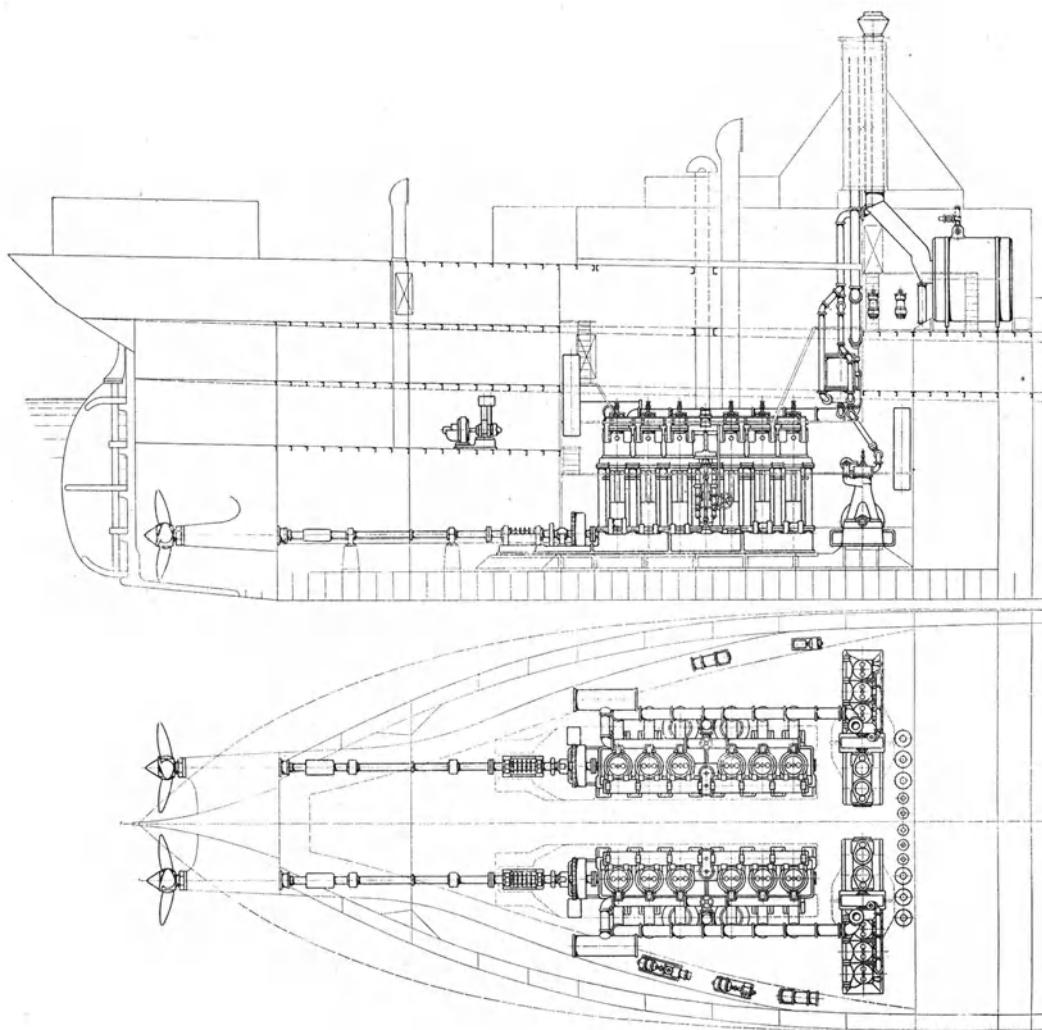


Fig. 26 b.

stellung gebracht und der andere, wenn die ersten drei Zylinder mit Brennstoff arbeiten, auf „Stopp“, oder aber, wenn volle Fahrt gewünscht wird, ebenfalls in Betriebsstellung gestellt. Fig. 26 b zeigt die gesamte Maschinenanlage im Schiff. Die beiden querstehenden Hülfsmotoren sind direkt mit Kompressoren

gekuppelt. Sie erzeugen, unabhängig von den Hauptmotoren, die erforderliche Einspritzluft für diese, wie auch die zum Anlassen und Manövrieren verwendete Preßluft. Fig. 26c gibt das Bild eines der Hauptmotoren auf dem Probierstand der Werft.

**Einfachwirkender, umsteuerbarer Sechszylinder-Zweitaktmotor
für Handelsschiffe, 1250 PSe bei 140 Umdrehungen, auf dem Probierstand.**

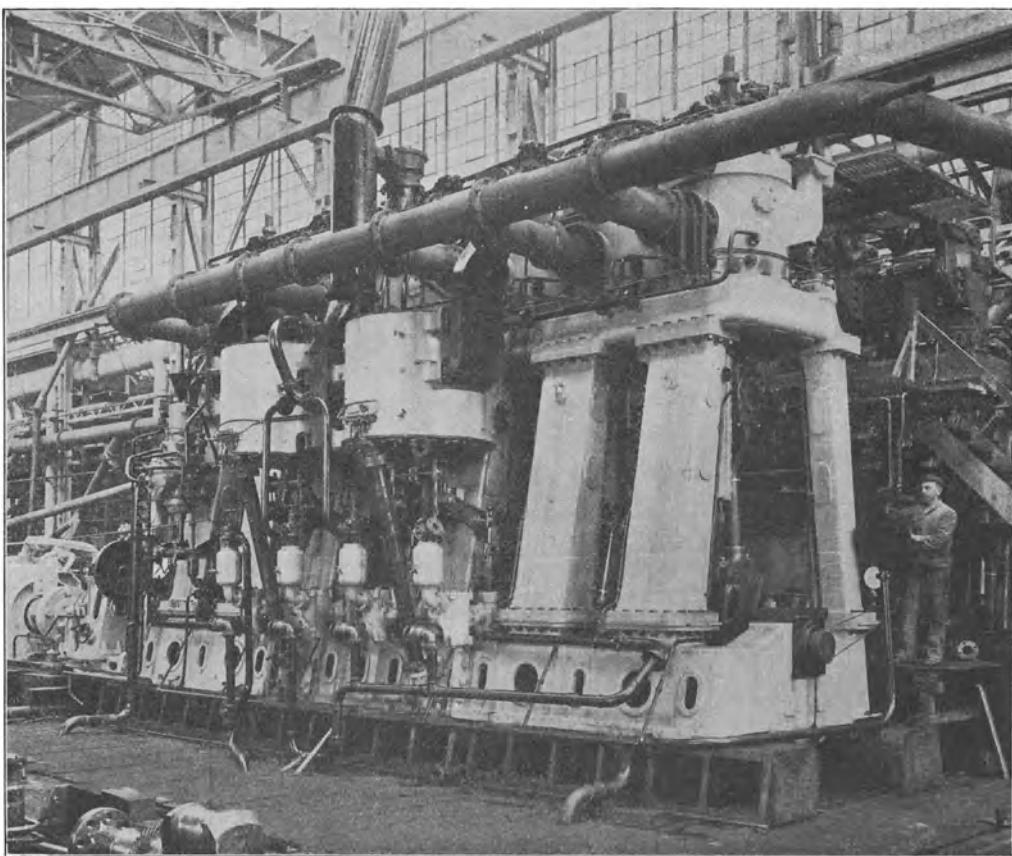


Fig. 26 c.

Motoren dieser einfachwirkenden Bauart für große Seeschiffe werden von der Germaniawerft bis etwa 3000 PSe Leistung in einer Maschine gebaut. Für Schiffe mit Maschinenanlagen größerer Leistungen sind doppeltwirkende Motoren vorgesehen, auf die späterhin noch des Näheren eingegangen werden soll.

Für ein drittes Tankschiff von 15 000 t Tragfähigkeit befinden sich augenblicklich zwei Motoren gleicher Bauart von je etwa 1800 PSe Leistung auf der Germaniawerft im Bau.

Für Schlepp- und schwere Verkehrsboote hat die Germaniawerft eine langsamlaufende Zweitakttype geschaffen, die besonders einfach gebaut ist. Fig. 27 zeigt diese Ausführung. Wie ersichtlich, sind zur Verminderung des

Vierzylinder-Zweitaktmotor schwerer Bauart mit Schlitzspülung, für Schlepper usw., 140 PSe bei 250 Umdrehungen.

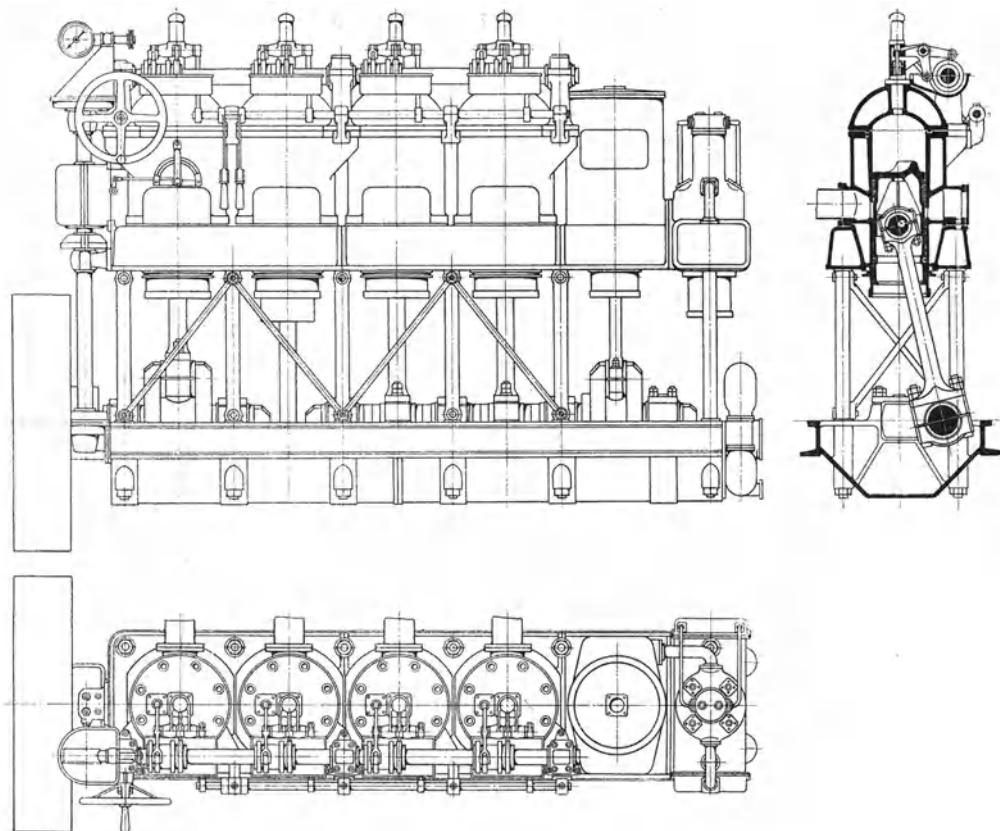


Fig. 27.

Gewichtes schmiedeiserne Säulen eingebaut. Die Zylinder sind auf eine durchgehende Platte einzeln aufgesetzt. Besondere Kreuzkopfführung ist nicht notwendig. Der dargestellte Motor leistet bei 250 Umdrehungen in der Minute 120 bis 140 PSe. Zur Vereinfachung der Steuerung ist Schlitzspülung angewandt, die für diese Umdrehungszahlen voll befriedigende Resultate ergeben hat und einen geräuschlosen Gang des Motors ermöglicht.

Motorenanlagen dieser schweren, verhältnismäßig langsamlaufenden Type wiegen je nach Leistung und Ausbildung einzelner Motorenteile 100 bis 120 kg pro Pferdestärke. Da die beiden oben beschriebenen Typen sich sehr wohl auch für größere stationäre Anlagen verwenden lassen, hat die Germaniawerft gegenwärtig

nach den Modellen der eben beschriebenen Tankschiffmotoren große stationäre Zweitaktmotoren im Bau. Sie bauen sich gegenüber Viertaktmotoren einfacher und besitzen geringeres Gewicht.

Motor-Kompressor-Aggregat von 700 PSe.

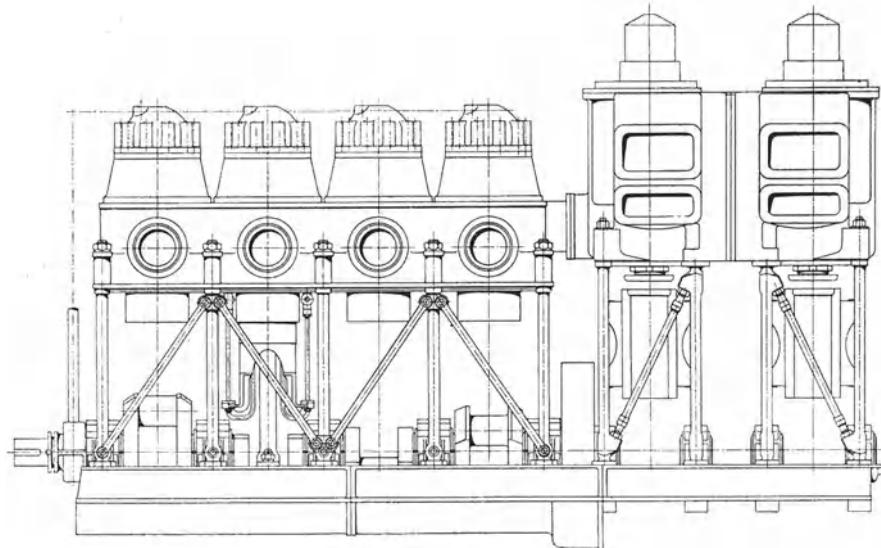


Fig. 28.

**Motor-Kompressor-Aggregat von 700 PSe.
Schnitte durch Motor- und Kompressorzylinder.**

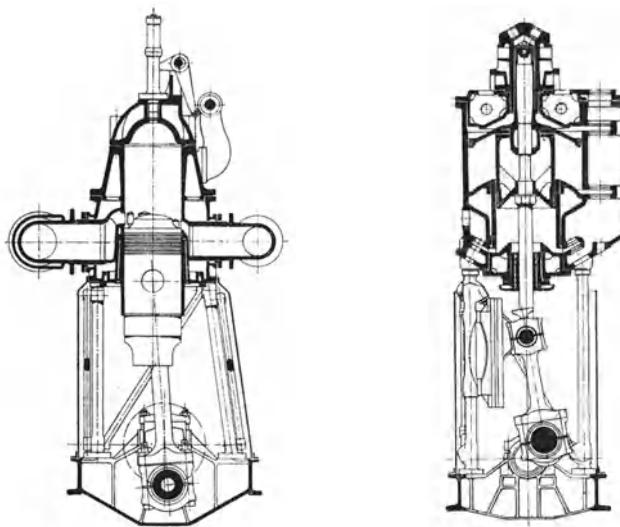


Fig. 28a.

Fig. 28b.

Ähnlich in Konstruktion und Aufbau ist auch das in Fig. 28, 28a u. 28b dargestellte Motorkompressor-Aggregat, wie es für große Schiffsmaschinen zur Erzeugung der Preßluft gebaut worden ist. Das Aggregat besitzt vier Arbeits- und

zwei Kompressorzyylinder. Die hauptsächlichsten Einzelheiten sind aus den Abbildungen ersichtlich.

Gesamtanordnung der Maschinenanlage eines Panzerbootes mit zwei einfachwirkenden, umsteuerbaren Sechszylinder - Zweitaktmotoren von je 600 PSe bei 300 Umdrehungen.

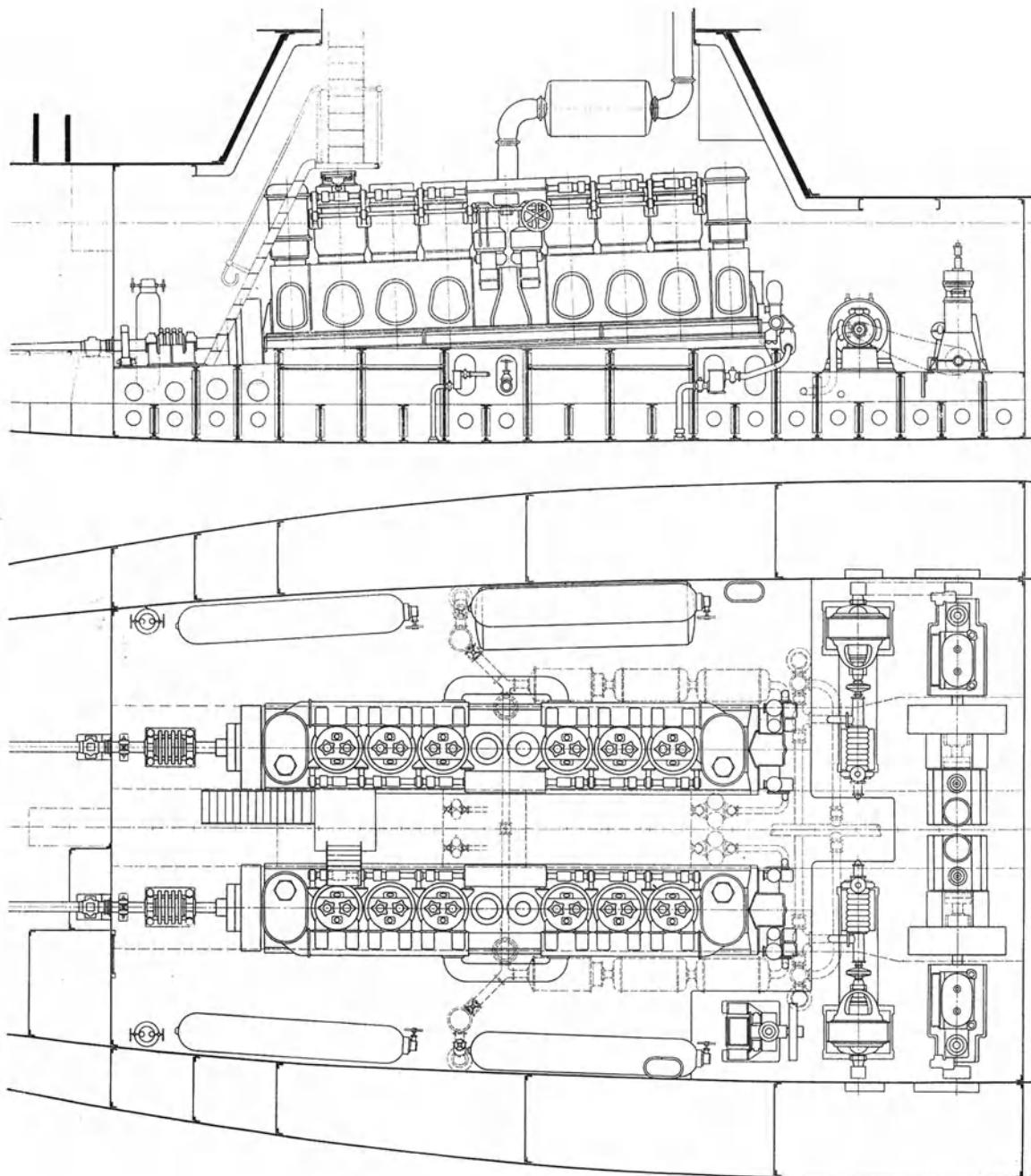


Fig. 29.

Für Kriegsfahrzeuge und für Fahrzeuge mit größerer Geschwindigkeit sind die schwergebaute langsamlaufenden Maschinentypen meist nicht brauchbar. Für solche Anlagen ist es notwendig, mit der Umdrehungszahl wesentlich höher zu gehen und die Wahl der Baumaterialien so zu treffen, daß möglichst geringe Gewichte erzielt werden. Die Germaniawerft baut für Schiffsanlagen mit einem zulässigen Gewicht von 30—40 kg pro Pferdestärke mittelschwere Motoren, die in ihrem Aufbau den unten näher beschriebenen Unterseebootsmotoren ähnlich sind. Diese Motoren sind vollständig gekapselt gebaut, sie besitzen direkte Umsteuerung und sechs einfachwirkende Zylinder. Fig. 29 zeigt eine solche Maschinenanlage von insgesamt 2×600 PSe für eine ausländische Marine. Die Motoren, welche 300 Umdrehungen in der Minute machen, sind in Stahlguß bzw. Bronzeguß und Schmiedestahl unter fast gänzlicher Vermeidung von Gußeisen aufgebaut; sie wiegen ohne Wellenleitung, aber mit allem Zubehör zur Maschinenanlage etwa 35 kg pro Pferdekraft.

Wesentlich leichter noch sind jedoch die Unterseebootsmotoren der Germaniawerft, die zur Erzielung geringsten Gewichtes aus ganz besonders hochwertigen Materialien hergestellt sind und hohe Umdrehungszahlen aufweisen. Fig. 30 zeigt die Zusammenstellungszeichnung einer Vertreterin dieser Type, die durch eine Reihe von Veröffentlichungen bereits bekannt geworden ist. Der

Umsteuerbarer Sechszylinder-Unterseebootsmotor von 900 PSe bei 450 Umdrehungen, Schnittzeichnung.

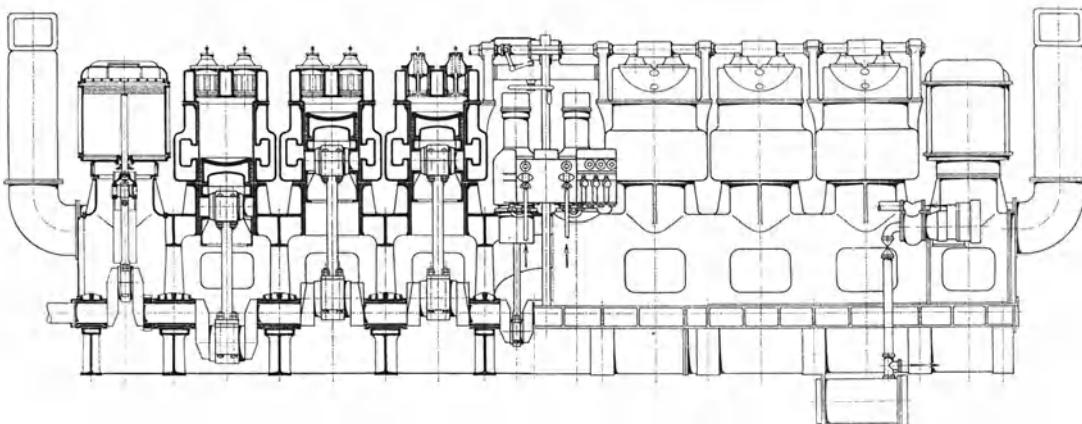


Fig. 30.

Aufbau des Motors mit geschlossenem Kurbelgehäuse ist vollständig symmetrisch zur Motorenmitte. In der Mitte liegen zwei Luftpumpenzylinder, anschließend links und rechts je drei Arbeitszyylinder, und ganz nach außen zu

je ein Spülpumpenzylinder. Ohne hier auf die Konstruktionseinzelheiten des Näheren eingehen zu wollen, sei nur erwähnt, daß die Motoren die bereits beschriebene patentierte Kolbenkühlung besitzen und dadurch eine außerordentlich große Betriebssicherheit gewährleisten. Trotz monatelangen Betriebes ist bei Wasserkühlung an den Kolben nicht der geringste Unfall eingetreten, während bei den Versuchen mit Öl Kühlung Kolben von noch verhältnismäßig kleinem Durchmesser schon nach 8 bis 14 Tagen Ölansätze zeigten, die, sofern sie nicht sorgfältig entfernt würden, in kurzer Zeit zu einer Zerstörung des Kolbens führen müßten. Es sind drei Spülventile angeordnet, die von einem gemeinsamen Steuerhebel aus betätigt werden. Die Anordnung, die in Fig. 30 a dargestellt ist, gewährleistet eine sehr gute Spülung des Zylinders, so daß die von vornherein in Aussicht genommene effektive Leistung stets ohne Schwierigkeit erreicht wurde.

Anordnung der Spülventile für raschlaufende Zweitaktmotoren.

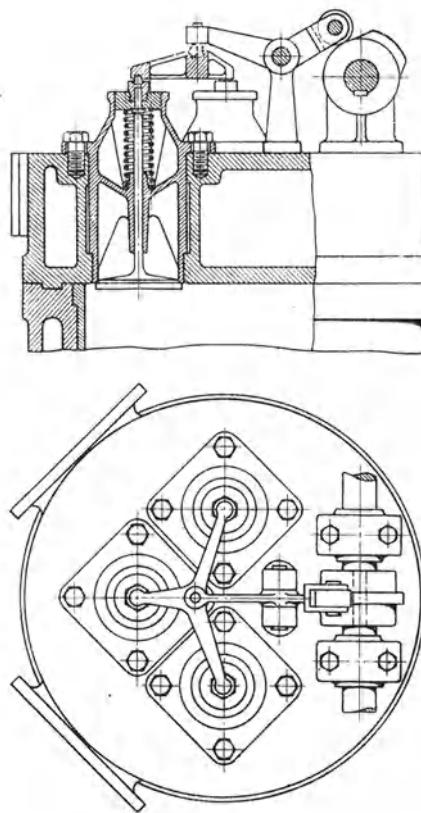


Fig. 30 a.

Eine große Zahl dieser Motoren mit Einzelleistungen bis zu 1200 PSe sind für die deutsche und für ausländische Marinen gebaut worden und noch im Bau. Fig. 30 b zeigt einen großen 850—900 PSe Motor dieser Bauart. Fig. 30 c

Umsteuerbarer Sechszylinder-Unterseebootsmotor von 900 PS_e bei 450 Umdrehungen.

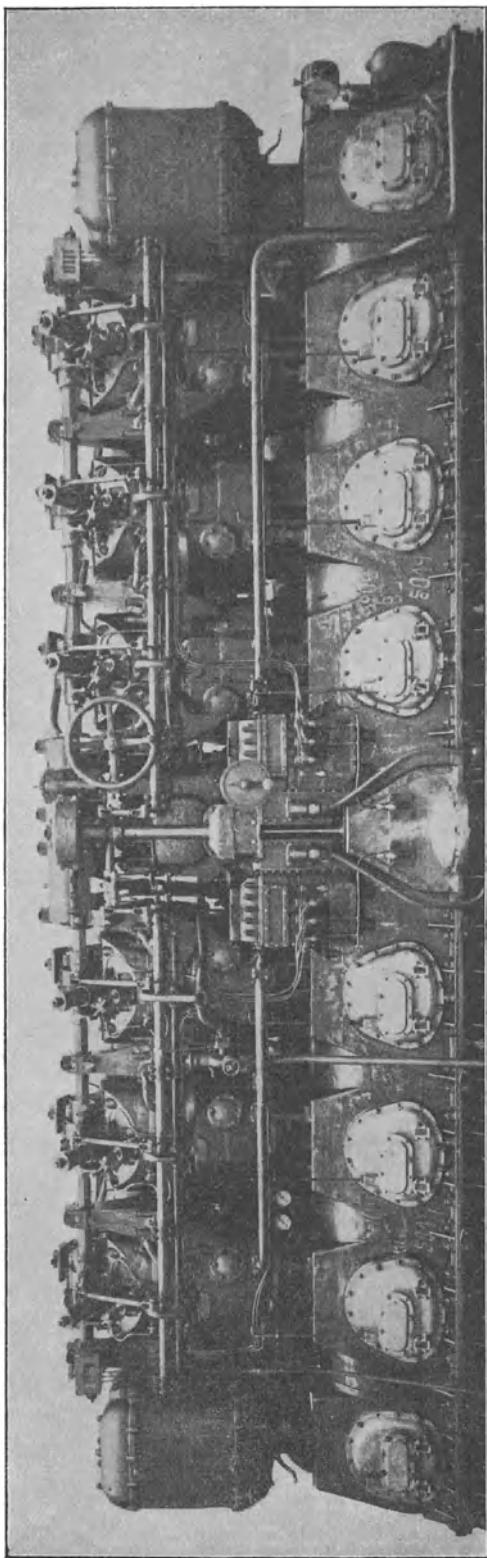


Fig. 30 b.

und 30 d veranschaulichen den Einbau solcher Motoren im Boot. Die langgestreckte niedrige Bauart ermöglicht es, den Durchmesser des Bootes klein

**Umsteuerbarer Sechszylinder-Unterseebootsmotor von 900 PSe bei 450 Umdrehungen,
Querschnitt durchs Boot.**

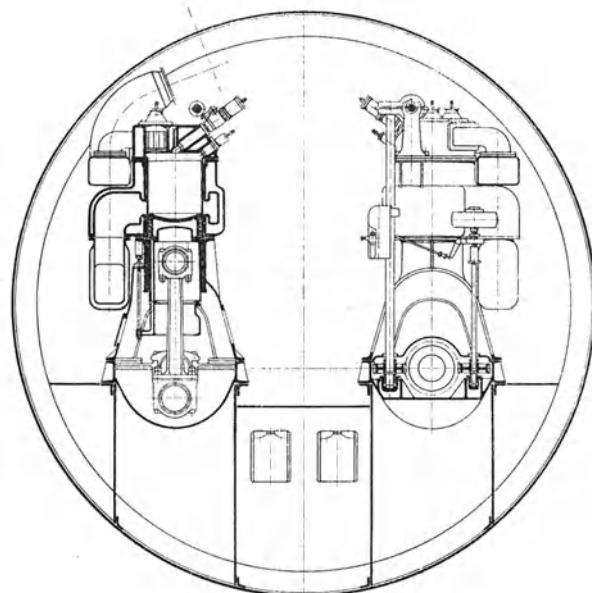


Fig. 30 c.

**Umsteuerbarer Sechszylinder-Unterseebootsmotor von 900 PSe bei 450 Umdrehungen,
Grundriß.**

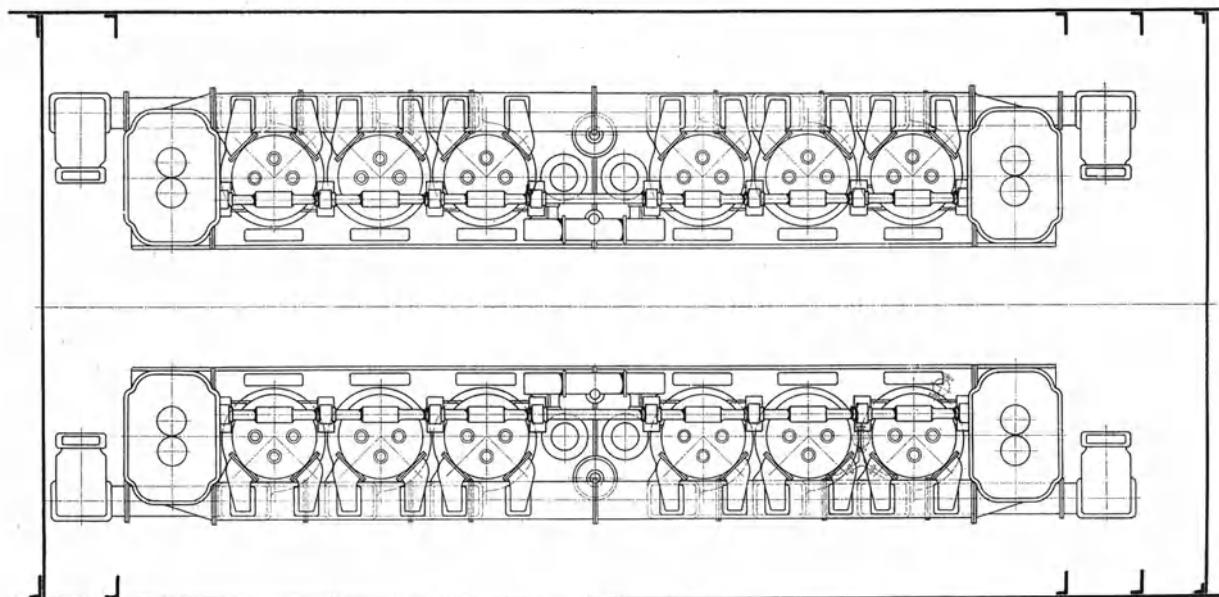


Fig. 30 d.

zu halten und so geringeren Fahrtwiderstand zu erzielen, also bei gleicher Motorenleistung größere Geschwindigkeit zu erreichen. Zwei solcher Motoren von etwas kleineren Abmessungen sind im Spezialschiff „Mentor“ der Kaiserlich Deutschen Marine eingebaut. Fig. 31 zeigt das Boot, das $16\frac{1}{2}$ Meilen läuft, in voller Fahrt. Fig. 32 giebt den Entwurf eines Torpedobootes mit solchen Motoren. Aus den Diagrammen solch raschlaufender Motoren ist ersichtlich, daß trotz der hohen Umdrehungszahl der volle mittlere Druck erreicht wird; ferner ist ersichtlich, wie das Diagramm mit steigender Umdrehungszahl sich allmählich ändert. Umfangreiche Untersuchungen mußten angestellt werden, um die Möglichkeit der hohen Umdrehungszahlen und der hohen Kolbengeschwindigkeiten in bezug auf das mechanische Arbeiten der Maschinen und in bezug auf die Leistung festzustellen.

Spezialschiff „Mentor“ mit zwei Motoren von je 320 PSe bei 450 Umdrehungen.

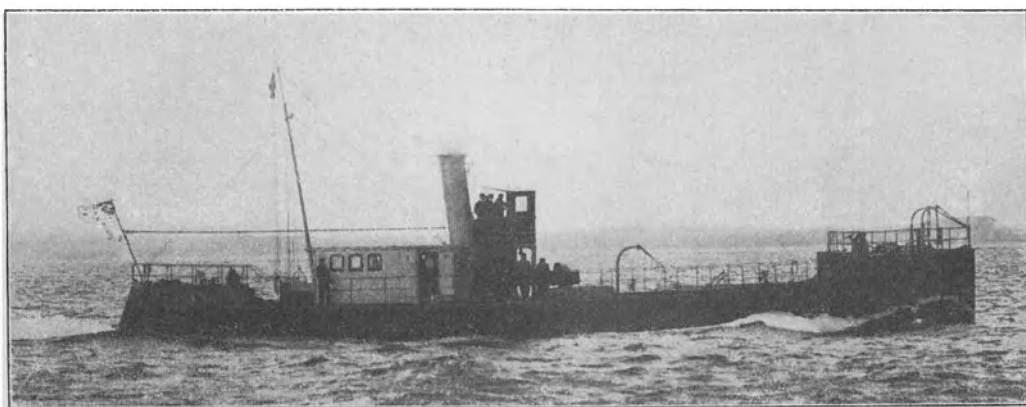


Fig. 31.

Der rasche Aufschwung, den der Dieselmotor speziell in seiner Verwendung als Schiffsmotor in den letzten Jahren genommen hat, läßt nicht mehr daran zweifeln, daß die beteiligten Kreise bereit sind, Ölmotoren bis zu den größten Leistungen, wie sie heute nur mit Dampf zu erreichen sind, für Schiffs- und stationären Betrieb einzuführen, sofern nur seitens der ausführenden Maschinenindustrie entsprechendes Material geliefert werden kann. An die Opferwilligkeit der Maschinenindustrie wird hier wieder eine große Anforderung gestellt, denn die Kosten für Versuche erreichen sechs- und siebenstellige Zahlen. Auch hier ist Krupp mit an der Front. Da es sich um Motoren von vielen Tausenden von Pferdestärken handelte, erschien der einfachwirkende Motor nicht mehr ausreichend; der doppeltwirkende mußte gebaut werden, wenn auch der Schritt vom Bekannten zum Gewollten sehr groß war. Wie die bisherigen Versuche gezeigt haben, können heute Leistungen von 2000 PSe und mehr in einem

doppeltwirkenden Zylinder ohne Schwierigkeiten beim Bau und Betrieb erreicht werden. Die Germaniawerft hat einleitende Versuche mit der doppeltwirkenden Maschine als solcher, wie aus der Einleitung ersichtlich ist, schon sehr frühzeitig begonnen. An den Bau einer Versuchsmaschine von größeren Abmessungen wurde jedoch erst Anfang 1911 herangetreten, die Arbeiten aber dank dem unermüdlichen Eifer meiner Mitarbeiter so gefördert, daß bereits jetzt abschließende Resultate vorliegen, die zur weiteren Verfolgung des beschrittenen Weges ermuntern. Vorhergehend waren umfangreiche und kostspielige Versuche zur Ermittlung der richtigen Konstruktion zahlreicher Einzelheiten angestellt worden. Die Versuchsmaschine, die ausschließlich zur Ausmittlung einer geeigneten Zylinderkonstruktion mit günstigem Verbrennungsraum und zweckentsprechender Steuerung dienen sollte, wurde als stationärer Einzylindermotor mit neben dem Hauptzylinder angeordneter Spülpumpe gebaut. Der Motor arbeitete im Zweitakt. Die Fig. 33 zeigt diese Versuchsmaschine während ihrer Aufstellung.

Der Versuchsmotor hat einen Dauerbetrieb anstandslos bewältigt, so daß an der Eignung doppeltwirkender Motoren für große stationäre Anlagen und für den Schiffsbetrieb füglich nicht gezweifelt werden kann. Es muß im Auge behalten werden, daß der doppeltwirkende Zylinder erst von einer bestimmten Größe ab dem einfachwirkenden überlegen ist. Solange ohne Unterteilung des Brennstoffraumes, d. h. solange mit einer einzigen Brennstoffnadel der ganze Verbrennungsraum bestrichen werden kann, erscheint es mir überhaupt nicht notwendig, zum doppeltwirkenden Motor überzugehen. Die Leistungsgrenze dürfte im Gegensatz zum Gasmaschinenbau, wo zweckmäßig schon bei wesentlich niedrigeren Leistungen vom einfachwirkenden zum doppeltwirkenden Motor übergegangen wird, beim Dieselmotor etwa zwischen 1000 und 1500 PSe liegen, wobei jedoch Sonderkonstruktionen, wie sie durch den Junkersmotor und andere bekannt wurden, nicht in Betracht gezogen sind.

Neben diesen mehr oder weniger rein konstruktiven Leistungen und speziellen Untersuchungen der einen oder anderen für die Konstruktion wichtigen Frage und abgesehen von zahlreichen chemischen und thermodynamischen Untersuchungen haben wir auch weitergehende Aufgaben zu lösen versucht, die das Ziel hatten, Vereinfachungen der Schiffsmotorenanlagen herbeizuführen. Ich erwähne die Versuche zur Unterdrückung der Spülumpen und deren Ersatz durch Strahlapparate. Es würde zu weit führen, an dieser Stelle darauf einzugehen, ich behalte mir daher vor, diese Untersuchungen und ihre Resultate bei anderer Gelegenheit zu veröffentlichen. Hingegen möchte ich über einen anderen Versuch einiges mitteilen, nämlich über den Spülvorgang im Zweitakt-Dieselmotorzylinder.

Projekt einer Motoranlage für ein Torpedoboot mit 2 einfachwirkenden, umsteuerbaren Zweitaktmotoren von je 4500 PS e.

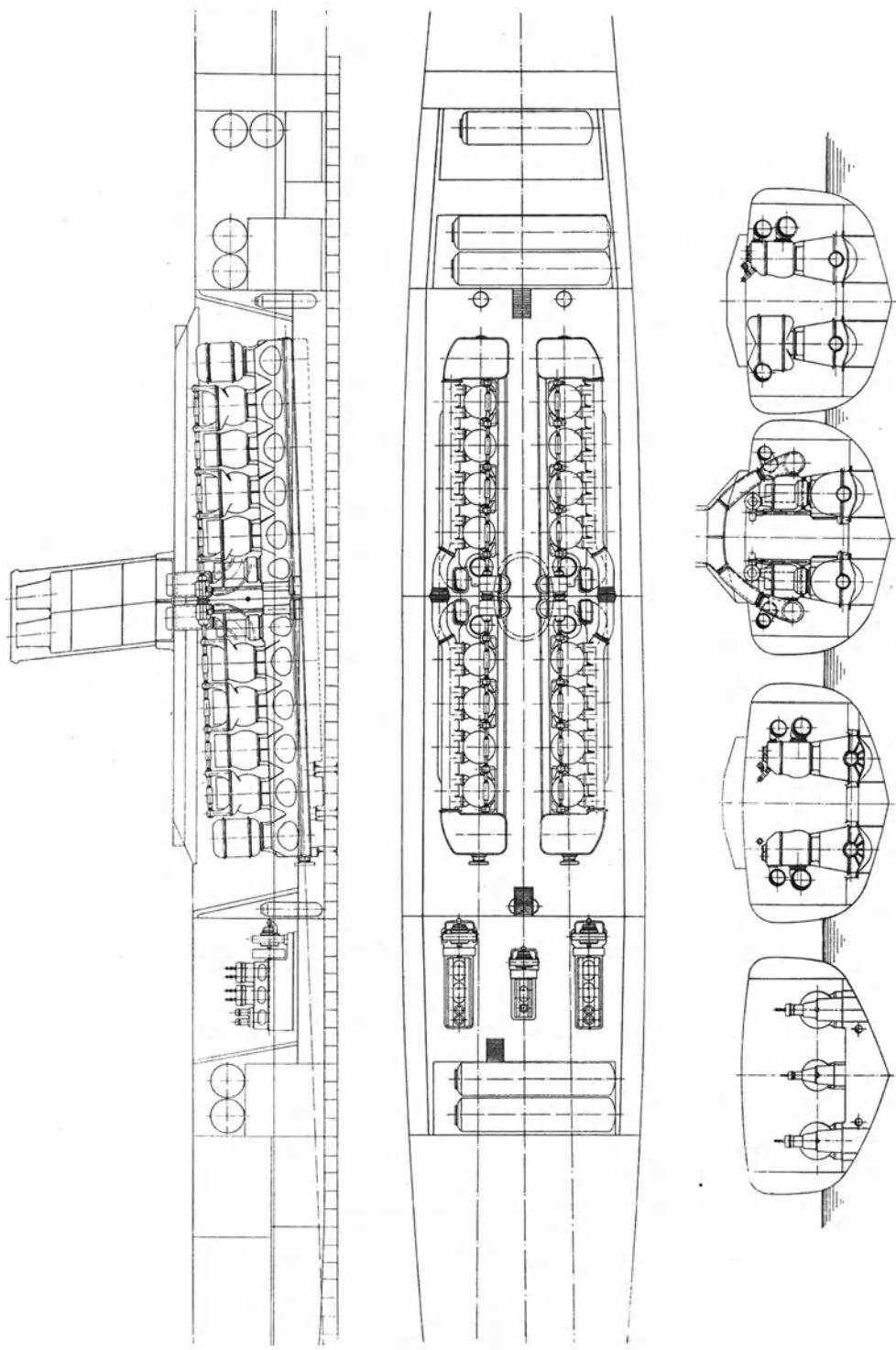


Fig. 32.

Auf dem Wege zur Erhöhung der spezifischen Leistung des Zweitaktmotors ist man praktisch bereits an den Grenzen der Kolbengeschwindigkeit angelangt, so daß einerseits der weitere Fortschritt in einer Verbesserung des zu komprimierenden Gasluftgemisches im Zylinder, andererseits in einer noch besseren Zerteilung des eingeführten Brennstoffes gesucht werden muß.

Es ist aus einer bloßen Betrachtung der zu erwartenden Strömungsvorgänge sowohl bei der gebräuchlichen Anordnung von zwei oder mehr Spülventilen im

Doppeltwirkender Einzylinder-Zweitakt-Dieselmotor von 2000 PSe.

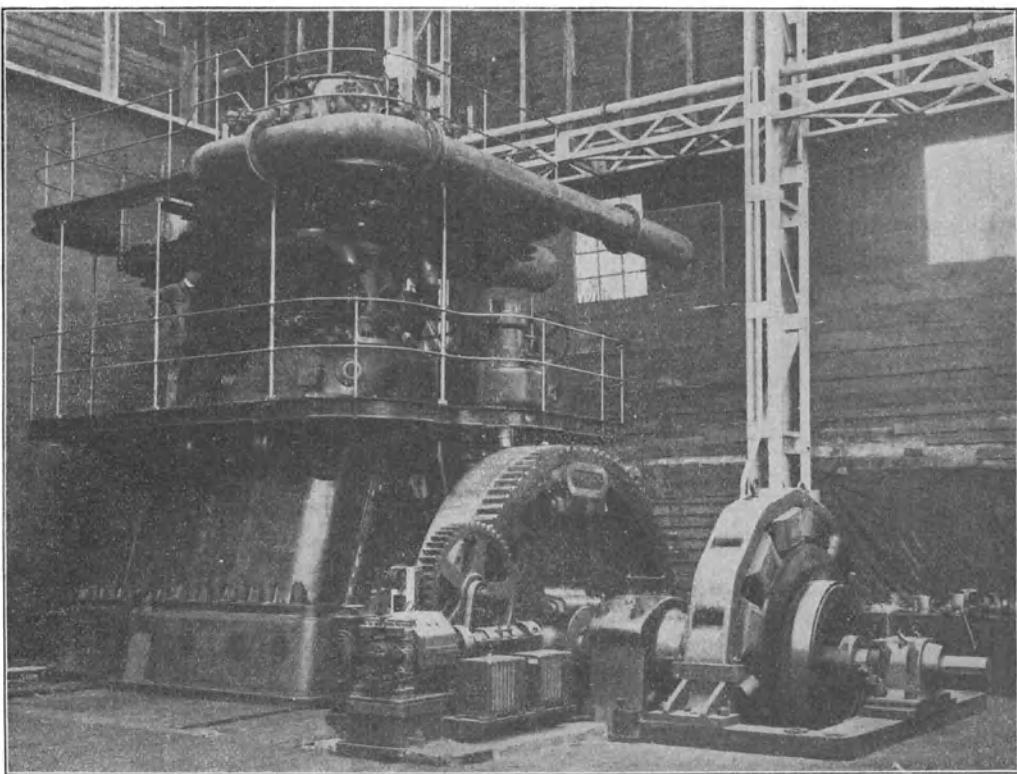


Fig. 33.

Zylinderkopf des Zweitaktmotors wie auch bei der Anwendung von Spülschlitzten am unteren Zylinderumfang ohne weiteres ersichtlich, daß bei der knapp bemessenen Zeit die bei einem Schnellläufer zum Ausspülen der Verbrennungsrückstände benötigte SpülLuft mit hoher Geschwindigkeit in den Zylinder eintreten muß. Die sich bildenden Luftströme und Wirbel werden daher mehr oder weniger große tote Ecken hinter sich lassen, deren Inhalt allerdings durch sekundäre Wirbel nachträglich an der Reinigung teilnimmt oder durch besonders gestaltete Leit-

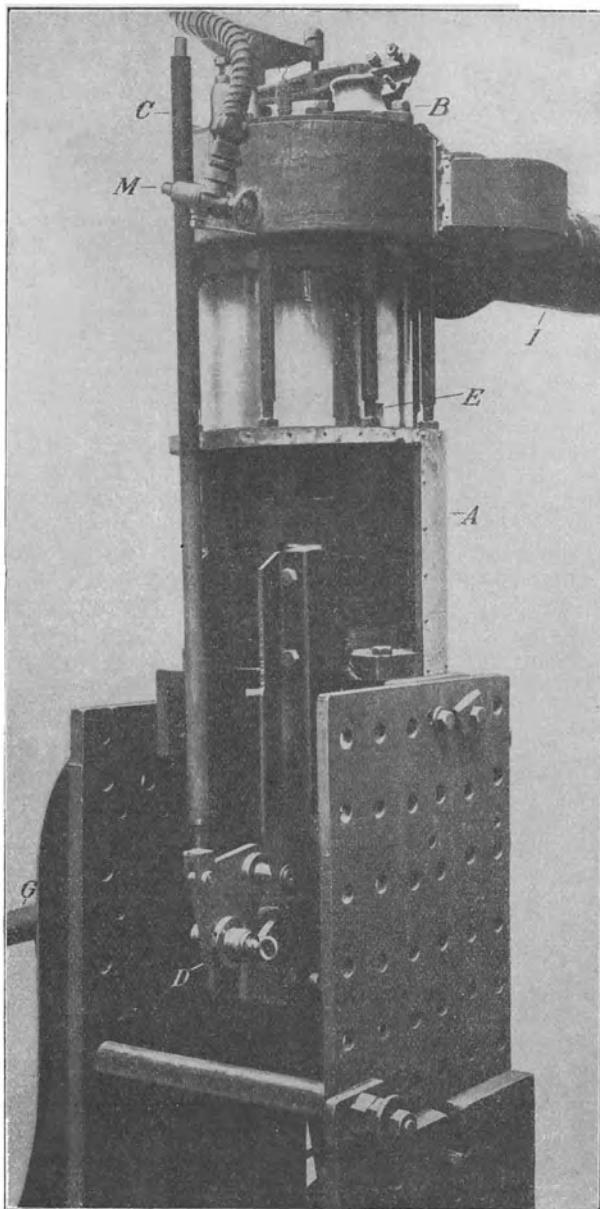
Apparat zur Untersuchung der Spülvorgänge.

Fig. 34.

- A* Führungs-Zylinder mit Auslaßschlitzen (Mantel geöffnet)
- B* Zylinder-Deckel mit 3 Spülventilen
- C/D* Steuerungs-Gestänge mit den Kurvenscheiben
- E* Zeiger zur Bezeichnung der Kolbenstellung
- G* Luftpfeitung unter den Kolben
- I* Rauch- resp. SpülLuftzuleitungsrohr vom Behälter
- M* Ejector mit Luftpfeitung.

flächen, Schirme, Ventilsitzflächen zur Teilnahme gezwungen wird. Jedenfalls ist auf diese Weise schon der bloßen mechanischen Überlegung nach der ideale Spülvorgang: Eintreten der reinen Luft durch große Öffnungen rings am obersten Ende des Zylinders, keilförmiges Einschieben eines lückenlosen Luftkissens

Apparat zur Untersuchung der Spülvorgänge.

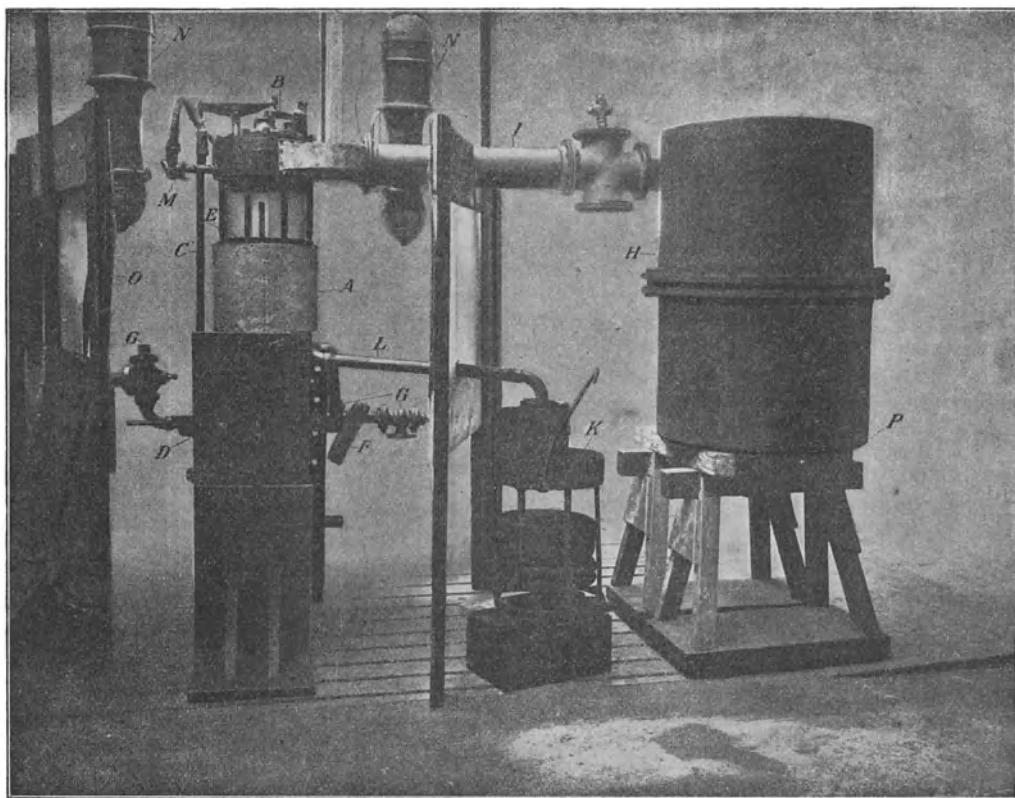


Fig. 34a.

A Führungs-Zylinder mit Auslaßschlitzen (ummantelt)	H Spülluft-Behälter
Bj Zylinder-Deckel mit 3 Spülventilen	I Rauchverteilungs-Rohr
C/D Steuerungs-Gestänge und Kurvenscheiben	K Esse mit Raucherzeuger
E Kolben mit Zeiger	L Rauchleitung in den Zylinder
F Bewegungs-Zusatz-Gewicht	M Ejector mit Luftleitung
G Luftsteuerhahn und Luftleitung unter den Kolben	N Bogenlampen
	O Abdeck- und Reflector-Schirme
	P Spülluftzuleitung (und Rauch-Leitung) hinter dem Behälter

zwischen Deckel und Zylinderinhalt und langsames Abwärtssteigen — dieses Luftkolbens und Vorsichhttreiben der Abgase bis hinunter an die ebenfalls am ganzen Umfang verteilten Auspuffschlitze — noch lange nicht verwirklicht.

Tatsächlich aber einen Einblick in diese verwickelten und momentanen Vorgänge zu gewinnen, ist bis heute wohl noch nicht gelungen. Auf chemischem Wege durch Probeentnahme vom Zylinderinhalt im Verlauf der Hubzeit einen teilweisen Aufschluß zu erhalten, ist wohl schon versucht worden, jedoch wird ein wahrer und klarer Einblick nicht vermittelt, denn die Ungleichförmigkeit des Zylinderinhalts während des Spülvorganges muß auch bei diesen Versuchen das richtige Bild verwischen.

Es lag nahe, das Auge zu Hilfe zu rufen oder bei der großen Geschwindigkeit der Vorgänge optische Apparate anzuwenden, um die rasch wechselnden Erscheinungen festzuhalten in Augenblicksbildern, die beim Ausblasen gefärbter Gase mittels reiner Luft oder beim Einblasen von Rauch usw. in den reinen Zylinderinhalt auf dem Filmband eines kinematographischen Aufnahmeapparates erzeugt wurden.

Ich habe daher den im nachfolgenden beschriebenen, in Fig. 34 und 34a abgebildeten Apparat bauen lassen und Untersuchungen angestellt.

Um die Erscheinungen dem Spülvorgang möglichst konform zu machen, wurden auf einen starken Glaszylinder der Zylinderkopf und die Spülventile eines Zweitaktmotors in wahrer Größe aufgesetzt. Die Verlängerung des Glaszyllinders bildete die Kolbenführung und enthielt die vom Kolben gesteuerten Auspuffschlitze. Da sich der gesamte Spülvorgang dem Vorausströmen folgend zum Teil noch im Abwärtsgang des Kolbens, zum größeren Teil aber, besonders das Nachladen, im Anhub des letzteren abspielt, mußte die umkehrende Bewegung beim Senken durch eine Gewichtsbelastung des Kolbens, beim Heben durch die unter ihm einströmende Druckluft erzielt werden. Ein links im Bild ersichtlicher, seinerseits durch Gewichtsbelastung bewegter oder durch ausrückbare Klinke festgehaltener Mehrweghahn vermittelte die zeitlich genau regulierbare Zu- und Abführung der Druckluft unter dem Kolben. Die umkehrende Kolbenbewegung wurde durch zwei unrunde Scheiben und Rollen in eine fortlaufende umgewandelt und diese letztere durch geeignete Formgebung der Rollenscheiben so auf die Spülventile übertragen, daß die Eröffnung derselben genau der zugehörigen Kolbenstellung im normalen Zweitaktmotor entsprach. So konnte ohne Anwendung des Kurbeltriebs mit geringsten zu beschleunigenden Massen der Spülvorgang auf dem entsprechenden Bruchteil einer Kurbelumdrehung mit großer Annäherung an die Wirklichkeit durchgeführt werden. Die SpülLuft von 0,2—0,3 Atmosphären wurde in einem großen Behälter aufgespeichert und ihr Druck während des Prozesses durch fortgesetztes Nachfüllen annähernd konstant erhalten.

Der Versuch selbst spielte sich folgendermaßen ab: Nachdem der Kolben

Photogramme der Spülvorgänge im Zweizylindermotor.

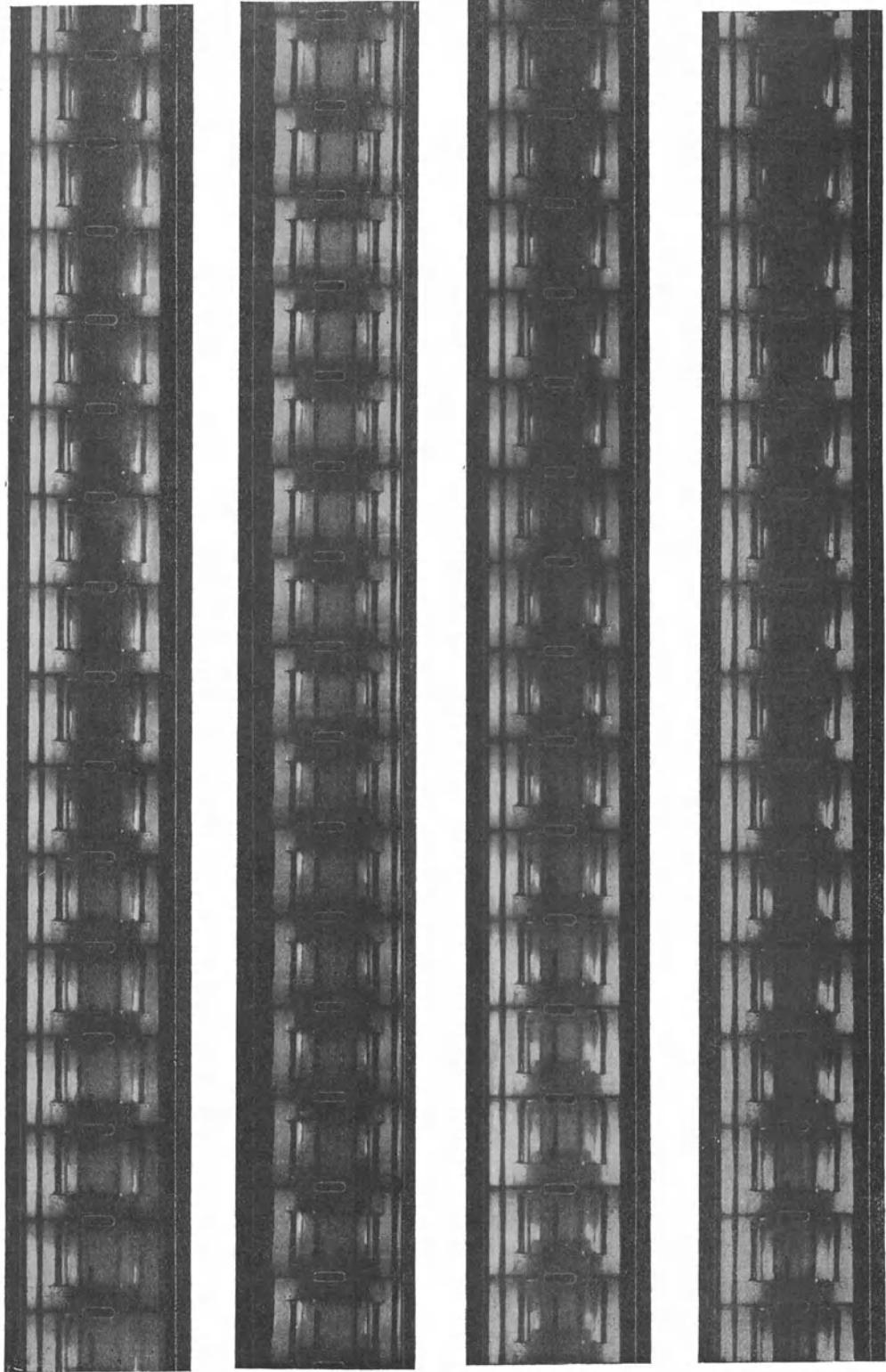


Fig. 35.

in geringer Höhe über den Auspuffschlitzen festgestellt und der Raum über ihm mit reiner Luft von etwa 0,5 Atmosphären angefüllt war, wurde in den Spül-luftbehälter dichter Rauch eingesaugt, der auf dem Wege zum Arbeitszylinder durch Wirbelstreifen möglichst gleichförmig verteilt wurde. Durch Ausrücken der Klinke des Steuerhahnes wurde der Weg für die Druckluft unter dem Kolben freigegeben, der Kolben gesenkt, die Luft über ihm entspannt, beim Überschreiten der Schlitze zum Teil ausgepufft und dann beim Anhub der Spülventile der geschwärzten Spülluft der Weg geöffnet, während der Vorgang von der kinemato-graphischen Kamera aufgezeichnet werden sollte. Leider gelang es auf diese Weise trotz intensiver Beleuchtung mit zwei Bogenlampen und trotz des weißen Hintergrundes wegen der starken Reflexbildung des runden Zylinders nicht, die immer nur recht dünnen Spülströme mit genügender Deutlichkeit auf der photographischen Platte festzuhalten.

Etwas bessere Resultate ergab der umgekehrte Weg: In den Raum über dem Kolben wurde mittels eines links am Zylinderdeckel sichtbaren kleinen Ejektors aus einer Esse durch die Auspuffschlitze dunkler Rauch eingesaugt, der Kolben dann in seine Anfangsstellung hochgebracht und wie oben durch das Gewicht des Steuerhahns betätigt. Die so erhaltenen Bilder sind in Fig. 35 ungefähr in 1,25facher Vergrößerung wiedergegeben. Es ist leider auch hierin nicht möglich gewesen, eindeutig die gesuchten Strömungslinien des Prozesses festzulegen, der in seiner Schnelligkeit vom menschlichen Auge allein überhaupt nicht mehr verfolgt werden kann. Da der gesamte Vorgang vom Anhub bis zum Schluß der Spülventile nur einem Kurbelwinkel von etwa 100—120° entspricht, so dauert der ganze Spülprozeß in einer Maschine von 400—500 Touren nur $\frac{1}{15}$ bis $\frac{1}{20}$ Sekunde. Der zur Verfügung stehende kinematographische Aufnahmeapparat konnte aber trotz des äußerst lichtstarken Weitwinkelobjektivs und der bestmöglichen künstlichen Beleuchtung für solche Nahaufnahmen höchstens 18 Bilder pro Sekunde festhalten. Es war daher nur möglich, für den einzelnen Versuch bei der richtigen Geschwindigkeit des Prozesses einige Bilder zu Beginn und zum Schlusse der Bewegung aufzunehmen. Um die gewünschte Bilderserie für den einzelnen Spül-vorgang zu erhalten, mußte also der Versuch verlangsamt werden. Die vorliegenden Filmabschnitte zeigen nur den Zustand des Zylinderinhalts bei den verschie-denen Kolbenstellungen. Ein auf dem Kolben befestigter Blechstreifen, der auch nach dem Verschwinden der Kolbenoberkante unter dem abschließenden unteren Blechmantel noch sichtbar bleibt, gibt diese zugehörige Kolbenlage im Bild als schwarzen stumpf abgeschnittenen Strich an. Die bleibende dunkle Färbung des Glaszynders läßt zunächst deutlich erkennen, daß bei der Freigabe der Auspuff-

schlitze durch den fallenden Kolben die Entspannung nicht genügte, einen wesentlichen Teil des Rauchinhaltes auszustoßen. Mit dem Anhub der Spülventile indessen beginnt momentan die Reinigung, der Zylinderinhalt lichtet sich und erscheint im Bilde, trotz des kurzen Weges und der äußerst geringen Zeit bis zur Ankunft im unteren Totpunkt, fast in allen Aufnahmen bereits so klar wie zu Ende des ganzen Spülprozesses. In Wirklichkeit dürfte sich der optisch bestimmbare Schluß der Reinigungsperiode doch etwas in den aufsteigenden Hub des Kolbens hinein verzögern. Immerhin ist zu erkennen, daß die Ausspülung der mehr mechanischen Verunreinigungen, festen Rußbildung usw. bereits im Anfang der Ventileröffnung beendet ist, und der letzte Teil des Spülprozesses darin besteht, den restlichen Zylinderinhalt und seine chemischen Verunreinigungen durch absolut reine Luft zu ersetzen und für die folgende Verbrennung vorzubereiten.

Um den Verlauf der spülenden Luftströme festlegen zu können, sind ein noch bedeutend lichtstärkeres Objektiv und rascherer Aufnahmemechanismus notwendig, der uns leider noch nicht geliefert wurde. Wir hoffen jedoch, auf diesem Wege sehr lehrreiche Resultate zu erzielen. Ich behalte mir auch hier vor, darüber besonders zu berichten.

Meine Herren! Ich habe mich bemüht, Ihnen ein allgemeines Bild der Arbeiten der Fried. Krupp Aktiengesellschaft Germaniawerft auf dem Gebiete des Dieselmotorenbaues zu geben sowie die entwickelten Motortypen an Hand der Lichtbilder vorzuführen, ohne natürlich die Möglichkeit zu haben, auf die vielfach interessanten Konstruktionseinzelheiten einzugehen.

Obgleich, wie Sie sahen, die Firma Fried. Krupp Aktiengesellschaft Germaniawerft erst verhältnismäßig spät sich mit dem Bau von Motoren im großen befaßt hat, sind innerhalb der kurzen Zeit, abschließend mit dem 30. April 1912, insgesamt 69 434 Pferdestärken in 640 Zylindern in dem einen Werk in Kiel ausgeführt worden bzw. in der Ausführung begriffen, und zwar in einer Mannigfaltigkeit der Typen, die an das technische Bureau und die Werkstätte ganz außerordentliche Anforderungen gestellt haben und noch stellen.

Diskussion.

Herr Zivilingenieur Dr.-Ing. Diesel - München:

Königliche Hoheit! Meine Herren! Es ist nicht meine Absicht, lange zu sprechen, ich werde kaum mehr als vier bis fünf Minuten gebrauchen. Es ist auch nicht meine Absicht, irgendwelche Kritik zu üben oder mich über die vorgeführten Konstruktionen und Motor-

typen zu äußern. Ich möchte aber, wenn Sie mir einige Minuten gewähren wollen, doch die Gelegenheit nicht vorübergehen lassen, einige historische Reminiszenzen des Herrn Direktor Regenbogen zu bestätigen und vielleicht durch eigene Erinnerungen zu ergänzen. Ich möchte auch die Verdienste der Firma Krupp um die Entwicklung des Diesel-Motorbaues, die durch die rein sachlichen Erörterungen des Herrn Regenbogen nicht genügend beleuchtet worden sind, noch etwas unterstreichen. Ich habe die Rolle der Firma Krupp und der Maschinenfabrik Augsburg schon bei Gelegenheit meines Vortrages in Cassel im Jahre 1897, als ich zum ersten Male öffentlich über die erzielten Resultate sprach, gewürdigt und auch damals den beiden Firmen meinen Dank für ihre tatkräftige Mitwirkung bei der Entstehung der Maschinen ausgesprochen, ich habe das später in vielen Veröffentlichungen auch wiederholt und freue mich, daß ich es auch heute wieder in Kiel in Gegenwart verschiedener Herren von der Firma Krupp und in diesem auserlesenen Kreise von Marinesachverständigen tun kann.

Als ich dem verstorbenen Herrn Friedrich Alfred Krupp meine ersten Vorschläge machte, hatte ich nur eine Theorie, wie dies Herr Regenbogen auch ausgeführt hat. Praktisch war noch nichts geschehen; ich hatte weiter nichts zu bieten als den unerschütterlichen Glauben an die Richtigkeit dieser Theorie. Diesen Glauben zu übertragen war nicht leicht, und es war das große Verdienst der Direktoren der Firma Krupp, der Herren Asthöver, Schmidt und Klüpfel, und in erster Linie meines Freundes und heute unter uns weilenden Vorstandsmitgliedes, des Herrn Dr.-Ing. Gillhausen, der damals noch nicht im Direktorium der Firma Krupp saß, dessen Stimme aber schon von großem Gewicht war, ich sage, es war das Verdienst dieser Herren, daß sie die Richtigkeit dieser Idee erkannt haben und dafür eintraten, und noch ein größeres Verdienst war es, daß die Herren jahrelang durchgehalten haben, und zwar auch zu den Zeiten, wo die Sache schief ging, denn sie ist tatsächlich jahrelang schief gegangen.

Meine erste Maschine konnte ich nicht zum Laufen bringen. Bei der einzigen Umdrehung, welche sie machte, ereignete sich eine heftige Explosion, die den Indikator in Stücke riß und mich beinahe mit. Aber gerade diese Explosion bewies, daß wenigstens ein Teil des Prinzips durchführbar war, nämlich die Kompression reiner Luft so hoch zu treiben, daß der in diese Luft eingespritzte Brennstoff sich entzünden und verbrennen konnte. Damit war aber die erste Maschine auch schon erledigt. Es dauerte ein Jahr, bis eine zweite gebaut war, die ich aber auch nicht zum regelmäßigen Laufen bringen konnte. Sie konnte immer nur einige Umdrehungen ungestört hintereinander machen. Aber in diesen wenigen Umdrehungen konnte ich doch Diagramme des vollständigen Verfahrens bekommen, und durch diese zweite Maschine wurde bewiesen, daß das theoretisch erwartete Verfahren — natürlich mit den Kompromissen, welche die Praxis immer verlangt — durchführbar war.

Es kam wieder ein Jahr der Unterbrechung. Die dritte Maschine wurde gebaut, und diese endlich lief; sie ergab laufende Betriebe, regelmäßige Diagramme, und ihr Konsum war geringer als der aller damals bekannten Verbrennungsmaschinen. Die Überführung der Theorie in die Praxis gelang nur Schritt für Schritt in mühevollen jahrelangen Arbeiten und unter Aufwand von Hunderttausenden für diese Versuche. Daraus läßt sich ermessen, daß das zähe Durchhalten der vorhin erwähnten Herren ein ebenso großes Verdienst wie das Erkennen der richtigen Idee bedeutet. Ohne diese treue Mitarbeit wäre ich nicht fertig geworden.

Nach der vierjährigen Versuchsperiode befaßte sich die Maschinenfabrik Augsburg ausschließlich mit dem Ausbau der stationären Maschine, mit welcher sie, wie Sie wissen, großartige Erfolge erzielt. Der Firma Krupp lag dieses Gebiet damals etwas fern; mit umso größerer Energie aber setzte sie ein, als die Vorteile der Dieselmotoren für den Schiffbau erkannt waren, und als die Nationen für die Entwicklung der Unterseebootsmaschinen

in Wettbewerb traten. Welcher Aufwand an den besten geistigen Kräften, an Arbeit und an Geld hier erforderlich war, geht aus den ausgezeichneten Ausführungen des Herrn Regenbogen hervor. Wenn Sie heute Nachmittag die Germaniawerft besichtigen und alle Werkstätten voll sehen werden von Dieselmotoren aller Größen und aller Typen, dann werden Sie der Direktion der Germaniawerft Ihre hohe Anerkennung nicht versagen können über so große Leistungen in so kurzer Zeit, denn alles ist das Werk der letzten Jahre. Sie werden sehen, daß die Firma nicht nur reizende konstruktive Einzelheiten geschaffen hat, wie die vom Vortragenden vorgeführte Kolbenkühlung, die Teeröldüse, die Umsteuerung, sondern daß sie auch auf einigen Gebieten bahnbrechend vorgegangen ist, nämlich auf dem der sehr rasch laufenden Motoren und auf dem der sehr großen Motoren. Ich glaube aussprechen zu dürfen, daß in letzter Beziehung augenblicklich die Firma Krupp an der Spitze marschiert, und daß wahrscheinlich von hier aus die ganz große Schiffs-Dieselmashine für Friedens- und Kriegszwecke entstehen wird.

Es ist auch keine Frage, daß die Verbindung des Schiffbaues mit dem Motorenbau ein richtiger und glücklicher Gedanke ist, wenn die damit verbundene Gefahr vermieden wird. Wir wären vielleicht früher zur Schiffs-Dieselmashine gelangt, wenn diese Verbindung von Schiff- und Maschinenbau früher eingetreten wäre. Die Gefahr, die ich erwähnte, ist die, daß der Schiffbau im allgemeinen eine derbe und einfache Ausführung erfordert und einfache, nicht allzu feine Gewohnheiten des Personals und der Arbeiter voraussetzt, während der Dieselmotor den besten Präzisionsmaschinenbau erfordert; er erfordert auch andere Werkzeuge und Arbeitsmaschinen und vor allem auch ein ganz anders geschultes Arbeiterpersonal. Die Firma Krupp hat diese Gefahr, wie uns Herr Regenbogen erzählte, richtig erkannt und durch langsames Heranziehen des Personals, durch ganz allmäßliches Einführen des Dieselmotorbaues zuerst mit ganz einfachen Typen, an welchen die Erfahrungen in den Werkstätten gesammelt werden konnten, vermieden; ich kann nur denjenigen Schiffswerften, die den Dieselmotorenbau in Angriff nehmen wollen, wärmstens empfehlen, dieses Beispiel nachzuahmen.

Schließlich möchte ich noch meiner Freude Ausdruck geben, daß diese große neue Industrie sich gerade in Kiel so schön entwickelt hat und entwickelt. Ich darf hierbei nicht unerwähnt lassen, daß auch die Howaldtswerke hier gegenwärtig ein Schiff mit Sulzer-Dieselmotoren bauen, und die Herren, die heute die Howaldtswerke besichtigen, werden diese schöne in der Montage befindliche Maschine in allen Einzelheiten sehen können, da das Schiff noch leer ist und man deshalb einen guten Überblick über die Motoranlage bekommt. Wenn zwei so hervorragende Werften, wie die Germaniawerft und die Howaldtswerke, mit der Kaiserlichen Werft ihre Kräfte vereinigen, so erscheint die schöne Stadt Kiel dazu berufen, der Vorort für den Ausbau des schönsten und interessantesten Objekts der modernen Technik, des großen Motorschiffes zu werden, und ich wünsche in dieser Beziehung der Kieler Industrie die reichsten Erfolge.

Herr Direktor R e g e n b o g e n - Kiel (Schlußwort):

Ich möchte nur noch Herrn Dr. Diesel meinen Dank aussprechen für die Anerkennung unserer Arbeiten, die ich aus seinen Worten glaube entnehmen zu dürfen. Euerer Königlichen Hoheit und der Gesellschaft danke ich für die Aufmerksamkeit, die Sie meinen Worten geschenkt haben.

Der Vorsitzende, Herr Geh. Regierungsrat Prof. Dr.-Ing. B u s l e y:

Als wir die Vorträge für unsere diesmalige Tagung vorbereiteten, richtete ich an die Direktion der Germaniawerft die Bitte, uns einen orientierenden Vortrag über ihre Werft zu geben, die wir nachmittags besichtigen werden. Darauf erhielt ich zu meiner

großen Freude die Antwort, daß sie über dieses Thema nicht sprechen möchte, sondern daß Herr Direktor Regenbogen uns den soeben gehörten Vortrag halten werde. Sie können sich denken, wie erfreut ich war, da es in der Regel nicht vorkommt, daß uns Firmen ihre mit großen Kosten angestellten Versuche, ihre Errungenschaften und Erfahrungen gewissermaßen auf dem Präsentierteller entgegenbringen. Es ist ein neues Ruhmesblatt in der Geschichte der Firma Krupp, daß sie uns mit solchem Freimut ihre teuer erkauften Erfahrungen mitteilen ließ. Ich danke dafür der Firma Krupp und ebenso Herrn Direktor Regenbogen für seinen fesselnden Vortrag.

Euere Königliche Hoheit! Euere Exzellenzen! Meine sehr geehrten Herren! Wir sind am Ende unserer Tagesordnung und damit auch am Ende unserer diesjährigen Sommerversammlung. Der laute Beifall, den Sie allen unseren Rednern gespendet haben, läßt mich vermuten, daß Sie durch unsere Vorträge zufriedengestellt worden sind, und damit wäre der Zweck unserer Tagung voll erfüllt. Ich danke Ihnen für Ihr Erscheinen sowie dafür, daß Sie solange treu bei uns ausgehalten haben. (Lebhafter Beifall.)

Vorträge
der
XIV. Hauptversammlung.

XIV. Die Entstehung des Dieselmotors.

Vorgetragen von Dr.-Ing. R. Diesel - München.

Der Vorschlag, dieses Thema vorzutragen, stammt von unserem verehrten Vorsitzenden, Herrn Geheimrat Busley; da aber dieser Stoff unmöglich ganz unabhängig von persönlichen Erinnerungen behandelt werden kann, so habe ich erst lange gezögert, und ließ mich endlich erst durch die Erwägung überreden, daß die Entstehung des Dieselmotors, als technische Forschungsarbeit dargestellt, vielleicht doch Interesse für Fachleute bietet, insofern die Kenntnis der Ergebnisse früherer Untersuchungen bei neuen Forschungen von Einfluß sein kann.

Ich schicke voraus, daß ich mich bei meinen Darstellungen nicht auf mein Gedächtnis verließ, sondern streng nur auf die Urkunden jener Zeit, bestehend in Korrespondenzen, Niederschriften, Zeichnungen und Versuchsjournalen, Dokumente, die ich seit 15—18 Jahren nicht mehr durchgesehen hatte; sie bilden eine stattliche Anzahl von Bänden und eine umfangreiche Sammlung von Originalzeichnungen, die später einmal dem Deutschen Museum in München übergeben werden sollen.

Entstehung der Idee.

Eine Erfindung besteht aus zwei Teilen: der Idee und ihrer Ausführung.
Wie entsteht die Idee?

Mag sein, daß sie manchmal blitzartig auftaucht, meistens wird sie sich aber durch mühevolleres Suchen aus zahllosen Irrtümern langsam herausschälen, sich allmählich durch Vergleiche, Ausscheiden des Wichtigen vom Unwichtigen, mit immer größerer Deutlichkeit dem Bewußtsein aufdrängen, bis sie endlich klar vom Geiste geschaut wird. Die Idee selbst entsteht dabei weder durch Theorie, noch durch Deduktion, sondern intuitiv. Die Wissenschaft ist bloß vorher Hilfsmittel zum Suchen, nachher zum Prüfen, aber nicht Schöpferin des Gedankens.

Aber selbst wenn die wissenschaftliche Nachprüfung die Richtigkeit des Gedankens untrüglich erwiesen hat, ist die Erfindung noch nicht reif. Erst wenn die Natur selbst die durch den Versuch an sie gestellte Frage bejahend beantwortet hat, ist die Erfindung vollendet. Auch dann ist sie immer nur ein Kompromiß zwischen dem Ideal der Gedankenwelt und dem Erreichbaren der realen Welt.

Als mein verehrter Lehrer, Professor Linde, am Polytechnikum in München 1878 seinen Zuhörern in der thermo-dynamischen Vorlesung erklärte, daß die Dampfmaschine nur 6—10 % der disponiblen Wärme des Brennstoffes in effektive Arbeit umwandle, als er den Carnotschen Lehrsatz erläuterte und ausführte, daß bei der isothermischen Zustandsänderung eines Gases alle zugeführte Wärme in Arbeit verwandelt werde, da schrieb ich an den Rand meines Kollegienheftes: „*Studieren, ob es nicht möglich ist, die Isotherme praktisch zu verwirklichen.*“ Damals stellte ich mir die Aufgabe! Der Wunsch der Verwirklichung des Carnotschen Idealprozesses beherrschte fortan mein Dasein *). Ich verließ die Schule, ging in die Praxis, mußte mir meine Stellung im Leben erobern. Der Gedanke verfolgte mich unausgesetzt. Ich befestigte zunächst in den freien Momenten, welche mir blieben, meine thermodynamischen Kenntnisse nach allen Richtungen.

Damals war der überhitzte Wasserdampf an der Tagesordnung zur Verbesserung der Wärmeausnutzung der Dampfmaschine. Da mir als Kältemaschinen-Mann der Ammoniakdampf geläufig war, ging ich dazu über, an Stelle der Wasserdämpfe überhitzte Ammoniakdämpfe anzuwenden, welche, weil sie bei normalen Betriebsverhältnissen weit von ihrem Kondensationspunkt entfernt, gegen die kühlende Wirkung der Zylinderwände viel weniger empfindlich sind. In der Eisfabrik zu Paris richtete ich ein Laboratorium für das gründliche Studium der überhitzten Ammoniakdämpfe und zum Bau kleiner Motoren für solche Dämpfe ein. Die Hand in Hand gehenden theoretischen Untersuchungen ergaben für eine rationelle Ausnutzung der Überhitzungswärme die Notwendigkeit der gleichzeitigen Anwendung sehr hoher Drucke.

Solche hochgespannte und hoch überhitzte Dämpfe befinden sich schon beinahe in dem Zustand eines Gases. Wie nun der Gedanke kam, das Ammoniak durch ein wirkliches Gas, nämlich hochgespannte, hoch erhitzte Luft zu ersetzen, wie der noch wichtigere und ausschlaggebende Gedanke, in solche Luft allmäh-

*) Um dies heute noch ganz zu verstehen, muß man sich vergegenwärtigen, in welchem Maße der Carnotsche Prozeß und seine vermeintliche Vollkommenheit damals die Wissenschaft beherrschten.

lich fein verteilten Brennstoff einzuführen und sie gleichzeitig mit der Verbrennung der einzelnen Brennstoffpartikel so expandieren zu lassen, daß möglichst viel von der entstehenden Wärme in äußere Arbeit übergeht? das weiß ich nicht. Aber aus dem fortwährenden Jagen nach dem ausgesprochenen Ziel, aus den Untersuchungen der Beziehungen zahlloser Möglichkeiten stand endlich die richtige Idee anschaulich vor mir. Nachdem ich auf dem Umwege über die Dampfüberhitzung auf eine besondere Art von Verbrennungsprozeß gestoßen war, prüfte ich diesen Gedankengang an der Hand der thermo-dynamischen Theorien und bekam dadurch die Überzeugung, daß der gewählte Weg der richtige war. Diese theoretischen Betrachtungen sind niedergelegt in einer kleinen Schrift: „Theorie und Konstruktion eines rationellen Wärmemotors“, die im Jahre 1893, 14 Jahre nach jener Randbemerkung im Kollegienheft, veröffentlicht wurde. Das deutsche Patent war kurz vorher angemeldet.

Durch weiteres Vertiefen dieser Studien und durch die ersten Versuche erkannte ich, daß dem Carnotschen Kreisprozeß sein Ruf als „einziger vollkommener“ nicht gebühre, und daß nicht nur bei der Kompression, wie ich in meiner Schrift angenommen hatte, sondern auch bei der Verbrennung die Isotherme für die Erreichung großer Leistungen verlassen werden müsse. Deshalb meldete ich noch im gleichen Jahre, 1893, ein zweites deutsches Patent an, in welchem neben der Isotherme noch jede andere Form von Verbrennungslinien im Diagramm geschützt war; es wurde für wechselnde Leistungen der Maschine ganz allgemein die „Gestalt der Verbrennungskurve“ geändert und dadurch erst volle Freiheit für die Entfaltung der Grundgedanken gewonnen, welche die folgenden waren:

1. Erhitzung reiner Luft im Arbeitszylinder der Maschine durch ihre mechanische Kompression mittels des Kolbens weit über die Entzündungstemperatur des zu benutzenden Brennstoffes.
2. Allmähliches Einführen von fein verteilem Brennstoff unter Verbrennung desselben in diese hoch erhitzte und verdichtete Luft unter gleichzeitiger Arbeitsleistung derselben auf den ausschiebenden Kolben.

Da ein Brennstoff nur brennen kann, wenn er zuvor vergast ist, so war für alle nicht gasförmigen Brennstoffe die unmittelbare Folge aus diesem zweiten Grundgedanken:

3. allmähliche Vergasung des Brennstoffes im Arbeitszylinder selbst, jeweils nur in geringsten Mengen auf einmal, für jeden Hub des Kolbens besonders unter Entnahme der Vergasungswärme

aus dem Arbeitsprozeß selbst, mit anderen Worten: die Ausbildung des Vergasungsprozesses zu einem Teil des Arbeitsprozesses im Arbeitszylinder.

Der dritte Grundgedanke sollte den umständlichen und verlustreichen Gasgenerator beseitigen.

Es wird häufig von Laien, auch selbst in wissenschaftlichen Kreisen kurzerhand ausgesprochen, das Wesensmerkmal des Dieselverfahrens sei die Selbstzündung des Brennstoffes, der Zweck der hohen Verdichtung sei, daß der im Totpunkt eingespritzte Brennstoff sich von selbst entzündet, und die Höhe der Verdichtung sei bedingt durch die sichere Selbstzündung.

Nichts ist unrichtiger als diese Anschauung, die den Tatsachen und insbesondere der geschichtlichen Entstehung direkt zuwiderläuft.

Motoren mit Selbstzündung des Brennstoffes hat es schon früher gegeben; ich habe die Selbstzündung weder jemals in meinen Patenten beansprucht, noch in meinen Schriften als ein zu erreichendes Ziel angegeben. Ich suchte einen Prozeß mit höchster Wärmeausnutzung und dieser gestaltete sich so, daß die Selbstzündung ganz von selbst in ihm enthalten war. Wenn die Luft weit über die Entzündungstemperatur des Brennstoffes durch Verdichtung erhitzt ist, dann ergibt sich die Entzündung des Brennstoffes an dieser Luft automatisch, sie ist aber nicht der Grund für diese hohe Kompression. Die Selbstzündung aller flüssigen und gasförmigen Brennstoffe geht in der betriebswarmen Maschine schon bei niedrigen Drucken, von 5—10, höchstens 15 Atm., vor sich. Es wäre demnach viel einfacher, leichtere billigere Maschinen für diese Verdichtungsgrade zu bauen und die Schwierigkeiten der ersten Zündung bei noch kalter Maschine durch eine vorübergehend gebrauchte künstliche Zündung zu überbrücken. Es wäre unsinnig, bloß für die Zündung bei kalter Maschine so schwere und schwierige Maschinen für 30—40 Atm. Verdichtung zu bauen, da die Motoren einmal betriebswarm, gerade so gut mit niedriger Verdichtung weiter laufen, wie Versuche oft gezeigt haben.

Der Zweck des Verfahrens, das jahrelang Gesuchte und so schwer Verwirklichte ist aber etwas ganz anderes, nämlich die Erzielung der höchstmöglichen Brennstoffausnutzung; dieser Zweck verlangt die hochverdichtete Luft. Da letztere aber den der Luft beigebrachten Brennstoff viel zu früh zur Selbstzündung bringt, so war die Selbstzündung durch Kompression, wie sie in den damaligen Gasmotoren bekannt war, ein Hindernis zur Durchführung des Verfahrens und mußte in dieser Form vermieden werden, es mußte die Luft allein durch mechanische Verdichtung so hoch verdichtet werden, daß die gewünschte günstige Wärmeverwertung entstand.

Die Höhe dieser Verdichtung ist nicht durch die Zündung des Brennstoffes gegeben, sondern entsprechend dem ursprünglichen Zweck durch das Maximum der wirtschaftlichen Brennstoffausnutzung.

Nach meinen theoretischen Studien habe ich auch diese praktische Frage nach dem günstigsten Kompressionsgrade untersucht und in Rechnungen und graphischen Darstellungen festgelegt, daß die richtige Verdichtungsgrenze bei 30—35 Atm. liegt. Wird weniger verdichtet, so wird die hohe Wärmeausnutzung nicht erreicht, wird höher verdichtet, so sinkt die Wärmeausnutzung wieder unter das Maximum infolge der mit der negativen Verdichtungsarbeit verbundenen mechanischen Verluste. Diese Studien wurden nicht veröffentlicht, da kein Interesse bestand, interne praktische Winke vorzeitig bekanntzugeben, sie sind aber in Korrespondenzen mit der Firma Krupp niedergelegt, und haben sich dann durch die Erfahrungen der Versuchsjahre fast genau bestätigt.

Auch der zweite, wichtige Vorgang, die allmähliche Einführung von fein verteilem Brennstoff in die hochverdichtete Luft, wird bei jener vereinfachten, summarischen Definition des Diesel-Verfahrens übergangen, ebenso der dritte, die Vergasung im Zylinder selbst und die Entnahme der Vergasungswärme aus dem Arbeitsprozeß.

Gerade zur Zeit der Entstehung des Dieselmotors wurden von anderer Seite Versuche gemacht, die schwer brennbaren Öle, wie sie heute in dieser Maschine Verwendung finden, in Generatoren zu vergasen. Letztere scheiterten an ihrer Umständlichkeit und der Notwendigkeit besonderer Bedienung, an dem Kampf mit Teer- und Kohlebildungen, chemischen und physikalischen Zersetzung der Öle und an ihren Wärme- und sonstigen Verlusten, abgesehen von der nach der Vergasung notwendigen verlorenen Kompressionsarbeit. Es ist sehr zu bezweifeln, ob ein Motor für schwere flüssige Brennstoffe auf dieser Basis zu Bedeutung gekommen wäre. Die Vergasung des Brennstoffes als einen Teil des Arbeitsprozesses im Arbeitszylinder durchzuführen, war aber, wie die späteren Ausführungen beweisen werden, die größte, fast unüberwindliche Schwierigkeit bei der praktischen Durchführung der Grundideen, und gerade an dieser Bedingung wäre fast alles gescheitert.

Das Dieselverfahren besteht also nicht darin, die Luft so hoch zu verdichten, daß der eingespritzte Brennstoff sich daran von selbst entzündet, sondern in einer Reihe aufeinander folgender Vorgänge, wovon jeder einzelne für das Gelingen notwendig ist.

Die Veröffentlichung meiner Broschüre löste eine heftige Kritik von vielen Seiten aus, die durchschnittlich sehr ungünstig, ja eigentlich vernichtend ausfiel;

es würde zu weit führen, diese Dinge wieder aufzufrischen. Günstig waren besonders drei Stimmen, diese aber von Gewicht. Ich nenne die Namen: Linde, Schröter, Zeuner. Lindes Urteil wurde mündlich gegeben, Zeuners brieflich und Schröters wurde im Münchener Polytechnischen Journal veröffentlicht. Diese Urteile waren von großem Einfluß auf den Entschluß der beiden Firmen: Maschinenfabrik Augsburg und Fried. Krupp, Essen, die neuen Ideen praktisch zu erproben.

Am 21. Februar 1893 unterzeichnete ich einen Vertrag mit der Maschinenfabrik Augsburg, wonach diese gegen gewisse Alleinrechte für Süddeutschland und allgemeine Verkaufsrechte für ganz Deutschland sich verpflichtete, nach meinen Plänen eine Versuchsmaschine von vier Pferdestärken innerhalb sechs Monaten aufzustellen und alsdann die Versuche vorzunehmen.

Am 10. April 1893 trat ich alle übrigen deutschen Rechte an die Firma Fried. Krupp in Essen ab, ebenfalls gegen die Verpflichtung, nach meinen Konstruktionszeichnungen eine Versuchsmaschine zu bauen¹⁾. Bald darauf einigten sich beide Firmen dahin, die Versuchsarbeiten in einem gemeinsamen Laboratorium auf gemeinsame Kosten zu machen, während ich mich ausschließlich der Leitung des Laboratoriums bis zur Herstellung einer verkaufsfähigen Maschine zu widmen hatte.

Ausführung der Idee.

Der Zweck des Laboratoriums war die Verkörperung des Gedankens, also die Erforschung der physikalischen und chemischen Erfordernisse des Arbeitsprozesses und der besten Arbeitsbedingungen der Maschine sowie die Durchbildung der typischen, konstruktiven Einzelheiten, als Grundlage für die spätere fabrikmäßige Herstellung der Maschinen, kurz die Feststellung der grundlegenden Gesetze und Konstruktionsformen des Dieselmotorbaues.

Es wurde dabei immer an vollständig betriebsfähigen Maschinen gearbeitet, da die Herstellung besonderer Apparate zum Studium einzelner Vorgänge des Verfahrens meist ebensoviel oder mehr Zeit und Geld kostet wie die wirkliche Maschine und den Nachteil hat, daß die Ergebnisse, wenn sie auch wissenschaftlich interessant sind, doch nicht denen des praktischen Maschinenbetriebes entsprechen, so daß Fehlschlüsse die Folge sein können. Allerdings wurde an diesen betriebsfähigen Maschinen immer nur eine Frage auf einmal behandelt, da die gleichzeitige Behandlung mehrerer Aufgaben ebenfalls zu Trugschlüssen führt. Einzelne

¹⁾ Fast zu gleicher Zeit, am 16. Mai 1893, schloß ich mit Gebrüder Sulzer in Winterthur einen Optionsvertrag ab, der diese Firma berechtigte, nach Durchführung der Versuche endgültig in einen Lizenzvertrag einzutreten, ohne sie jedoch zu Versuchsarbeiten zu verpflichten. Ein ähnlicher Vertrag wurde am 30. April 1894 mit Carels Frères in Gent unterzeichnet.

Vorgänge im Innern der Maschine, wie das Zerstäuben, Einspritzen und Einblasen von Brennstoff, Flammenbildung usw., mußten zu ihrer Erforschung auch an offener Luft vorgenommen werden, da hier die Beobachtung durch das Auge wichtige Schlüsse zuließ; aber auch dann wurden ausnahmslos die wirklich betriebsfähigen Organe an der wirklichen Maschine erprobt. Diese Art des Vorgehens erschien als die sicherste, direkteste und rascheste.

Von allen Versuchsobjekten sind genaue Konstruktionszeichnungen aufbewahrt worden, von allen Versuchen wurden Tag für Tag sofort gleichzeitig oder unmittelbar nachher auf das gewissenhafteste Journale geführt. Die Schlußfolgerungen aus den Versuchen wurden laufend niedergeschrieben und bei Versuchsserien tabellarisch oder graphisch zusammengestellt. Die vielen Tausende von Diagrammen wurden nummeriert und bei den betr. Versuchsberichten eingeordnet. Von einzelnen besonderen Versuchsreihen oder Versuchsobjekten wurden außerhalb der allgemeinen Journale noch besondere Journale geführt.

Von allen Zeichnungen, Journalen und Diagrammen wurden den beiden beteiligten Firmen jeweils Duplikate übergeben, während die Originale in meinem Besitze verblieben.

Zur Hilfeleistung bei den Versuchen war mir ein Arbeiter beigegeben, mit dem allein ich alle vorkommenden Montagen, Demontagen und Versuchsarbeiten durchzuführen hatte. Auch alle Originalzeichnungen, Abänderungszeichnungen und Berechnungen, das Planimetrieren und Auswerten der Diagramme, das Schreiben der Versuchsjournale, die wissenschaftlichen Untersuchungen der Resultate und alle sonst vorkommenden Arbeiten mußten im allgemeinen von mir allein durchgeführt werden, bis nach zwei Jahren, als ich die Arbeit nicht mehr bewältigen konnte, mir ein junger Assistent beigegeben wurde.

Die ganze Versuchsangelegenheit war aber seitens der Fabrikdirektion dem Oberingenieur der Eismaschinenabteilung, Herrn Lucian Vogel, unterstellt, einem alten Freund aus meiner Münchener Studienzeit. Lucian Vogel hatte von Anfang an meine Vorschläge aus innerster Überzeugung unterstützt und hat während der ganzen langen und harten Versuchszeit nie einen Augenblick der Schwäche oder des Schwankens gezeigt. Wenn er auch selbst durch seine Berufarbeit aufs äußerste angespannt war, so verfolgte er doch jede Einzelheit der Versuchsarbeiten genau, wohnte den wichtigen Versuchen bei, griff bei Zwischenfällen persönlich ein und sorgte für rasche Erledigung. Er hat die Arbeiten mit Rat und Tat und mit seiner reichen Erfahrung energisch unterstützt und manchen guten Gedanken dazu gegeben.

Über die Arbeiten des Laboratoriums ist nunmehr zu berichten. Die folgenden Darstellungen halten sich streng an die Versuchsjournalen und sind vielfach wörtliche Auszüge daraus. Letztere sind stets durch Anführungszeichen kenntlich.

Eigentlich ist es eine undankbare Aufgabe, über technische Dinge aus längst vergangenen Zeiten zu berichten; dies ist aber unvermeidbar, wenn ein zutreffendes Bild von den Arbeiten, welche erforderlich waren, bevor das Ziel erreicht wurde, gegeben werden soll. Außerdem haben diese Arbeiten zu endgültigen Grundlagen und typischen Formen für den Dieselmotorbau geführt, welche heute noch allgemein Anwendung finden, so daß das Endergebnis der Entwicklung doch wieder vollkommen aktuell ist.

1. Versuchsreihe.

Von Anfang an wurde bei diesen Versuchen die Anwendung der flüssigen Brennstoffe als das erste und wichtigste Ziel angesehen, und der erste Motor war nur hierfür entworfen, entgegen der häufig ausgesprochenen Ansicht, daß die ersten Versuche mit Kohlenstaub stattfanden und erst in zweiter Linie die flüssigen Brennstoffe in Betracht gezogen wurden.

Im Juli 1893 war die erste Maschine nach meinen Zeichnungen in Augsburg fertiggestellt. Am 17. Juli 1893 traf ich in freudiger Hoffnung in Augsburg ein; vor Eintritt in die Versuche mußte aber noch eine Luftkompressoranlage zum Füllen der Anlassen eingerichtet werden, da das Anlassen (nicht Einblasen) der Maschine mit verdichteter Luft von Anfang an vorgesehen war. Als Luftkompressionsanlage wurde ein in der Fabrik vorräufiger kleiner, einstufiger Lindescher Ammoniakkompressor verwendet. Außerdem mußte eine Transmission angebracht werden, um den Motor zunächst von ihr aus zu betreiben, bis er imstande war, umgekehrt von sich aus Kraft an die Transmission abzugeben.

Fig. 1 zeigt die erste Maschine von 150 mm Kolbendurchmesser und 400 mm Hub in ihrer äußeren Ansicht; Fig. 2 im Hauptvertikalschnitt durch die Schwungradwelle und Fig. 3 in Photographie.

Der obere Teil des Zylinders, gleichzeitig Deckel, war aus Gußstahl, der untere, rohrförmige Teil, aus Gußeisen hergestellt. Mantelkühlung war nicht vorhanden. Der Tauchkolben hatte eine Kreuzkopfführung und war durch Pleuelstange mit der Kurbelwelle verbunden. Die Schwungradwelle trieb durch konische Zahnräder, vermittels einer schräg liegenden Zwischenwelle, die seitlich am Maschinengestell gelagerte Steuerwelle an, welche ihrerseits durch unrunde Scheiben die Ventile mittels langer Gestänge steuerte. Die Maschine arbeitete im Viertakt,

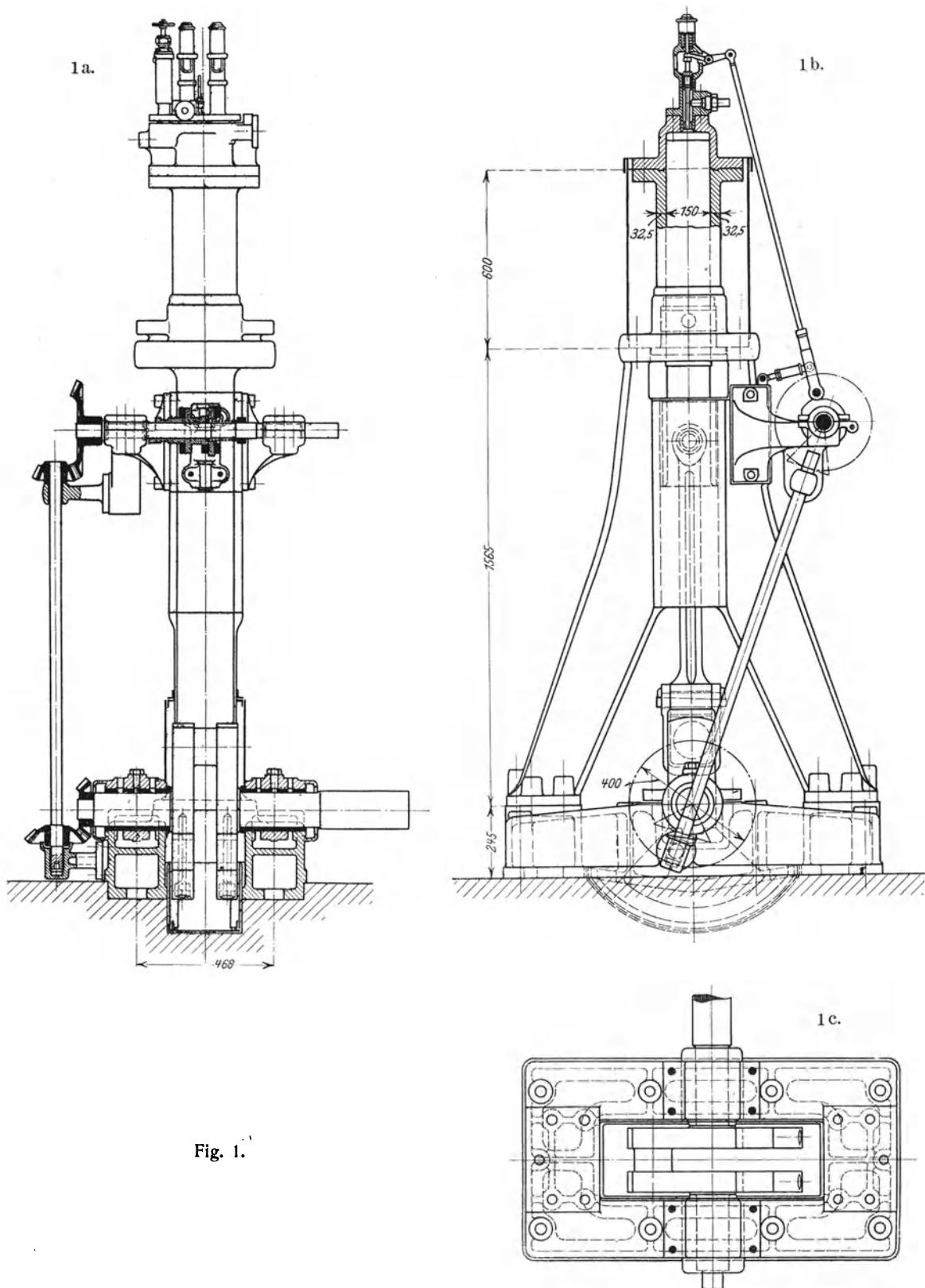


Fig. 1.

An die Kreuzkopfführung schloß sich der Plungerkolben aus Gußstahl (Fig. 2,) an, dessen Abdichtung durch eine Stopfbüchse mit Drucköl erreicht werden sollte. Die Dichtungsstulpen aus dünner elastischer Bronze hatten U-Querschnitt.

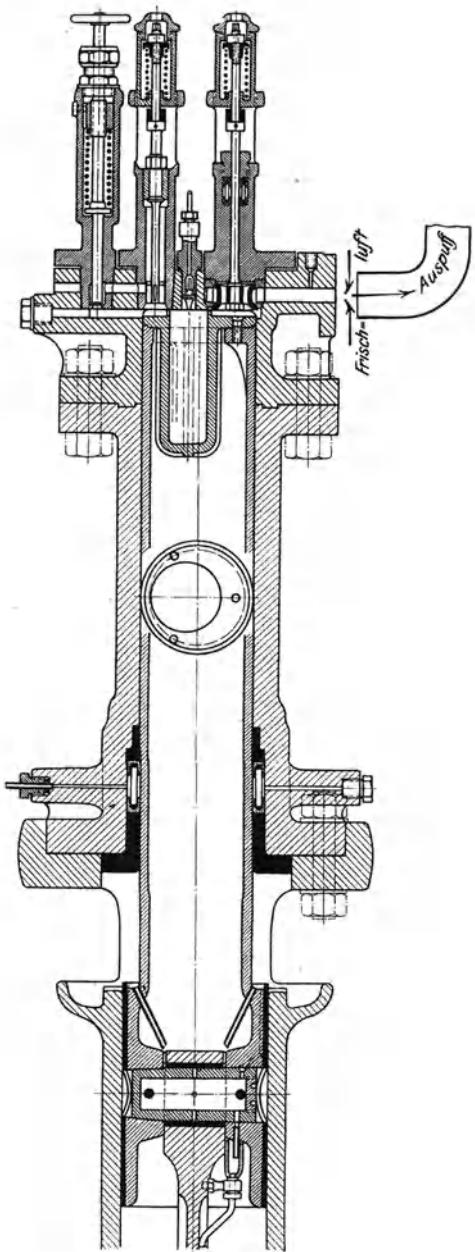


Fig. 2.

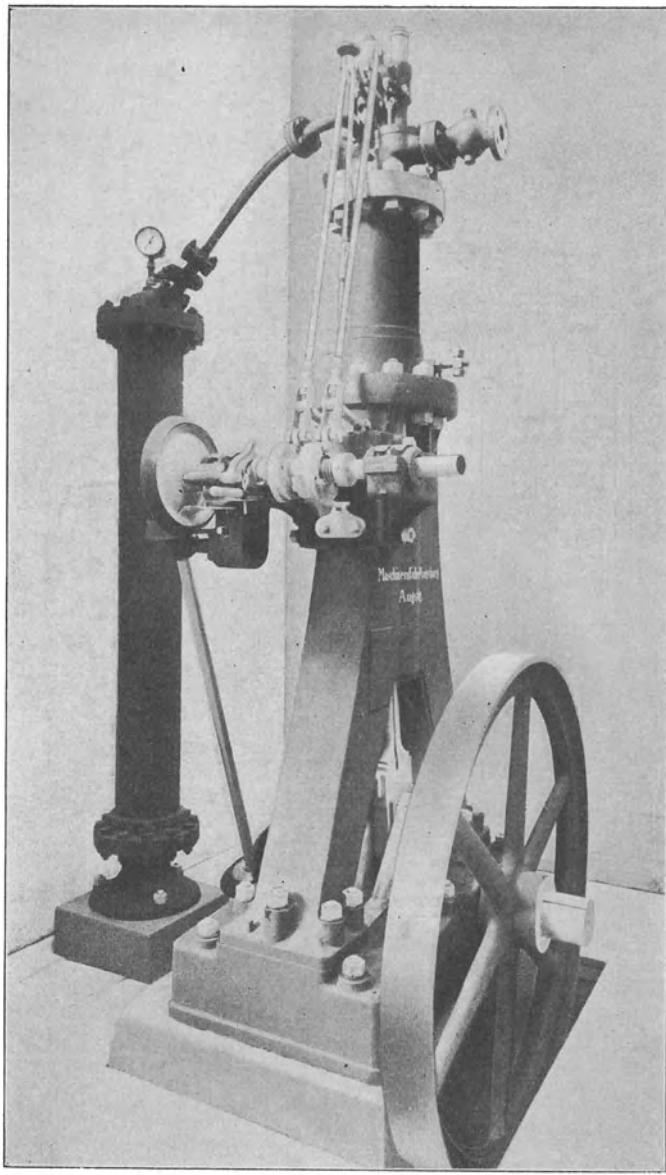


Fig. 3.

Schon der erste Versuch zeigte die Unmöglichkeit dieser Anordnung: „Das Prinzip des Plungerkolbens ist praktisch undurchführbar“, heißt es im Journal.

Es wird auf die Ölstopfbüchse verzichtet und die Kolbendichtung mit kleinen, in den oberen Kolbenteil eingesprengten Gußringen ohne Spannringe hergestellt. Es war also damals schon in den ersten Versuchstagen die richtige, heute allein gebräuchliche Form der Kolbendichtung gefunden. Journal: „Es scheint, daß diese Form des Kolbens mit eingesprengten Gußringen ohne Spannringe konstruktiv die einzige richtige ist; es wird sich nur darum handeln, dieselbe auszuprobieren, damit sie für hohen Druck und hohe Temperaturen brauchbar wird.“ Leider war sie noch unvollkommen und wurde, da die Verbesserungen nicht sogleich gelangen, später wieder auf lange Zeit verlassen, bis sie endlich nach mehreren Versuchsjahren wieder aufgenommen und endgültig durchgeführt wurde. Zur Kolben *schmierung* (nicht mehr zur Dichtung) wird zunächst die Ölkammer, aber nicht mehr unter Druck, beibehalten.

Die Dichtungen im allgemeinen gaben zu fortwährenden Anständen Anlaß. Es mußten auf diesem Gebiete zahllose Versuche mit den verschiedensten Materialien und Konstruktionen stattfinden, bis die typischen Dichtungsformen gefunden waren.

Die Stopfbüchsen der Brennstoffpumpe und Nadel wurden zuerst mit Asbest, dann mit Leder gedichtet, beides erfolglos, da ersteres sich im Petroleum aufweichte, letzteres hornig wurde. Die Ledermanschetten der Hauptventilspindel verbrannten und wurden zunächst durch Kupfermanschetten ersetzt, die ebenfalls nicht hielten; Ersatz durch Asbest. Die Dichtungen der Luftdruckleitungen machten sehr große Schwierigkeiten, da die Hähne und Abschließungen des Handels, die der Einfachheit halber zunächst verwendet waren, für so hohe Drucke nicht dicht hielten.

Der erste Motor hatte für das Einsaugen der Frischluft und den Auspuff ein einziges, gemeinsames Organ, und zwar ein Doppelsitzventil (Fig. 2), wobei das Auspuffrohr sich nicht direkt an das Ventilgehäuse anschloß; der Auspuffstrahl sollte blasrohrartig durch das Auspuffrohr entweichen, während die Frischluft durch den freien Raum zwischen Zylinderflansch und Auspuffrohr eingesaugt werden sollte. Zunächst erwies sich das erste Doppelsitzventil als undicht, und zwar wie sich durch Versuche unter Dampfdruck erwies, infolge Deformation des Sitzes durch Ausdehnung der Laternenstege. Das Ventil mußte zunächst umgebaut werden und war dann brauchbar.

Das erste Anlaßventil (Fig. 2) hatte eine Kolbenentlastung, arbeitete aber unrichtig. Journal: „Künstlich entlastete Ventile sind unbrauchbar, da die Wirklichkeit niemals ganz die Verhältnisse der Rechnung zeigt.“ Das Sicherheitsventil arbeitete gut. Das Petroleumventil (Fig. 4), damals schon als „Nadel“ bezeichnet, war bei der ersten Ausführung nicht oben im Deckel, sondern unten neben der

Steuerung angebracht. Die Einspritzung des Brennstoffs geschah an dieser Maschine direkt aus der Petroleum-Druckleitung beim Öffnen der Nadel durch die Steuerung. An der Einmündung der langen Leitung in den Zylinder befand sich eine gewöhnliche Körtingsche Streudüse (Fig. 2).

Die äußere Steuerung lief bei 300 Touren pro Minute sofort anstandslos. Diese erste Form der Steuerung der Ventile durch unrunde Scheiben ist bis heute selbst für Schnellläufer die typische geblieben.

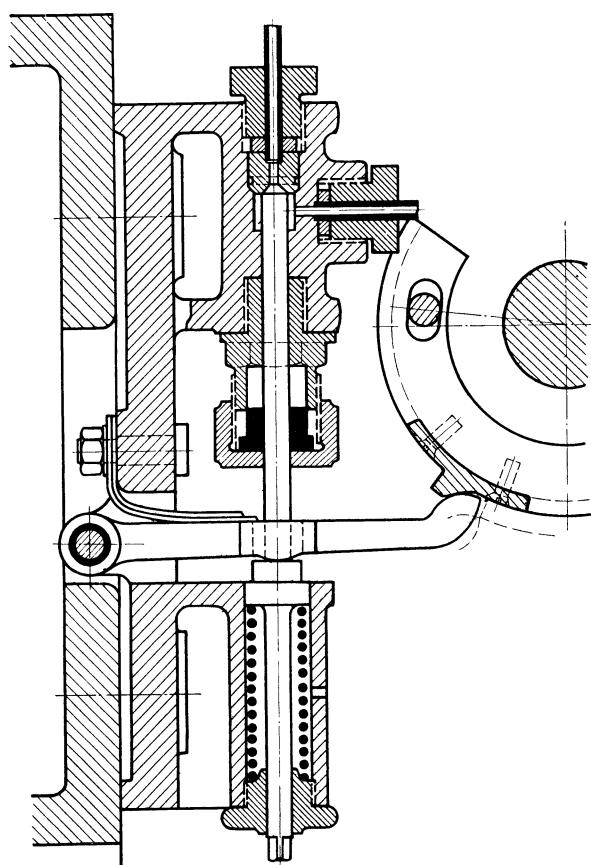


Fig. 4.

Nach all diesen vorbereitenden Arbeiten erfolgten die ersten Kompressionsversuche, die nur bis 18 Atm. gelangen, die Diagramme zeigten eine stark negative Fläche und bedeutenden Arbeitsverlust. Durch vieles Nachhelfen an Kolben und Ventilen wurde die Kompression allmählich auf 21—22 Atm., dann endlich auf 33—34 Atm. gebracht, letzteres aber erst 20 Tage nach Beginn der Versuche; selbst diese Kompression war aber nur halb so hoch als nach den Dimensionen des Kompressionsraumes theoretisch erwartet wurde.

Es folgten Untersuchungen der Kompressionslinien auf den Wert des Kompressionsexponenten k , der sich als viel zu klein erweist, die Kompressionslinien verlaufen tief unter der Adiabate.

Hier beginnt schon die eigentliche Leidensgeschichte der Erfindung, die **t a s t e n d e A u f s u c h u n g d e r r i c h t i g e n F o r m , G r ö ß e u n d L a g e d e s K o m p r e s s i o n s r a u m e s i m Z y l i n d e r .**

Diese Aufgabe betraf die grundsätzlichen Vorgänge der Vergasung und Verbrennung, und man konnte ihr nur durch zahllose Betriebs-Beobachtungen, durch allmähliche, langsam sich ergebende Schlußfolgerungen und Berechnungen aus den Kurven von Hunderten von Diagrammen auf den Leib rücken.

An der ersten Maschine war die Kompressionskammer ein im Kolben exzentrisch liegender büchsenartiger Hohlraum (Fig. 2) von 255 ccm. Die nun erfolgende genaue Untersuchung ergab aber noch neun andere zerstreut liegende kleinere Räume, die zusammen 157 ccm, also 60 % dieses Hauptraumes ausmachten. Es dämmert unbestimmt die Ahnung auf, daß der Verbrennungsraum zu zerklüftet ist und zu große Oberfläche im Verhältnis zu seinem Volumen aufweist.

Trotz der geringen erreichten Kompression wird am 10. August 1893, 20 Tage nach Beginn der Versuche, bei Antrieb des Motors von Transmission in Gegenwart meines Freundes Vogel die erste Einspritzung von Brennstoff, und zwar von Benzin, vorgenommen. Wir beide erwarteten die Wirkung in hochgespannter Aufregung.

„Die Zündung erfolgte sofort, das Diagramm Nr. 1 (siehe Seite 354 und 355) ergab Explosionspressungen bis zu 80 Atm.“

In Wirklichkeit war der Druck noch höher, denn der Indikator wurde unter heftigster Explosion zerstört und dessen Stücke flogen an unseren Köpfen vorbei. Dem Motor selbst war nichts passiert, war er doch für sehr hohe Drucke vorgesehen und gebaut wie eine Kanone.

Nachdem wir uns von dem Schrecken erholt hatten, war doch unsere Freude groß, denn daß sich die Zündung ohne besondere Vorrichtung automatisch als Teil des Verfahrens einstellte war erwiesen.

An den folgenden Tagen zogende Wiederholung der Einspritzversuche. Es entstehen wiederum mehr oder weniger heftige Explosionen ohne Arbeitsleistung, abwechselnd mit zahlreichen Versagern, die damals noch nicht erklärt werden konnten.

Bei all diesen Versuchen wälzen sich aus dem Auspuffrohr dicke, schwarze Rußwolken. Die Diagramme (Nr. 2 und 3) zeigen die **e r s t e , nachweisbare Diagrammfläche**, geben aber ihrer Kleinheit wegen noch keine Arbeitsleistung. Allmählich werden dann die Diagramme größer und ruhiger, Nr. 4 zeigt 2,15 PSi

und eine Verbrennungslinie, die der Isotherme nahe kommt. Aber auch dieses ergibt keinen Leerlauf der Maschine.

Diese erste Maschine hat überhaupt niemals selbstständig laufen können!

Nach kurzer Zeit ist immer die ganze Maschine verrußt, Ventile und Kolben blasen mächtig ab. Es gelingt aber doch, eine Reihe von Konstruktionsregeln festzustellen, die im Journal wie folgt eingetragen werden:

„Aus- und Eintrittsventil sind gesondert auszuführen.“

„Die Brennstoffnadel muß unmittelbar am Eintritt des Brennstoffes in den Zylinder liegen, da offene Düse riesige Gefahr. Es muß ein zwangsläufig kontrolliertes Einspritzen und absolut sicherer Schluß der Nadel nach Einspritzung erfolgen“.

„Alle Luftsäcke in den Brennstoffleitungen sind zu vermeiden“.

„Stahl und Eisen sind für Brennstoffhähne nicht zu gebrauchen.“

„Stahlzylinder unbedingt verwerlich, frißt immer an.“

„Kurbelzapfen und Kreuzkopf liefern heiß, sind besser zu schmieren.“

Es wurden nun noch Anlaßversuche des Motors mit verdichteter Luft von verschiedenen Drucken gemacht. Das Anlassen und Überspringen auf Betrieb erfolgte vollkommen genau, so daß dieser Teil des Motors schon an der ersten Maschine endgültig festgelegt war.

Weitere Versuche, an der Brennstoffsteuerung Veränderungen einzuführen, waren infolge der Entfernung der Nadel von der Einspritzstelle so gefährlich, daß sie aufgegeben werden mußten. Somit waren die Versuchsmöglichkeiten mit dieser ersten Maschine nach einer 38 tägigen Versuchszeit erschöpft; es wurde ein offizielles Protokoll der Ergebnisse niedergeschrieben und von Direktor H. Buz unterzeichnet, dessen wesentlicher Satz lautet: „Die Durchführbarkeit des Prozesses an sich ist selbst in dieser unvollkommenen Maschine als erwiesen zu betrachten“.

Die Ergebnisse dieser ersten Versuchsreihe waren folgende:

Erste Erkenntnis der Zerküpfung und zu großen Oberfläche des Kompressionsraumes.

Erfolg der automatischen Zündung ohne künstliche Hilfe.

Erste isothermenartige Verbrennungskurven.

Notwendigkeit der Trennung von Ein- und Auslaßventil.

Notwendigkeit der Versetzung der Brennstoffnadel unmittelbar an den Verbrennungsraum.

Ersatz des Plungerkolbens durch Ringkolben.

Typische Feststellung der äußeren Steuerung durch unrunde Scheiben.

Typische Feststellung des Anlaßverfahrens.

Verwerfung von Stahl für Zylinder und Kolben.

Regeln für die Verlegung von Brennstoffleitungen.

Zahlreiche Studien über Dichtungsfragen. —

Trotzdem war der Versuch ein Mißerfolg, da diese erste Maschine niemals selbständig laufen konnte. — Sehr deprimiert kehrte ich nach Berlin, meinem damaligen Wohnsitz, zurück und machte dort die Zeichnungen zu einem völligen Umbau dieser Maschine, dessen Ausführung fünf Monate dauerte.

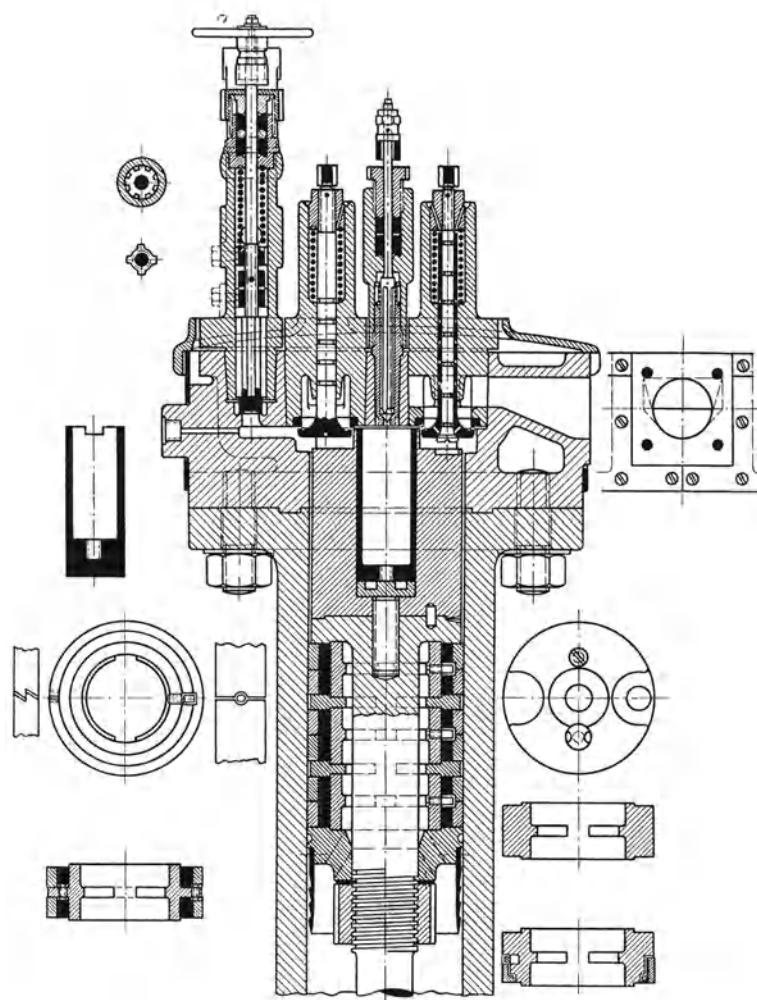


Fig. 5.

2. Versuchsreihe.

Die umgebaute Maschine ist in Fig. 5, im Schnitt parallel, und in Fig. 6 senkrecht zur Schwungradwelle dargestellt. Der ganze frühere Unterbau der Maschine

bis zum oberen Zylinderflansch ist beibehalten, ebenso der Durchmesser von 150 mm und der Hub von 400 mm. Der neue Deckel ist noch aus Gußstahl, dient aber nicht mehr als Lauffläche für die Kolbenringe. Anlaß- und Auslaßventile sind getrennt. Statt des früheren Doppelsitzventils sind jetzt einfache Tellerventile mit sehr schmalen Sitzen angewendet. Das Nadelventil sitzt im Deckel un-

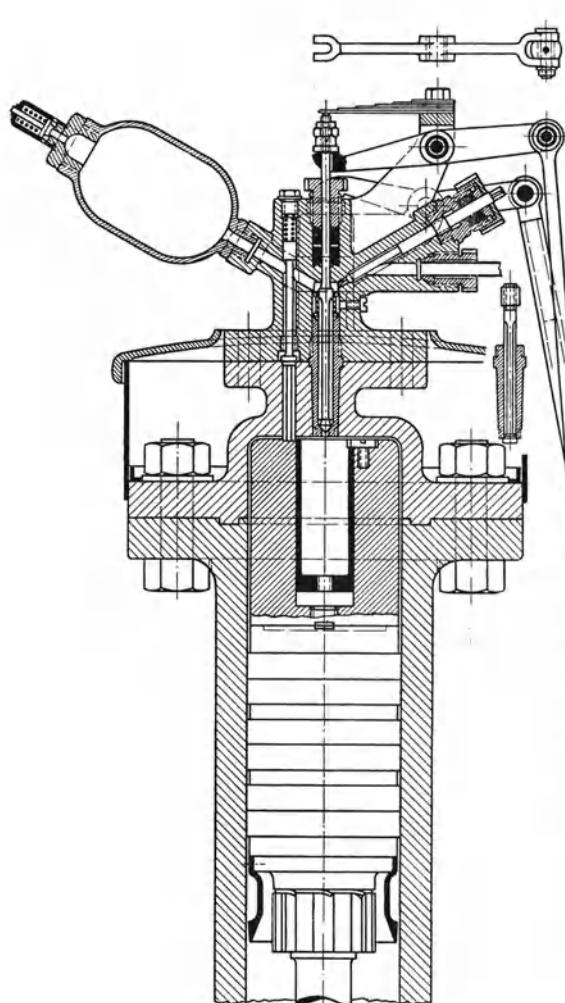


Fig. 6.

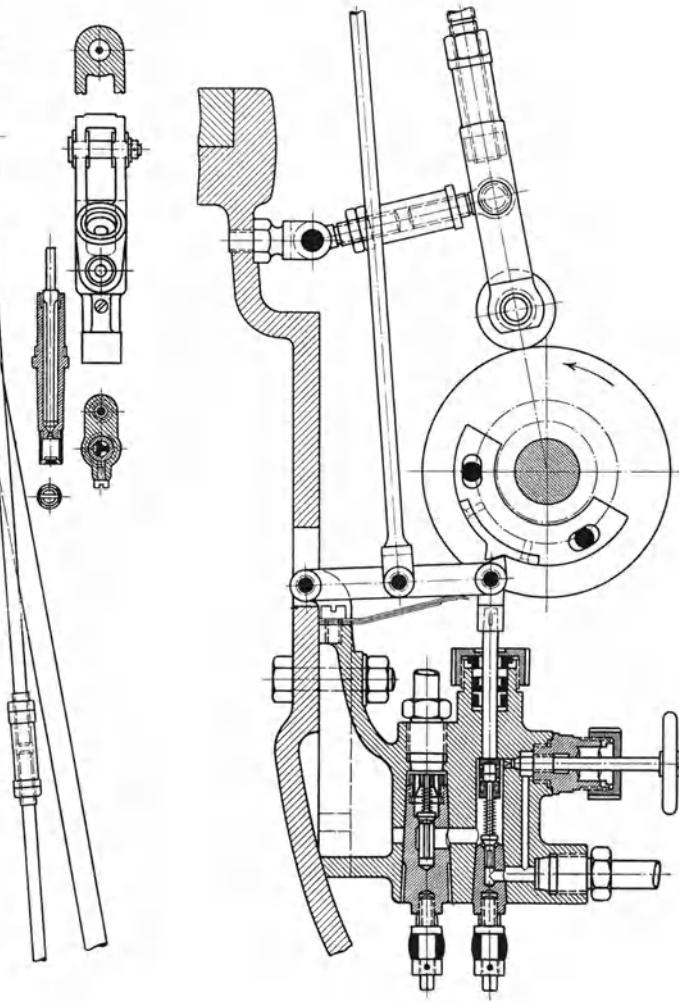


Fig. 7.

mittelbar an der Einmündung des Petroleumstrahls in den Verbrennungsraum. Das Anlaßventil kann auch als Sicherheitsventil dienen, wobei die Spannung der Feder durch das oben befindliche Handrad geregelt wird.

Die Steuerung der Ventile erfolgt durch lange Gestänge genau wie früher durch die am Gestellfuß angebrachte Steuerwelle, woselbst sich auch die Petroleumpumpe befindet, und zwar an der Stelle, wo früher die Nadel war (Fig. 7).

Vollständig umgebaut ist der Kolben, auf dessen Konstruktion später zurückgekommen wird. Die Kolbenschmierung erfolgt durch einen Ölschleppring, welcher im unteren Totpunkt in ein ringförmiges Ölgefäß taucht. Die Verbrennungskammer ist ein becherförmiger, zentraler Raum in dem hohen gußeisernen Kolbenaufsatzt; die Größe dieses Verbrennungsraumes kann durch verschiedene becherförmige Einsätze verändert werden.

Fig. 6 zeigt insbesondere die neue Düsenkonstruktion im Deckel und in Nebenfiguren verschiedene Versuchsvarianten, welche jeweils einzeln ausprobiert werden, und die weiter unten erläutert sind.

Diese Maschine hat noch keinen Regulator.

Die Versuche mit dieser umgebauten Maschine begannen am 18. Januar 1894, und wurden, wie die früheren, von mir allein durchgeführt; nur ein Bedienungsmann war mir beigegeben, jedoch nicht, wie früher, ein Arbeiter, sondern ein Eismaschinemonteur namens Linder, der von jetzt ab bis zum endgültigen Erfolg abwechselnd mit einem anderen Monteur namens Schmucker bei den Versuchen blieb. Diese beiden Männer wurden später die ersten Meister für den Dieselmotorbau bei der Maschinenfabrik Augsburg und haben bei der Einführung der Fabrikation der Fabrik sehr große Dienste geleistet, da sie infolge ihrer jahrelangen Erfahrungen mit allen Eigentümlichkeiten und Schwierigkeiten des Prozesses und allen Betriebs- und Fabrikationserfordernissen vertraut geworden waren.

Es wurden zunächst alle wichtigen Teile der Maschine unter hohem Wasserdruck erprobt (der Zylinder auf 200 Atm., der Deckel auf 110 Atm., der Vergaser auf 160 Atm. usw.), ein Verfahren, welches später ein wesentlicher Bestandteil der laufenden Fabrikation geblieben ist.

Hierauf wurde die Maschine von Transmission einlaufen gelassen, wie es ebenfalls heute noch geschieht. Die Ventilfedern wurden durch Wägen auf ihre Spannung geprüft, die Steuerungen und ihre Einstellung genau notiert. Da jede Änderung an der Steuerung, namentlich der Brennstoffnadel, charakteristische Veränderungen in der Diagrammform ergab, so waren die fortwährenden Aufschreibungen der Steuerungseinstellungen für die Kritik der Versuchsergebnisse von besonderer Bedeutung, weshalb diesem Teile der Beobachtungen immer die größte Sorgfalt gewidmet wurde.

Die Versuche bezogen sich zuerst auf die Untersuchung des Kolbens, wobei die Maschine von Transmission betrieben wurde, unter Entnahme von Kompressionsdiagrammen zur Ermittlung der Kolbenverluste.

Da der Kolben der ersten Versuchsreihe mit bloß eingesprengten Ringen noch sehr undicht war, so wurde jetzt eine Kolbenkonstruktion mit Spannringen (Fig. 5) versucht, die Spannung der Ringe war aber so stark daß sie wie eine Bremse wirkten. Das war der Hauptgrund, der aber erst viel später erkannt wurde, warum auch dieser Motor noch keine Nutzarbeit leistete.

Es wurden im Betrieb von Transmission auch Versuche über die Kolbenreibung und die Erwärmung der Zylinderwand durch dieselbe angestellt; beide

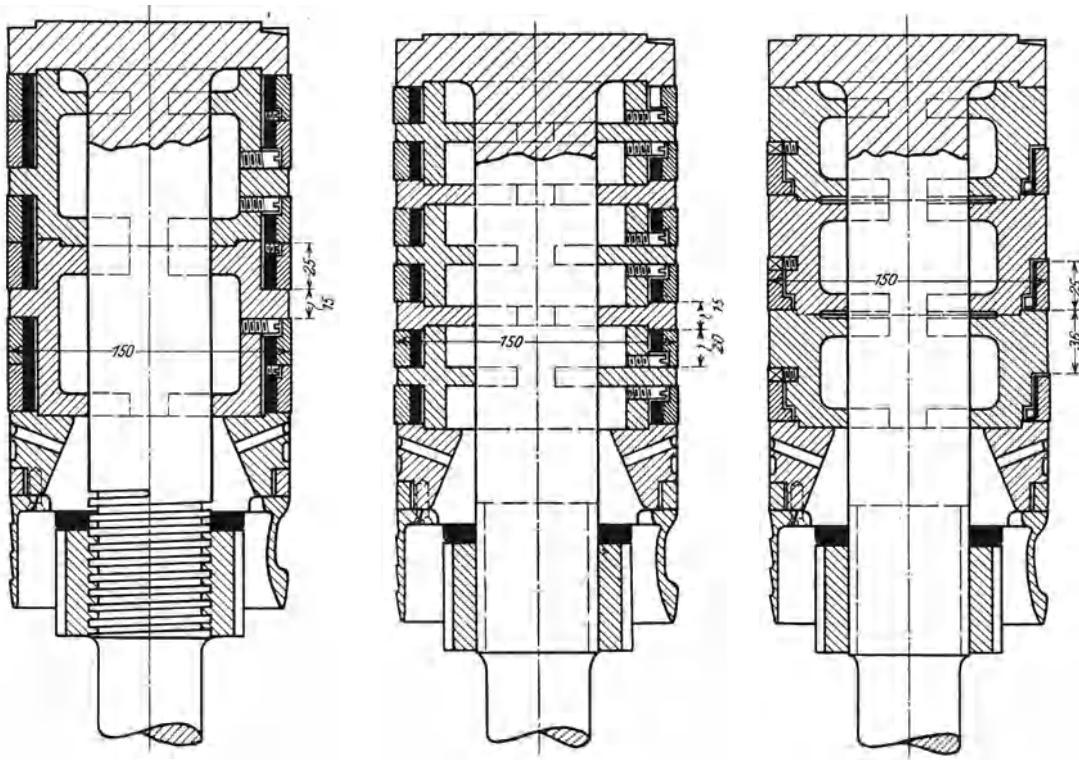


Fig. 8 a.

Fig. 8 b.

Fig. 8 c.

waren viel zu groß, „der Kolben klemmt“. Es folgen Studien über das zu gebende Spiel zwischen Kolben und Zylinder, über die Weite der Spalte in den Ringen, um deren Stauung bei Erwärmung zu vermeiden.

Hierauf Versuche mit nur zwei statt drei Ringpaaren mit Spannfedern, dann mit drei Ringpaaren ohne Spannfedern, wobei letztere durch massive Einsätze ersetzt sind (Fig. 5, Nebenfigur). Jetzt wird die Kompression höher, über 34 statt 31 Atm., Beweis, daß die Hohlräume hinter den Spannfedern schädlich sind, und daß die Spannfedern selbst nichts nützen. Es werden so die verschiedensten Kolbenkonstruktionen (Fig. 8 a—c) durchprobiert, wobei

sich zeigt, daß die vielteiligen Distanzringe nie vollkommen dicht sind. Es wurden dann auch in dem hohen Kolbenaufsatz (Fig. 5) noch kleine Kolbenringe eingesprengt, um auch die verlorenen Lufträume um diesen Aufsatz herum zu beseitigen; der überraschende Erfolg war Erhöhung der Kompression auf 44 Atm., ein weiterer Schritt vorwärts in der Beseitigung verlorener und unwirksamer Lufträume.

Nach diesen Erfahrungen erfolgt ein gänzlicher Umbau des Kolbens nach Fig. 9, bei welchem der hohe Kolbenaufsatz fortfällt und die Undichtheiten dadurch beseitigt sind, daß die Distanzringe auf dem konischen Kolbenkörper aufgeschliffen sind.

Die Dichtungen der Hochdruckleitungen für Luft und Petroleum machen auch jetzt noch sehr große Schwierigkeiten, es wurden alle Dichtungsmaterialien untersucht, deren ich habhaft werden konnte bei den Temperatur- und Druckverhältnissen der Maschine, mit Benzin, Petroleum und Öl. Es wurde dann für die Stopfbüchsen der Nadel und der Petroleumpumpe sog. Dermatine beibehalten.

Als Dichtungen für Luft und Petroleumleitungen wurden endgültig nur eingeschliffene Metallkonusse zugelassen (siehe Fig. 6 und 7), die auch heute noch bei allen Dieselmotoren allein angewendet werden.

An dieser Maschine wurde, wie übrigens auch schon an der ersten, der Zylinder abgenommen und durch feste Säulen ersetzt, um Zerstäubungsversuche an freier Luft bei normalem Gang der Steuerung (von Transmission) durchzuführen.

Zunächst Einspritzung direkt durch die Brennstoffpumpe, Fig. 7, wobei in der Düse lediglich ein automatisches Rückschlagventil sich befindet (siehe Fig. 6 kleine Nebenfigur). Die Wirkung ist ganz unzuverlässig. Beobachtung des Zerstäubungsgrades bei verschiedenen Drucken: bei hohem Druck gut, bei niedrigem Druck geschlossener Strahl ohne jede Zerstäubung.

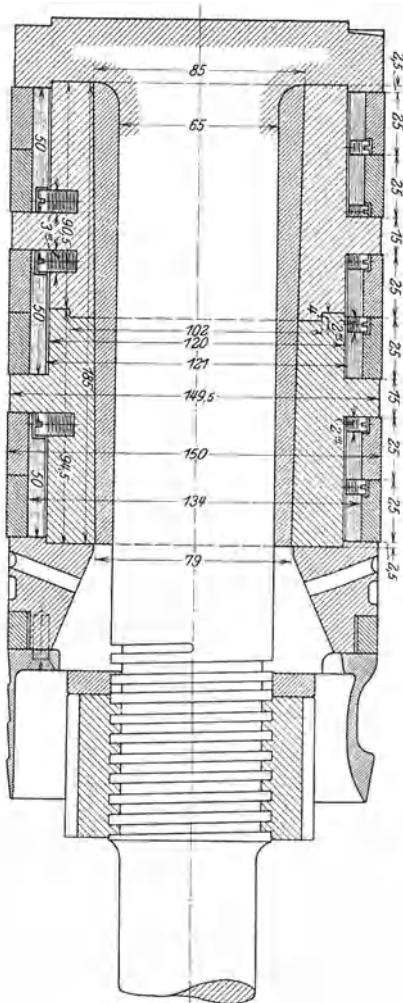


Fig. 9.

Weitere Versuche der Einspritzung direkt mit der Pumpe Fig. 7 unter gleichzeitiger Öffnung eines gesteuerten Düsenventils nach Fig. 6, Hauptfigur, wobei Pumpenkolben und Düsenadel durch Gestänge verbunden sind und gleichzeitig durch den gleichen Steuernocken gesteuert werden (siehe Fig. 7); Variation der Einspritzzeit durch Einsetzen verschiedener Steuernocken.

Hier tritt (30. Januar 1894) zum ersten Male die gesteuerte Düsenadel in ihrer heutigen Form auf. Journal: „Einspritzung sehr präzise.“

Die Einspritzung selbst geschah, wie erwähnt, durch eine Petroleumpumpe mit variablem Kolbenhub. Tagebuchnotiz: „Die Konstruktion einer Pumpe für so geringe Fördermengen in solch kurzen Zeiten bei sehr hohen Drucken bietet fast unüberwindliche Schwierigkeiten, es scheint unmöglich, für diese geringen Quantitäten eine richtig saugende und drückende Pumpe herzustellen.“

Infolgedessen wurde zunächst die Pumpe beseitigt und versucht, die Einspritzung direkt aus der Petroleumleitung, die unter konstantem Druck gehalten wurde, durch Steuerung der Nadel zu bewirken. Messung der eingespritzten Menge bei normalem Betrieb der Steuerung und verschiedenen Steuerungsarten der Nadel, Tagebuch: „Das direkte Einspritzen hat den Fehler — der es eigentlich undurchführbar macht — daß die eingespritzte Menge von der Zeitdauer der Düsenöffnung abhängt, so daß dieselbe Steuerung bei langsamem Gang mehr einspritzt als bei schnellem.“

Es folgen Versuche mit genau kalibrierten Durchflußöffnungen an der Düsenmündung (Fig. 6, Nebenfigur), also mit den ersten sog. Düsenplatten, die bis heute einer der wichtigsten Bestandteile jeder Einspritzdüse geblieben sind.

Nach diesen Vorversuchen an offener Luft folgen Versuche im Betriebe mit direkter Einspritzung aus der Petroleumdruckleitung (ohne Petroleumpumpe). Journal: „Zündung geht vorzüglich, Auspuff kommt noch brennend aus dem Zylinder, das Düsenventil ist sehr unzuverlässig, Einspritzung unkontrollierbar, das System muß verlassen werden.“

Mit diesem Satze tritt eine entscheidende Wendung ein; es taucht die Idee der Einblasung des Brennstoffes durch Luft auf.

Im Februar 1894 wurden die ersten Einrichtungen hierfür gemacht. Die Düse ist dabei mit einem Tropfventil versehen (Fig. 6), so daß der Petroleumdruck der Leitung nur bis zum Tropfventil reicht, während das Innere der Düse nur unter dem Druck der Einblaseluft steht. Hier werden zum ersten mal der Düse kleine Mengen Petroleum hubweise zu-

gemessen. Eingehende Versuche über die Lochweite dieses Tropfventils und dessen Regulierfähigkeit. Die Einblaseluft wird der Düse von links her (nach Entfernung des ovalen Windkessels) zugeführt.

Im oberen Teil der Düse ist dabei als Zerstäuber eine Messingspule eingesetzt, deren Ränder und Wandungen mit einer großen Zahl feiner Löcher durchbohrt sind, um den Brennstoff auf mechanischem Wege möglichst zu zerstäuben (s. Fig. 6). Erstes Auftreten des sog. mechanischen Zerstäubers in der Düse.

Journal: „Die Zerstäubung an offener Luft ist vorzüglich, der aus der Düse austretende Strom ist wie eine Dampfwolke.“ Feststellung, daß die Höhe des Luftdruckes den Grad der Zerstäubung bedingt. „Der Luftkonsum scheint gering, die Düsenadel ist vollkommen luftdicht.“

Die Erprobung dieser Einblasung in der Maschine (Diagr. Nr. 5) ergibt stets starke Explosion im Totpunkt und Abblasen des Sicherheitsventils bei 48 Atm. Man bemerke in Fig. 6, daß die Einblasung durch die Düsenmündung direkt in den Zylinder erfolgt, also so wie heute in allen Dieselmotoren. Höchst unregelte Verbrennung, keine Breitenentwicklung der Diagramme.

Durch andere Einstellung der Nadelsteuerung wird die Verbrennung ruhiger (Diagr. 6) und am 17. Februar 1894 wird endlich der erste Leerlauf des Motors erzielt, aber nur eine Minute lang bei ca. 88 Touren (Diagr. 7—9).

Da bei den Versuchen der Motor stets von Transmission angetrieben wurde, so bemerkte ich selbst diesen Leerlauf nicht; aber Monteur Linder, der auf der hölzernen Galerie das Petroleumtropfventil bediente, bemerkte plötzlich, daß der Riemen rückweise vom Motor gezogen wurde, statt den Motor anzutreiben, und daran erkannte er die erste selbständige Kraftäußerung der Maschine. In diesem Moment zog er schweigend die Mütze, und erst dadurch wurde ich auf die Wichtigkeit des Augenblicks aufmerksam. In stummer Freude drückte ich ihm die Hand. Wir waren dabei ganz allein.

Damals glaubte ich am Ziele zu sein und ahnte nicht, daß mich noch jahrelange schwere Arbeit davon trennte.

Weitere Versuche mit zahlreichen Abänderungen der Steuerung und des Zerstäubers zeigen, daß die explosionsartigen Verbrennungen, welche weitere Brennstoffnachströmung verhindern bzw. den Brennstoff zurücktreiben, nicht zu beseitigen sind. Journal: „Wir haben die Regulierung durchaus nicht in der Hand, die Explosion dringt in das Düseninnere.“ Schlußfolgerung: Brennstoffeinfuhr unter geringerem Überdruck, aber mit längerer Admissionsperiode.

Es wird versucht, das Zurückschlagen der Explosion durch ein Rückschlagventil in der Petroleumleitung zu verhindern, das Tropfventil für den Brennstoff wird umgebaut, um feiner regulieren zu können. Alles nützt nichts. Zum Vergleich wird wieder direkte Einspritzung ohne Lufteinblasung versucht. Auch hier sind die Explosionen so heftig, daß Diagramme nicht genommen werden können. Mit der Journaleintragung: „Es scheint sonach direktes Einspritzen unmöglich“ werden diese gefährlichen Versuche definitiv ad acta gelegt.

Selbst wenn die Verbrennung damit richtig erreicht worden wäre, hätte man diese Methode doch verlassen müssen, da es ganz unzulässig ist, die ganze Brennstoffleitung unter Druck in ständiger Verbindung mit der Maschine zu lassen. Es mußte ein System gefunden werden, bei welchem stets nur die pro Hub erforderliche Brennstoffmenge in die Düse gelangen konnte.

Rückkehr zur Einblasung, Versuch, die Verbrennung durch die bereits erwähnten Düsen und Stücke mit engen Öffnungen zu begrenzen; zunächst Körtingdüse von $\frac{1}{2}$ mm Lochweite ist zu eng, die Diagramme entwickeln sich nicht. (Diagr. 10.)

Es werden daher die Bedingungen des ersten Leerlaufes genau wiederhergestellt, d. h. mit ganz offenem Düsenloch gearbeitet und dieses Mal 36 Minuten lang regelrechter Leerlauf erzielt (Diagr. 11), und zwar unter Regulierung der Brennstoffmenge am Tropfventil, welches deutlich „das damit verbundene Verringern und Verkleinern des Diagramms“ zeigt; das waren die ersten Regulierdiagramme.

Die sämtlichen Diagramme zeigen ungemein unruhige Verbrennung, meist Spätzündungen, gefolgt von Explosionen (Diagr. 7 und 9). Oft viele Explosionen hintereinander in einem einzigen Diagramm.

Ausnahmsweise treten auch einmal ruhigere Diagramme auf. (Diagr. 8.) Letzteres würde bei 300 Touren schon 13,2 PSi entsprechen, also „schon nahe an der zu erreichenden Leistung“ sein. Würde die Verbrennung eher beginnen, bei 30 Atm., so hätten wir schon nahezu Volleistung.

Es folgt nun eine Untersuchung aller erzielten Diagramme und ein genauer Vergleich mit der jeweiligen Einstellung der Steuerung; alle Einblasungen waren mit Nacheilung erfolgt, aus welchem Umstände die Nachexplosionen erkläbar sind. Journal: „Keine Nacheilung und weniger Überdruck.“

Die Verminderung der Nacheilung gibt dem Diagramm eine grundsätzlich andere Gestalt, nämlich Vorexploration, wobei aber der Motor langsam läuft wegen

der Gegenarbeit der Explosion. Auch hier und da regelrechte Diagramme (Nr. 11), bei welchen die Tourenzahl sofort wieder steigt.

Nach tagelangen, derartigen tastenden Versuchen mit den verschiedensten Einstellungen der Steuerung wird nichts Neues mehr erzielt, als immer wieder mehr oder weniger regelmäßiger Leerlauf. Sobald mehr Brennstoff verwendet wird, wird der Auspuff rußig und die Maschine läuft langsamer statt schneller.

Journaleintragung: „Die Diagramme 125—127 (Nr. 8—11) sind bis jetzt die besten, an diese sind die weiteren Versuche anzuknüpfen.“

Die Berechnung der Diagramme ergibt für den Leerlauf einen mittleren indizierten Druck von 4,39 kg/qcm., was auf sehr große Reibungsverluste schließen lässt.

Daß ich mich zur Erreichung des Bisherigen bei der Einblasung des Lindeschen Kompressors, also einer besonderen Luftpumpe, bedienen mußte, war mir ein großer Gram, denn ich erachtete dies als eine solche Komplikation der Maschine, daß deren praktische Einführung daran scheitern könnte. Deshalb probierte ich jetzt die Selbsteinblasung, bei welcher die komprimierte Luft des Verbrennungszyinders während der Kompression durch ein kleines Rückschlagventil im Zylinderdeckel in einen neben der Düse angebrachten Windkessel übertritt und von da als Einblaseluft in die Düse gelangt (Fig. 6); letztere wurde dabei, wie früher beschrieben, durch ein regulierbares Tropfventil hubweise mit kleinen Petroleummengen gespeist. Diese Selbsteinblasevorrichtung wurde später auch als Füllvorrichtung für die Anlaßflasche verwendet.

Es folgt das Studium des Einflusses dieser Einrichtung auf die Diagrammform, die Kompression wird 2—3 Atm. tiefer als früher, und es entsteht ein merkbares negatives Verlustdiagramm. Der Verbrennungsbetrieb mit Selbsteinblasung gibt einen Druckverlust der Verbrennungsperiode von 10—12 Atm., ehe die Rückströmung in den Zylinder und damit die Verbrennung beginnt (Diagr. 12). Letztere findet bei dem konstanten Druck von etwa 15 Atm. statt und es wird ebenso guter Leerlauf erzielt, wie früher mit der Luftpumpe, mit ebenso schönem bläulichen Auspuff. Sobald aber mehr Brennstoff gegeben wird, sinkt die Linie konstanten Verbrennungsdruckes, der Auspuff wird rußig, die Maschine läuft langsamer, es entstehen heftige Explosionen im Einblasewindkessel, die zum Abstellen zwingen. Die Untersuchung zeigt, daß dabei der Brennstoff durch Berührung mit der heißen Luft schon im Düsenraum und im Windkessel vor der Einblasung explodiert. Journaleintragung: „Die Selbsteinblasung wenigstens in dieser Form ist daher unstatthaft, die heiße Luft muß erst in einer Schlange gekühlt werden,

ehe sie in der Düse mit dem Brennstoff in Berührung kommt.“ Erste Erwähnung der Notwendigkeit gekühlter Einblaseluft¹⁾.

Wiederholung der vergleichenden Versuche zwischen Selbsteinblasung und Einblasung mit Kompressor. Bei letzterer werden die Vorexpllosionen im Zylinder „kolossal“, wie es im Journal heißt, so sehr, daß die Flamme ins Innere der Düse dringt und dort den Zerstäuber schmilzt. Es gelingt mit keiner Methode, eine Ausbreitung der Diagramm spitze zu erzielen und über Leerlauf hinauszukommen.

Nach nochmaligem Vergleich aller bisherigen Methoden werden folgende Sätze im Journal eingetragen: „Einspritzen mit Pumpe unmöglich, fast unüberwindliche Schwierigkeiten.“ „Direktes Einspritzen erzeugt heftige Explosion, dadurch Verhinderung weiterer Brennstoffeinfuhr, außerdem sehr gefährlich.“

„Das Einblasen sowohl mit selbsterzeugter, als von Luftpumpe erzeugter Druckluft ist eine brauchbare Methode; es müssen aber noch Mittel gefunden werden, die Brennstoffmenge in den einblasenden Luftstrom gleichmäßig zu verteilen; die probierten Einrichtungen geben stets zuviel am Anfang und zu wenig nach der ersten Explosion.“ „Die komprimierte heiße Einblaseluft muß erst in einer Schlange gekühlt werden, ehe sie in der Düse mit dem Brennstoff in Berührung kommt.“

Ferner: „Sämtliche Methoden, den Brennstoff in flüssiger Form einzuführen, haben den gemeinsamen Nachteil, zuviel Zeit zur Vergasung des Brennstoffes zu erfordern, so daß die hohe Spitze des Diagramms verloren geht und die Zündung erst nach erfolgter Vergasung viel zu spät und bei viel zu geringen Drucken erfolgt; das Resultat ist eine viel zu tief verlaufende Verbrennung und ungenügende Entwicklung des Diagramms; sämtliche Methoden ergeben bei mehr Brennstoff rußige Verbrennung“ und als Schlußfolgerung: „Sämtliche Nachteile werden wahrscheinlich vermieden, wenn man den Brennstoff dampförmig einführt.“

Unter der Herrschaft dieses verhängnisvollen Schlußsatzes stand dann die später folgende dritte Versuchsreihe, welche während voller 10 Monate keinen Fortschritt mehr ergab, weil sie von falschen Voraussetzungen ausging, und weil die richtige Grundidee des Verfahrens, die direkte Einführung des fein verteilten Brennstoffes in die verdichtete Luft, aufgegeben wurde.

In Wahrheit war nur die unrichtige Form, Lage und Größe des Verbrennungsraumes an der geschilderten Erscheinung schuld; die Erkenntnis dieses Umstandes drang aber damals noch nicht machtvoll genug durch die Fülle aller anderen stören-

¹⁾ Bekanntlich ist in neuerer Zeit der Dieselmotor mit Selbsteinblasung unter neuen Patenten wieder aufgetaucht es ist aber bisher von dessen Erfolg nichts bekannt geworden.

den Einflüsse hindurch, trotzdem, wie mehrfach ausgeführt, auch dieser Punkt fortwährend eingehend untersucht und der Kritik unterworfen wurde, wie beispielsweise auch folgende Journaleintragungen beweisen: „Der Kolben hat viele verlorene Räume, in denen Luft zurückbleibt.“ „Es müssen im Kolben alle Arten von verlorenen Räumen, hinter welchen komprimierte Luft untätig verbleiben kann, vermieden werden,“ usw.

Am 9. März 1894 Vorführung der Selbsteinblasung und der Einblasung mit Kompressor vor Herrn Gillhausen von der Firma Krupp.

Hierauf Unterbrechung der Versuche „zur Herstellung eines brauchbaren Vergasers mit Einführung dampfförmigen Brennstoffes“.

Diese zweite Versuchsperiode hatte 52 Tage gedauert und folgende Resultate ergeben:

Weitere Fortschritte in der Beseitigung verlorener und unwirksamer Lufräume.

Weitere Beweise für die Durchführbarkeit des Verfahrens.

Erzielung von hoch über der Isotherme verlaufenden Verbrennungskurven und Erweiterung der Diagrammfläche bis zu Leerlauf der Maschine.

Erste Regulierdiagramme.

Typische Form der gesteuerten Brennstoffnadel direkt am Verbrennungsraum.

Erste Versuche mit kalibrierten Düsenmundstücken (Düsenplatten) und mit diesen Erzielung der ersten Breitenentwicklung des Diagrammes.

Erster Einbau des mechanischen Zerstäubers in der Düse.

Zumessung kleiner abgemessener Brennstoffmengen in das Innere des Düsengehäuses.

Zahlreiche Kolbenstudien, Studien über Spiel des Kolbens, Spannung der Federn, Zahl der Ringe, Größe der Ringspalte.

Das direkte Einspritzen des Brennstoffs sowohl mit Pumpe als aus der Druckleitung wird probiert und endgültig aufgegeben.

Erprobung und Aufgabe der Brennstoffregulierung durch variablen Kolbenhub der Brennstoffpumpe.

Das Einblasen des Brennstoffs mit hochgespannter Luft wird als brauchbare Methode erkannt.

Erprobung der Pumpeneinblasung,

Erprobung der Selbsteinblasung,

beide Methoden führen zu gutem Leerlauf.

Aufstellung des Prinzips der Kühlung der Einblaseluft.

Studien über den Einfluß der Vor- und Nacheilung der Einblasung auf die Verbrennungskurve.

Weitere Studien über Dichtungen.

Typische Feststellung der Metallkonusdichtungen für alle Hochdruckleitungen.

Die Durchführbarkeit des Verfahrens wurde dieses Mal bis zum Leerlauf des Motors erwiesen, aber auch diese Maschine war noch nicht betriebsfähig, da sie den Leerlauf immer nur auf kurze Zeit aushielte und zu einer Nutzleistung überhaupt nicht gelangte, obgleich einzelne Diagramme bereits richtige Entwicklung und großen Arbeitsüberschuß aufwiesen; es konnten aber die Bedingungen zu ihrer regelmäßigen Wiederholung noch nicht erforscht werden.

3. Versuchsreihe.

Diese schwierigste aller Versuchsreihen könnte als diejenige der Vergasungsversuche bezeichnet werden.

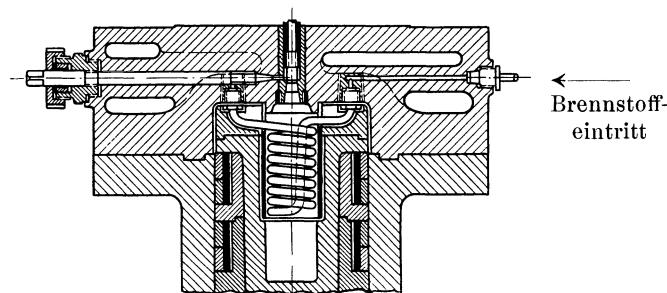


Fig. 10.

Schon während der zweiten Versuchsreihe war ein sog. äußerer Vergaser konstruiert, d. h. ein für sehr hohe Drucke gebauter und mit der Düse verbundener kleiner Kessel, in welchem Petroleum durch äußere Gasheizung verdampft werden sollte, so daß beim Öffnen der Nadel nur Petroleumdampf in den Zylinder strömte. Es gelang aber nicht, mit diesem Apparat Brennstoffdämpfe von genügendem Druck herzustellen, da die Wärmeverluste des Apparates zu groß waren.

Jetzt brachte ich im Innern des Verbrennungsraumes nach Fig. 10 einen sog. inneren Vergaser an, eine Stahlrohrspirale, durch die der flüssige Brennstoff erst hindurch mußte, ehe er zum Düsenraum gelangte. Die Regelung fand von Hand statt, durch das kleine Spitzventil an der Mündung der Spirale in den Düsenraum.

Durch die Verbrennungswärme sollte der Brennstoff hoch genug überhitzt werden, um beim Öffnen des Düsenvents infolge Druckentlastung gasförmig in den Kompressionsraum einzudringen. In der Düse selbst war ein Kolben mit durch die Steuerung veränderlichem Hub angebracht, welcher bei seinem Niedergang das mit ihm festverbundene Düsenventil nach innen öffnete s. auch Fig. 11; diese Anordnung hatte den Zweck, die Einspritzung der Brennstoffmenge mit dem Kolbenwege in den theoretisch erforderlichen Zusammenhang zu bringen; sie arbeitete, wie die späteren Eichungsversuche erwiesen, außerordentlich präzise und gestattete die feinste Regelung sowohl der Brennstoffmenge als der Admissionsperiode. Für diese Vorrichtung mußte ein neuer Deckel konstruiert werden, der zum erstenmal aus Gußeisen hergestellt wurde (Fig. 10) und Wasserkühlung besaß.

Die Vorbereitungen zu der neuen Versuchsreihe und die Kontrolle der neuen Einrichtungen dauerte vom 31. Mai bis 28. Juni 1894.

Die Kolbenschmierung durch Schleppring (Fig. 8 a bis c) wurde bei offenem Zylinderdeckel bei verschiedenem Ölstand im Ölgefäß im Betriebe beobachtet; bei zu reichlicher Schmierung drang massenhaft Öl in den Verbrennungsraum und die Schmierung konnte mit dem Ölstand im Gefäß sehr gut reguliert werden.

Die Kolbenreibung wurde dadurch festgestellt, daß man die Maschine von Transmission in normale Tourenzahl versetzte und dann plötzlich den Riemen ausrückte und die Auslauftourenzahl zählte. Es ergab sich dabei, daß die Kolbenreibung 11 mal so groß war als die Reibung der Schwungradwelle und 4,1 mal so groß als die Reibung der gesamten Steuerung, welche selbst 2,66 mal so groß war als die Reibung der Schwungradwelle. Das waren ganz abnorme Verhältnisse.

Die Versuche mit dem inneren Vergaser begannen mit Lampenpetroleum (die früheren Versuche waren mit Benzin vorgenommen worden) und ergaben nur hier und da eine heftige Explosion ohne sichtbare Entwicklung einer Verbrennungskurve, im allgemeinen aber nur Auspuff von mächtigen weißen Wolken von unverbrannten Petroleumdämpfen, s. Diagramme 13—14.

Kontrollversuche mit Benzin ergaben genau gleiche Erscheinungen, nur von Zeit zu Zeit heftige Explosion, im allgemeinen keine Zündung.

Die gleiche Erscheinung blieb auch bei Erhöhung der Kompression auf 38 Atm. sowohl mit Petroleum als Benzin bestehen.

Die Erklärung dieser Vorgänge ist heute sehr leicht. Durch die Spirale war der, wie Fig. 10 und die frühere Fig. 5 zeigen, ohnehin noch sehr zerklüftete Verbrennungsraum noch weiter unterteilt worden; der Hohlraum im Kolben war in drei Teile geteilt: den inneren und äußeren Spiralraum und den Raum außerhalb des die Spirale umgebenden Mantels. Die wenige Luft im inneren Spiralraum

wurde durch die kühlende Wirkung des Brennstoffstrahls in ihrer Temperatur so stark herabgedrückt, daß der Brennstoff wohl noch zum Teil verdampfte, aber nicht mehr vergaste und nicht zündete. Außerdem war die Beimischung von Luft durch Einblasung wieder verlassen und durch die mechanische Einspritzung des Düsenkolbens ersetzt; endlich wurde die verdichtete Luft durch den in der Vergaserspirale sich bewegenden kalten Brennstoffstrom noch künstlich gekühlt.

Damals wurde aber das alles noch nicht erkannt, und deshalb trat die Frage der künstlichen Zündung, wenigstens zum Anlassen der Maschine, auf, also so lange, bis durch die Verbrennung der innere Vergaser derartig geheizt wurde, daß er seinem Zwecke entsprechen konnte.

So hatte ein Trugschluß eine Reihe weiterer Trugschlüsse im Gefolge, und die Versuche bewegten sich in einem circulus vitiosus.

Unterbrechung vom 4. Juli bis 20. September zur Anbringung eines Zündapparates im Kompressionsraume.

Dieser bestand nach Fig. 11 aus einem Asbestdochtapparat, der für die erste Zündung von außen mittels Tropfventil mit Petroleum angefeuchtet und mit Magnetapparat gezündet werden sollte.

22. September 1894. Reise zu Robert Bosch nach Stuttgart zur Information über einen geeigneten Zündapparat. Einstweilen werden aber die Versuche mit einem Zündapparat von Zettler, München, begonnen.

Trotz Funkenapparat und Petroleumdocht entwickeln sich beim Betriebe mit Petroleum und Benzin nur mächtige Dampfwolken ohne Zündung, ohne Diagrammbildung.

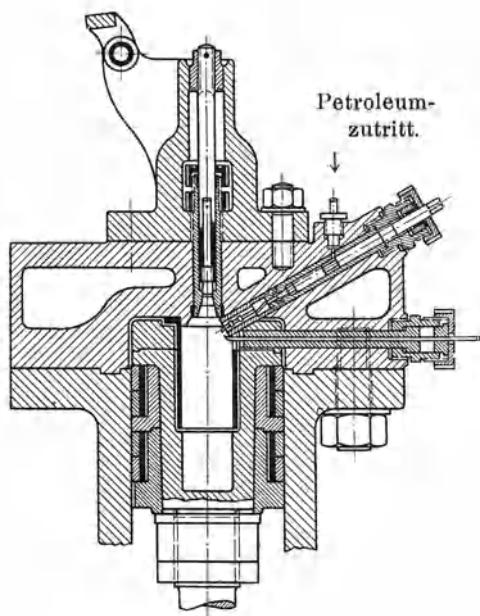


Fig. 11.

Bei dem Zettlerapparat ist der Kontakt außen und im Zylinder springen bloß Funken zwischen festen Spitzen über, die in kürzester Zeit verrußen, wodurch die Isolierung aufhört. Bei dem Bosch-Apparat, welcher damals in der Entwicklung begriffen war, ist der Kontakt innerhalb des Zylinders; die Anbringung dieses Kontakts in den engen Verbrennungsraum und die Abdichtung der bewegten Teile gegen die hohe Kompression macht außerordentliche Schwierigkeiten

und zerklüftet den Verbrennungsraum immer mehr. Nach Eintreffen des Bosch-Apparates wird derselbe unter persönlicher Assistenz des Herrn Robert Bosch angebracht. Der elektrische Funke soll vor dem Anlassen den Asbestdocht zünden; der ständig brennende Docht soll dann den eintretenden Petroleumstrahl zünden und soll selbst durch das einspritzende Petroleum mit Brennstoff gespeist werden. Alles das funktioniert nicht. Es hat keinen Wert, hier die Gründe näher auseinanderzusetzen, es entstehen immer nur mächtige Dampfwolken und kein Diagramm. Der Zündfunke und der Docht haben überhaupt keine Wirkung, weder mit Benzin noch mit Petroleum. Das Gleiche tritt ein, wenn der Bosch-Apparat zur Verstärkung des Funkens mit Induktionsspule verbunden wird, um kontinuierliche Funken zu geben.

Mit diesen entsetzlichen Versuchen waren sechs Monate vollkommen resultatlos verlaufen.

Mitteilung dieser Ergebnisse an Krupp durch Brief vom 4. Oktober 1894, worin von neuem der Schluß gezogen wird, daß man definitiv zur Vergasung des Brennstoffes außerhalb des Zylinders übergehen muß. Es folgt der Antrag, einen neuen Motor für gasförmige Brennstoffe zu bauen, da bei diesen die Schwierigkeiten der Vergasung vor der Zündung nicht bestehen, und um aus diesen Versuchen dann Rückschlüsse auf die flüssigen Brennstoffe zu ziehen.

Diese dritte Versuchsperiode war die schwierigste und sorgenvollste der ganzen Entstehungszeit, da sie keinen Fortschritt, sondern einen vollständigen Verlust des bisher Erreichten brachte, weil infolge eines hartnäckigen Trugschlusses eine falsche Richtung eingeschlagen worden war.

Daß die maßgebenden Herren der beiden beteiligten Firmen, Herr Direktor H. Buz und die Herren Albert Schmitz, Klüpfel und Gillhausen sich damals nicht abschrecken ließen, sondern zäh durchhielten, war ein ebenso großes Verdienst um die Sache wie die ursprüngliche Anerkennung der Grundideen und wie die immer neue Bewilligung der beträchtlich anschwellenden Ausgaben.

4. Versuchsreihe.

Einrichtung der städtischen Gasleitung nebst Gasuhr im Versuchslokal.

Umbau des einfachen Linde - Kompressors in einen Verbundkompressor, da die frühere einstufige Kompression der Einblaseluft sich als zu unvollkommen erwiesen hatte.

In der Zwischenzeit richte ich nochmals einen sog. äußeren Vergaser für flüssige Brennstoffe ein; da er aus vorhandenen Teilen zusammengesetzt wurde,

existiert davon keine Werkstattzeichnung, wohl aber eine Handskizze, von welcher Fig. 12 eine Wiedergabe ist.

Die vom Motorzylinder A nach dem Prinzip der Selbsteinblasung entnommene Luft geht durch einen Kiestopf B, der als Sicherheitsvorrichtung dient, und von da mittels Tauchrohrs in den Brennstoff, der sich in der Bombe C befindet;

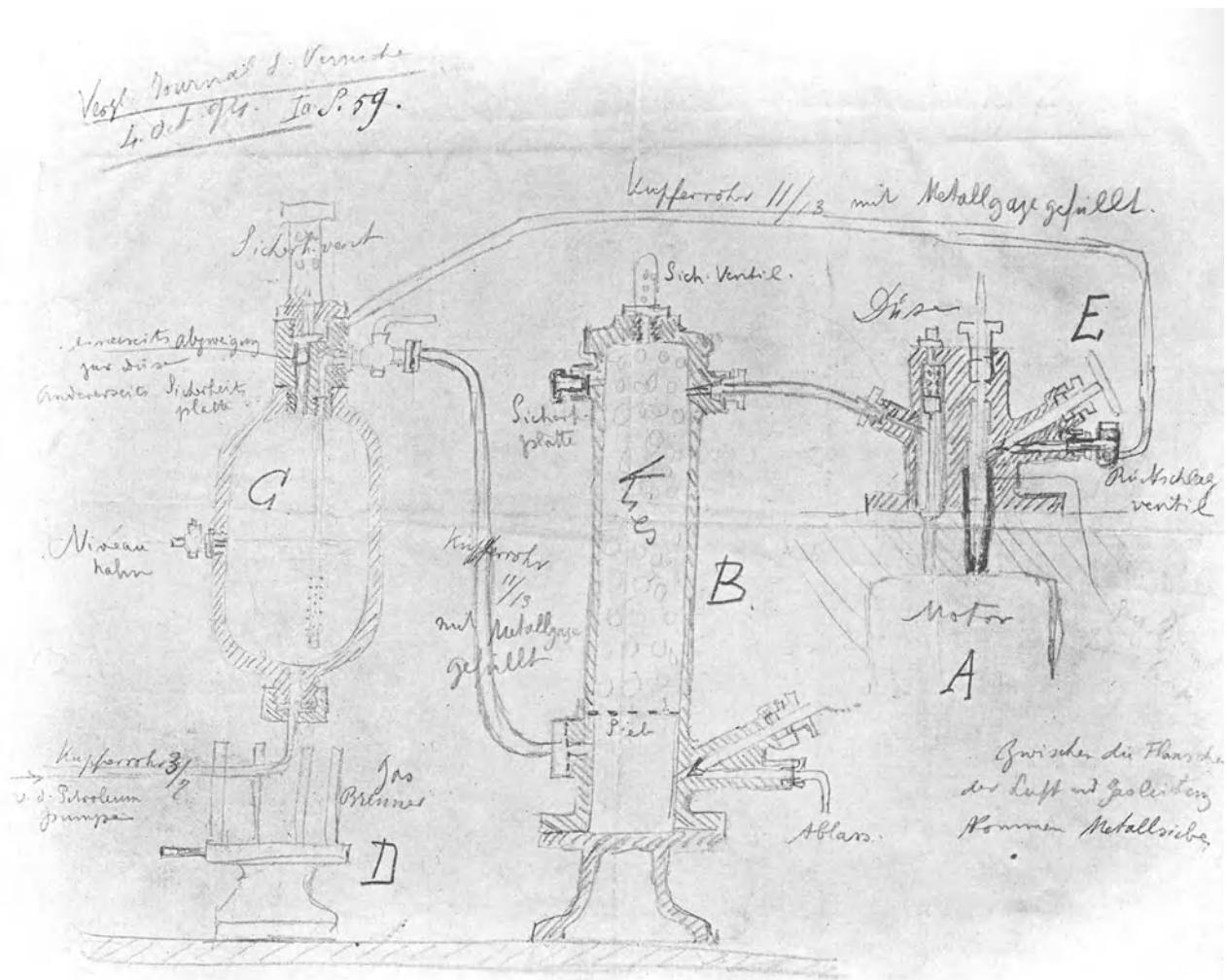


Fig. 12.

diese ist von außen durch Gasbrenner D geheizt, die in der Bombe entwickelten Gase gehen durch eine Rohrleitung und ein Regulierventil E hindurch zum Düsenraum des Zylinders.

Mit diesem äußeren Vergaser wurden zunächst die bis dahin noch unbekannten Druckkurven für Benzin und Lampenpetroleum bestimmt (Fig. 13).

Beobachtung, daß Petroleumdampf viel schwerer ist als Luft und stets zu Boden sinkt, er kann von einem Gefäß in das andere umgeleert werden.

Dieser äußerst gefährliche Apparat ergab nun die ersten prinzipiell richtigen Diagramme mit Benzin Nr. 15, mit deutlich markierter Kompression, Admission, Expansion (11. Oktober 1894), und zwar sowohl mit als ohne elektrische Zündung. Journaleintragung: „Die elektrische Zündung sichert die

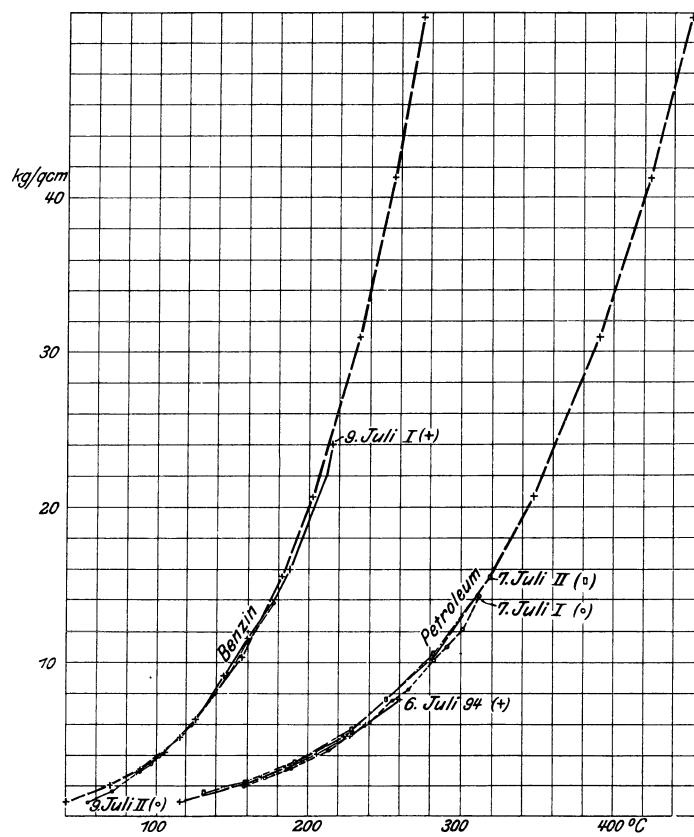


Fig. 13.

richtige Verbrennung durchaus nicht, die Zündung durch Kompression allein genügt.“

Ich hatte bisher mit Benzin nur zufallsweise ein einziges ähnliches Diagramm (Nr. 8) erzielt, aber nur vorübergehend, und war nicht imstande gewesen, es zu wiederholen.

Dieser Erfolg schien also meine Ansicht zu bestätigen, daß die Vergasung im Zylinder selbst das Hindernis zur Breitenentwicklung des Diagramms gewesen war, indem sie der verdichteten Luft zu viel Wärme entzog.

Da nun inzwischen prinzipiell richtige Diagramme mit flüssigen Brennstoffen

vor Einleitung der Gasversuche erreicht waren, berief ich die beteiligten Firmen zu einer neuen Konferenz am 12. Oktober 1894.

In Gegenwart der Herren Heinrich Buz und Vogel aus Augsburg, Albert Schmitz, Gillhausen, Ebbs und Hartenstein von der Firma Krupp werden diese Versuche wiederholt.

Es wird aber trotzdem beschlossen, zunächst die Versuche mit Leuchtgas durchzuführen und erst nach deren Abschluß die Arbeiten mit flüssigen Brennstoffen wieder aufzunehmen, da im äußeren Vergaser fortwährend Explosionen auftreten, die die Fortführung der Versuche nicht ratsam erscheinen lassen.

Die Vorarbeiten zu den Leuchtgasversuchen sind erst am 5. November 1894 beendet. Wiederaufnahme der Versuche.

Erste Anwendung der mit der Düse verbundenen Einblaseflasche, als welche zunächst ein starkes Petroleumgefäß verwendet wird, und des Compound-Kompressors. Im übrigen ist die Maschine wieder dieselbe wie Fig. 5, 6, d. h. wie in der Versuchsperiode 3.

Da aber die Versuche mit flüssigen Brennstoffen schon erfolgversprechend waren, so lasse ich die Maschine doch so einrichten, daß sie sowohl mit Gas als mit flüssigen Brennstoffen betrieben werden kann. Aus Fig. 6 ist ersichtlich, daß das Gas unter Druck von links her in die Düse mündet, durch die Bombe hindurch, die in diesem Falle als Druckausgleicher dient. Der flüssige Brennstoff dagegen kommt von rechts her direkt in die Düse aus einer Hochdruckleitung durch ein Tropfenregulierventil; die Düse enthält in ihrem oberen Teil den schon früher erwähnten Zerstäuber, bestehend aus einer Spule mit durchlochten Rändern, zwischen welchen dieses Mal feines Drahtgewebe aufgewickelt ist.

Ein Vorversuch der Einblasung von Benzin ohne den Vergasungsapparat ergab Diagramm Nr. 16, ähnlich wie Nr. 8 vom 22. Februar 1894. Damit war das frühere Zufallsdiagramm Nr. 8, welches acht Monate lang verloren gewesen war, auch ohne Vergasungsapparat endlich reproduziert und dessen Entstehungsbedingungen durch Einblasung genau festgelegt.

7. November 1894. Direktes Einblasen von Gas mit 33—34 Atm. Druck. Es entsteht Diagramm Nr. 17. Bei Gasbetrieb treten aber zahlreiche Versager auf. Nun ist das Petroleumdiagramm Nr. 15—16 an der Spitze viel besser entwickelt als das Gasdiagramm Nr. 17. Jetzt endlich tritt die richtig Erklärung auf, daß nicht die Verlegung der Vergasung außerhalb des Kompressionsraumes der maßgebende Faktor bei der Diagrammbildung ist, sondern die Mischung des Brennstoffes mit Luft während seiner Einströmung, also die Einblasung mit Luft. Durch diese Mischung brennt der einströmende Strahl nicht nur an seiner

Oberfläche, sondern in seiner *g a n z e n M a s s e* und entwickelt dadurch die notwendige Vergasungswärme, welche die verdichtete Luft allein nicht aufbringen kann. Da der Kompressor für die Verdichtung des Leuchtgases gebraucht wird und für gleichzeitige Lufteinblasung keine Pumpe vorhanden ist, so können leider Versuche mit Einblasung von Gasluftgemischen nicht gemacht werden, welche wahrscheinlich auch mit Gas sofort die richtige Diagrammform und Beseitigung der Versager ergeben hätten.

Zur Beobachtung der Verbrennung von Gasströmen werden Zündversuche mit Gas an offener Luft gemacht. Journal: „Ein schon brennender Gasstrom erlischt, wenn er durch Druckerhöhung zu heftig wird. Sowohl ein schwacher wie ein starker Gasstrom zündet nicht an rotglühendem Eisen, sondern kühlt das Eisen so stark, daß es schwarz wird.“

Experimente der Zündung von Gasströmen an offner Luft mit elektrischen Funken in Gegenwart des Herrn Robert Bosch sind gänzlich erfolglos.

Diese interessanten Beobachtungen zeigen, daß reiner Gasstrom ohne Luftbeimischung ungemein schwierig zündet und brennt.

Um die zahlreichen Versager auf anderem Wege als mit künstlicher Zündung zu vermeiden, werden die ersten Versuche mit zweierlei Brennstoff gemacht (13. November 1894). Journal: „Eintropfen winziger Benzinz Mengen in die Düse.“ Der vorgelagerte Benzintropfen wird von dem Gas vor sich her getrieben und zündet den nachfolgenden Gasstrom. Journal: „Jede Fehlzündung hört auf.“ Dieses Einlagern eines leicht entzündlichen Tropfens Zündbrennstoffs an die Mündung der Düse vor dem Einblasen wurde bekanntlich in neuerer Zeit für Teerölmotoren neu patentiert¹⁾.

Die Diagramme werden nun schön konstant und für deren Entwicklung sind nur die kalibrierten Düsenlöcher (Düsenplatten) maßgebend, mit welchen jetzt systematische Gasversuche gemacht werden.

Bei 1 mm Düsenloch kleines Diagramm,
bei 2 „ „ Leerlauf mit Gas usw.,

bei stärkeren Düsenlöchern Rußentwicklung, aber immer keine rechte Breitenentwicklung, letztere erfolgt immer erst später während der Expansion, also offenbar nach besserer Beimischung von Luft, ein Zeichen, daß die Beimischung von Luft während der Einblasung diesen Fehler beseitigen würde.

¹⁾ Der Vorschlag der Verwendung von zweierlei Brennstoff ist schon in meinem ersten Patent Nr. 67207 auf S. 3 gemacht, ferner im zweiten Patent Nr. 82168 auf S. 2 und im Anspruch. In ganz anderer Form auch im Patent Nr. 118857, das von mir stammt.

Vergleich dieser Resultate mit denen von Benzin und Petroleum. Feststellung, daß letztere Diagramme besser waren, weil Luft mit eingeblasen wurde. Entdeckung des Gesetzes von der Selbstisolierung der Flamme und von der Notwendigkeit der Einblasung mit Luft.

Statt aber nunmehr dieses Gesetzes auf das Gas anzuwenden, werden wegen des vorhin erwähnten Mangels einer besonderen Luftpumpe nunmehr zahlreiche

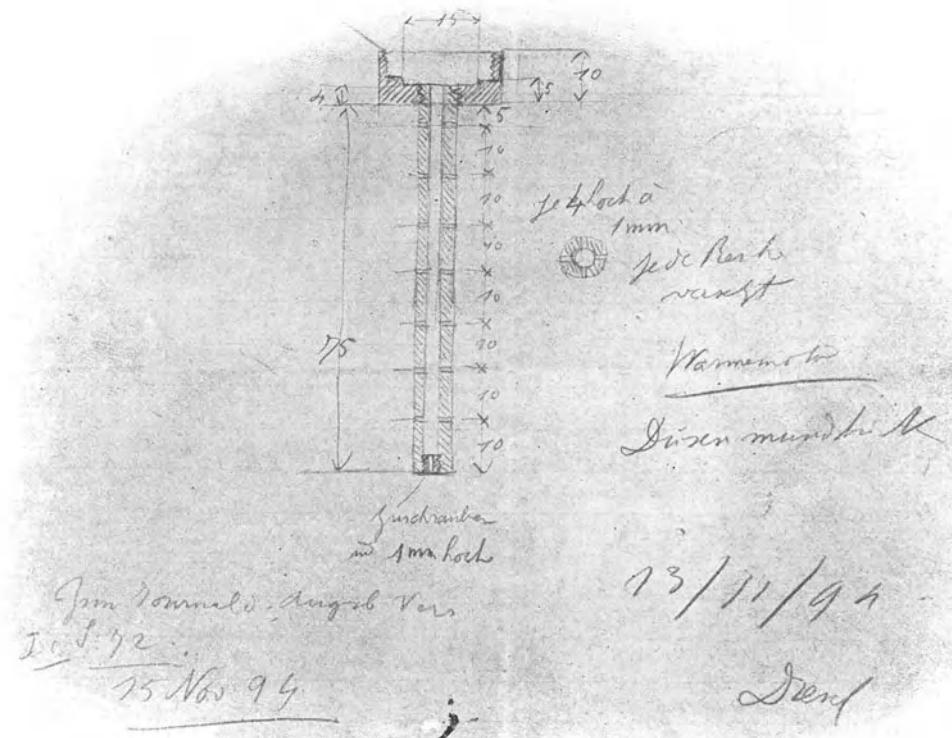


Fig. 14.

Versuche gemacht, den Gasstrom rein einzublasen, ihn aber innerhalb des Kompressionsraumes besser mit der vorhandenen Luft zu mischen, und zwar durch ein Mischmundstück an der Düse, nach Fig. 14, ein mit zahlreichen kleinen Löchern versehenes dünnes Stahlrohr, das den ganzen Verbrennungsraum durchzieht. Journal: „Wir erreichen endlich prinzipiell richtige Diagramme mit Gas.“ (Diagr. 18 und 19, 16. November 1894.) Der obere Teil des Diagramms ist breit, die kleine Nacheilung und unruhige Verbrennung kommt noch von der Steuerung. Je zahlreicher die Löcher des

Mischmundstückes, desto sicherer werden die Zündungen, so daß zeitweise auch Gasbetrieb ohne Zündbrennstoff möglich wird. Journal: „Das bisherige Hindernis zur Entwicklung der Diagramm spitze ist der Strahl selbst, der die Luft vor sich her treibt und die Flamme selbst isoliert, statt sich mit ihr zu mischen.“ „Zweites wichtiges Hindernis Mangel an Luft, da rechnungsmäßig etwa die Hälfte der komprimierten Luft in den Aussparungen des Kolben aufsatzes sich befindet und nur die andere Hälfte in der Verbrennungskammer.“

Untersuchung der Maschine: „Deutliche Zeichen, daß in den verlorenen Räumen keine Verbrennung stattfindet; dieses Hindernis kann leider ohne Umkonstruktion der Maschine nicht beseitigt werden.“

Die Gasversuche hatten also, trotzdem ihre Veranlassung auf einem Trugschlusse beruhte, die Beobachtungen geklärt. Sie führten zur endgültigen Festlegung zweier der wichtigsten Gesetze des Dieselmotorbaues, nämlich:

1. Das Gesetz der Selbstisolierung der Flamme und der Notwendigkeit der Einblasung des Brennstoffs mit Luft zur Sicherung der Vergasung;
2. das Gesetz von der Notwendigkeit der Heranziehung der gesamten Luft des Kompressionsraumes zur Verbrennung.

Ferner führten die Gasversuche zu dem Verfahren der Vorlagerung des Zündtropfens in die Düsen spitze, im Falle der Anwendung schwer entzündlicher Brennstoffe oder anderer Zündungsschwierigkeiten, wie Luftmangel und dergl.

Dann wurden in dieser Periode die Verbundkompressionen der Einblase luft und die Einblaseflasche eingeführt sowie wichtige Versuche mit Düsenmund stücken und insbesondere mit kalibrierten Düsenplatten angestellt. Endlich führten die Versuche zu prinzipiell richtigen Diagrammformen sowohl mit Gas als flüssigen Brennstoffen und zur Variation der Verbrennungskurve von Explosion durch konstanten Druck bis zu beliebig fallender Gestalt.

Unterbrechung der Versuche, um diese Gesetze und Erfahrungen nunmehr konstruktiv durchzuführen. Brief an Krupp vom 16. November 1894 mit Zusammenfassung dieser Versuchsreihe. Gleichzeitig Vorschlag, die Verbrennungs kammer aus dem Kolben herauszulegen.

Diese Maschine war nun doch schon so weit brauchbar, daß sie nach Österreich (Berndorf) gesandt werden konnte, um dort am 17./18. Januar 1895 zum Patentnachweis zu dienen. Die dortigen Versuche fanden statt mit Selbstein blasung von Benzin. Die für das Verfahren wesentlichen Teile des Motors waren in der Kruppschen Fabrik in Berndorf hergestellt worden, und zwar nach neuen Zeichnungen, die den letzten Erfahrungen in Augsburg entsprachen.

5. Versuchsreihe.

Völliger Umbau des Motors. Es wird immer noch das gleiche Grundgestell und Gestänge, also auch der gleiche Hub von 400 mm beibehalten, jedoch der Durchmesser des Kolbens auf 220 mm erhöht, wodurch der doppelte Querschnitt entsteht.

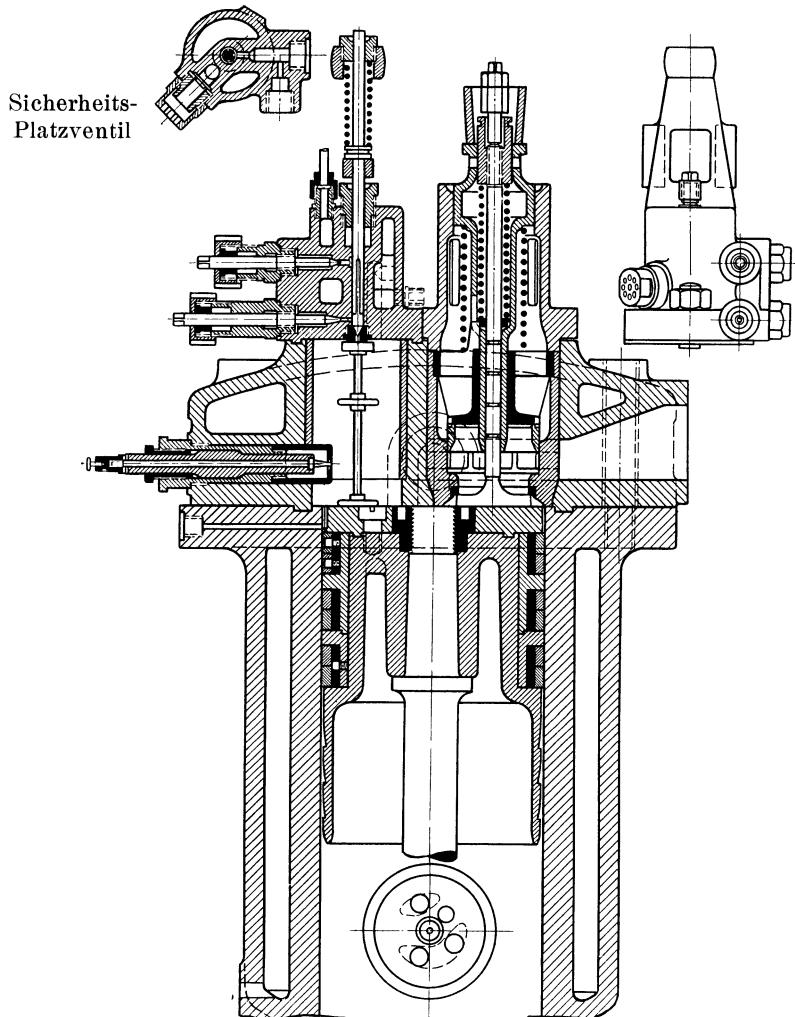


Fig. 15.

Der Umbau ist im wesentlichen durch den Hauptschnitt (Fig. 15) dargestellt.

Die Verbrennungskammer wird in den Deckel verlegt. Leider mußten dadurch aus Platzmangel die beiden Ventile, die früher richtig getrennt waren, jetzt wieder vereinigt werden, aber Ein- und Auslaßleitung waren getrennt und wurden durch einen Rundschieber im Ventilgehäuse abwechselnd geöffnet und ge-

schlossen. Der Zylinder erhält einen angegossenen Kühlmantel. Die Steuerwelle wird oben am Zylinder angebracht, um die langen Ventilgestänge zu beseitigen. Zum erstenmal wird das Verhältnis des Hubes zum Durchmesser kritisch betrachtet. Es war an der ersten Maschine 2,67, und nun wird es 1,82. Die ursprüngliche Idee war, wegen der großen Drucke den Kolbendurchmesser klein zu halten, um leichte Gestänge und Gestelle zu bekommen. Die jetzt vorherrschende Konstruktionsidee ist die Einheitlichkeit des Kompressionsraumes und die Verminderung seiner Oberfläche im Verhältnis zum Volumen. Vorsichtshalber und zu Versuchszwecken wird seitlich in die Verbrennungskammer eine elektrische Zündkerze eingebaut.

Das Nadelventil und sein Gehäuse sind dieses Mal für die verschiedensten Versuchsvarianten eingerichtet. In das Nadelgehäuse münden seitlich zwei Kanäle mit feinen Regulierspindeln, der obere für Gas bzw. Luft, der untere für flüssige Brennstoffe. Das ganze Gehäuse ist hohl zu dem Zwecke, den Brennstoff darin ev. vorwärmen zu können, ein Verfahren, welches heute für Teeröle wieder in Aufnahme kommt. Bemerkenswert ist, daß diese Nadelsteuerung so eingerichtet war, daß für geringe Admission, also kleine Brennstoffmengen, der Nadelhub gleichzeitig vermindert wurde und umgekehrt (1895), eine Einrichtung, die neuerdings in zahlreichen Patenten wieder aufgetaucht ist.

Der Kolben wird nunmehr ganz ohne Aussparungen für die Ventile hergestellt. Die Scheu vor Nebenräumen ist so groß, daß das Ventil durch die Steuerung im oberen Totpunkt geschlossen und wieder geöffnet wird, lediglich um die Aussparung im Kolben zu vermeiden. Der Kolben selbst ist nach unten offen gebaut, ohne Wasserkühlung, mit 3 Paar Kolbenringen und dahinter liegenden Spannfedern; Kolbenschmierung noch immer mit Ölschleppring.

Wiederaufnahme der Versuche 26. März 1895, nach 4½ Monaten Unterbrechung zur Herstellung der Pläne und der Maschine. Bei diesem Umbau wurden schon wesentliche Fabrikationserfahrungen gemacht.

Insbesondere machten wir sehr wichtige Erfahrungen für den Guß des Zylinders und des Deckels; der erste Zylinderguß war undicht und konnte auch durch Ausbüchsen nicht brauchbar gemacht werden. Der zweite Zylinder war ebenfalls im oberen Teil porös, infolge der Saugwirkung des dicken Flansches beim Erkalten. Der dritte Zylinder wird mit Flansch beim Gießen nach unten gerichtet und bewährt sich ausgezeichnet. Auch die richtige Gußmischung wurde damals mit den Gießmeistern festgelegt.

Es werden auch die Steuerkurven, die Ventilwiderstände und die Massen-

wirkungen der Ventile jetzt genau studiert und die Rollen der Ventilhebel immer näher an die Nockenscheiben herangerückt, um ruhigen Gang zu erzielen.

Zur Verteilung des Brennstoffs ist im Kompressionsraume als Düsenmundstück der sogen. doppelte Sternbrenner (Fig. 15) angebracht, bestehend aus zwei mit zahlreichen feinen radialen Löchern versehenen sternförmigen Brennern, die durch ein gemeinsames zentrales Rohr gespeist werden. Die Lage der Brenner ist so gewählt, daß während der Admissionsperiode die gesamte Luft des Kompressionsraumes über die Brenner hinweg gestrichen sein muß.

Zu den Versuchen wird jetzt ein junger Assistent, Herr Reichenbach, beigegeben (2 Jahre nach Beginn der Arbeiten), da ich nicht mehr imstande bin, die Arbeiten allein zu bewältigen.

Die Versuche beginnen zunächst wieder mit Zündversuchen von Gasströmen mit dem erwähnten Brenner an offener Luft mit offener Flamme und mit elektrischen Funken. Auch hier Beobachtung, daß bei zu starken Drucken des Gases die Flammen erloschen.

Ganz ähnliche Versuche mit Luftpetroleumnebeln, die, mit offener Flamme gezündet, rußlos verbrennen, mit elektrischen Funken aber nicht einmal zünden.

Versuche mit Prallflächen vor der Düsenmündung nach Fig. 16 zwecks weiterer mechanischer Zerstäubung des Brennstoffstromes im Innern des Zylinders, noch außerhalb der Düse. Diese Prallkörper waren zwischen Nadelventil und Sternbrenner eingeschaltet. Da derartige Zerstäuber später nicht beibehalten wurden, wird hier nicht näher auf deren Ergebnisse eingetreten.

Vor dem eigentlichen Eintritt in die Betriebsversuche, genaueste Messung aller Hohlräume im Zylinder durch Wasserfüllung und Kontrolle durch Rechnung. Verlorene Räume jetzt nur noch 10 % des eigentlichen Verbrennungsraumes gegen 60 % an der ersten Maschine und 28 % an dem letzten Umbau. Die Herstellung dieses besseren Verhältnisses und überhaupt eines geeigneteren Verbrennungsraumes war, wie erinnerlich, der Hauptgrund für diese neue Umkonstruktion und die durchschlagende Ursache des weiteren Fortschritts bei dieser Versuchsreihe.

Eigentliche Versuche. 29. April 1895. Einblasung von Benzin mit Luft mittels doppelten Sternbrenners. Alle Diagramme sofort schön breit (s. Diagr. 20). Auspuff r a u c h l o s und unsichtbar, indizierte Leistung sofort 14 PS, keine Versager. Journal: „Die Einströmperiode ist nicht zugleich Verbrennungsperiode, sondern bloß Misch- und Vergasungsperiode.“ Mai 1895. Wiederholung der Versuche. Die Maschine beginnt schon selbständig zu laufen. (Diagr. 21, 22, 23.) Regelung der Verbrennungskurve durch Variation des Ein-

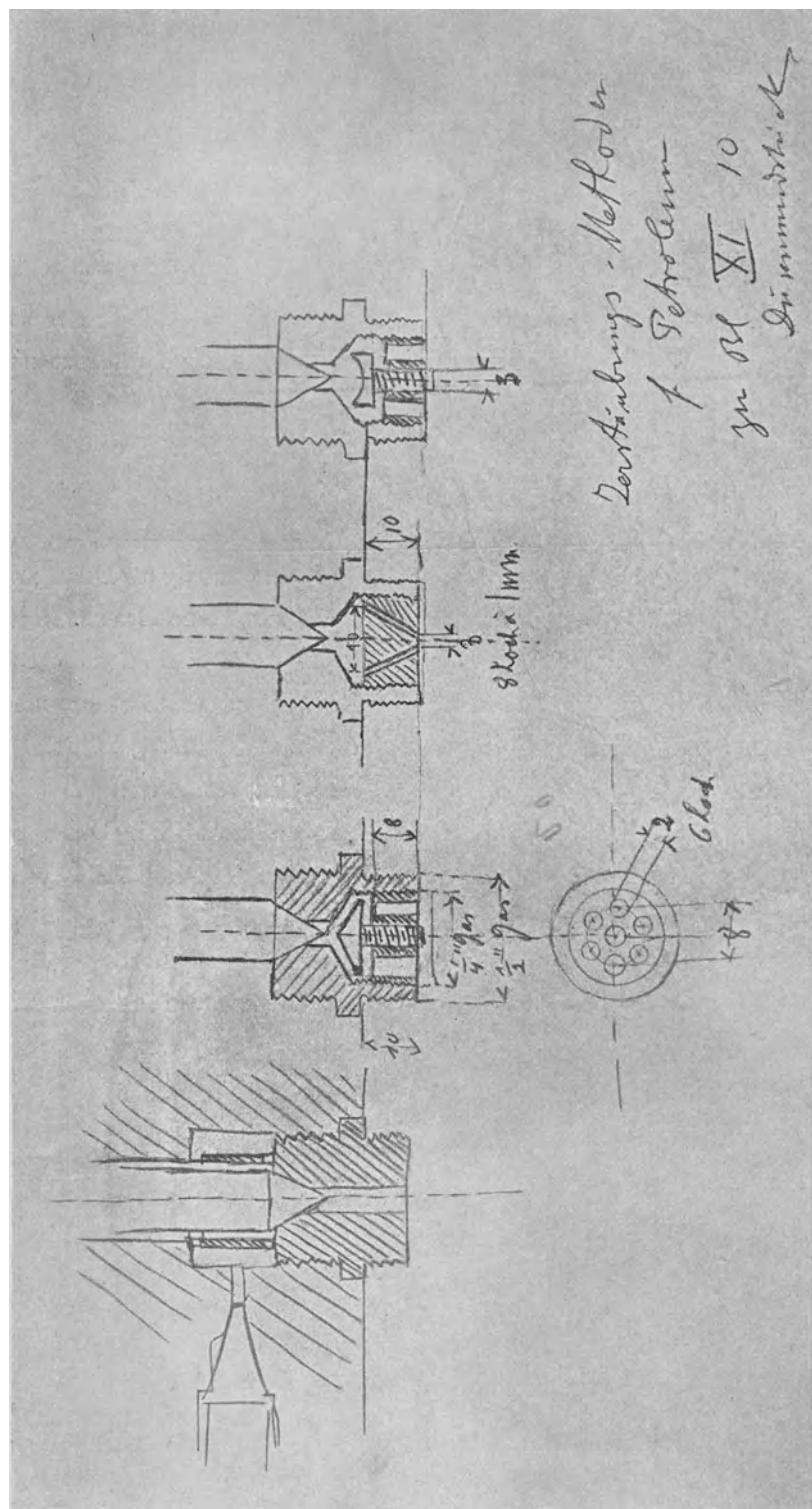


Fig. 16.

blasedruckes, höhere Drucke und längere Admissionsperiode geben bessere Diagramme. Der Auspuff ist „nur hörbar, jedoch ganz unsichtbar“.

Diagramm 22 zeigt schon 6,85 kg entsprechend 23 PS i bei 200 Touren, und 34 PS i bei 300 Touren. Da der Leerlaufdruck jetzt schon auf 2,92 kg reduziert ist, so ist der mechanische Wirkungsgrad der Maschine 58 %.

Hierauf gleiche Versuche mit Lampenpetroleum. Genau gleiches Resultat wie mit Benzin, aber ruhigere Verbrennung (s. Diagr. 24—25), „fast genau horizontal“. Die Länge der Verbrennungsperiode im Diagramm hängt nur von der Brennstoffmenge in der Düse und nicht von der Admissionsperiode an der Steuerung ab. Die Resultate sind indentisch für Gaseinblasung mit vorgelagerten Benzin-tropfen.

Genau gleiche Diagramme bei Einblasung von Gas allein, aber mit 50% Fehlzündungen, herrührend von dem Mangel einer Einblaseluftpumpe beim Gasbetrieb.

1. Mai 1895, 2 Jahre nach Beginn der Versuche. Journaleintragung: „Es ist als sicher anzunehmen, daß der richtige Diagrammverlauf nun mehr erreicht ist.“ Es wird eine Bremse hergestellt. Fortwährende Unterbrechungen des Betriebes wegen Warmlaufens des Kurbelzapfens, herrührend vom größeren Kolbendruck. Um die Maschine nicht ganz umzubauen, wird die Kurbelwelle ausgebohrt und mit Wasser gekühlt.

30. Mai bis 18. Juni 1895. Unterbrechung und Herstellung eines äußeren Zerstäubers nach Fig. 17, d. h. eines Zerstäubers außerhalb der Düse, um einen gleichmäßigen Luftbrennstoffstrom herzustellen und zu prüfen, ob die Zerstäubung auf diese Weise vollkommener wird als innerhalb der Düse. Die Fig. 17 ist ohne weiteres verständlich: das links befindliche Spitzventil reguliert den Zutritt der Einblaseluft, welche injektorartig den durch das seitliche Rohr eintretenden Brennstoff mitreißt. Das vertikale Spitzventil dient zur Regelung der Brennstoffmenge. Die Diagramme entwickeln sich mit dieser Vorrichtung nicht so groß, und schön, wie bei dem Zerstäuber innerhalb der Düse.

An Stelle des doppelten Sternbrenners wird nun eine ganze Serie von verschiedenen Brennerformen hergestellt (s. Fig. 18 a bis e) und ausprobiert.

Fig. 17a. Sternbrenner mit Saugringen, war ähnlich dem doppelten Sternbrenner der Fig. 15, besaß aber um jeden Sternbrenner herum noch Saugringe, durch welche die umgebende Luft von den Brennstoffstrahlen injektorartig mitgerissen wurde. Fig. 17 b zeigt den sogenannten Strahlbrenner, dessen injektorartige Saugwirkung auf den gesamten Kompressionsraum ohne weiteres erklärlich ist. Bei Fig. 17 c werden die Brennstoffstrahlen von unten nach oben, der expandierenden Luft entgegen geschleudert. Fig. 17 d

zeigt einen Rohrbrenner mit Spiralwindung, welch letztere den Zweck hat, den Brennstoff vor seinem Eintritt in den Verbrennungsraum durch heftige Erwärmung zu vergasen. Fig. 17 e endlich zeigt einen einfachen Rohrbrenner, wie er bereits früher bei den ersten Gasversuchen (s. Fig. 14) gebraucht wurde.

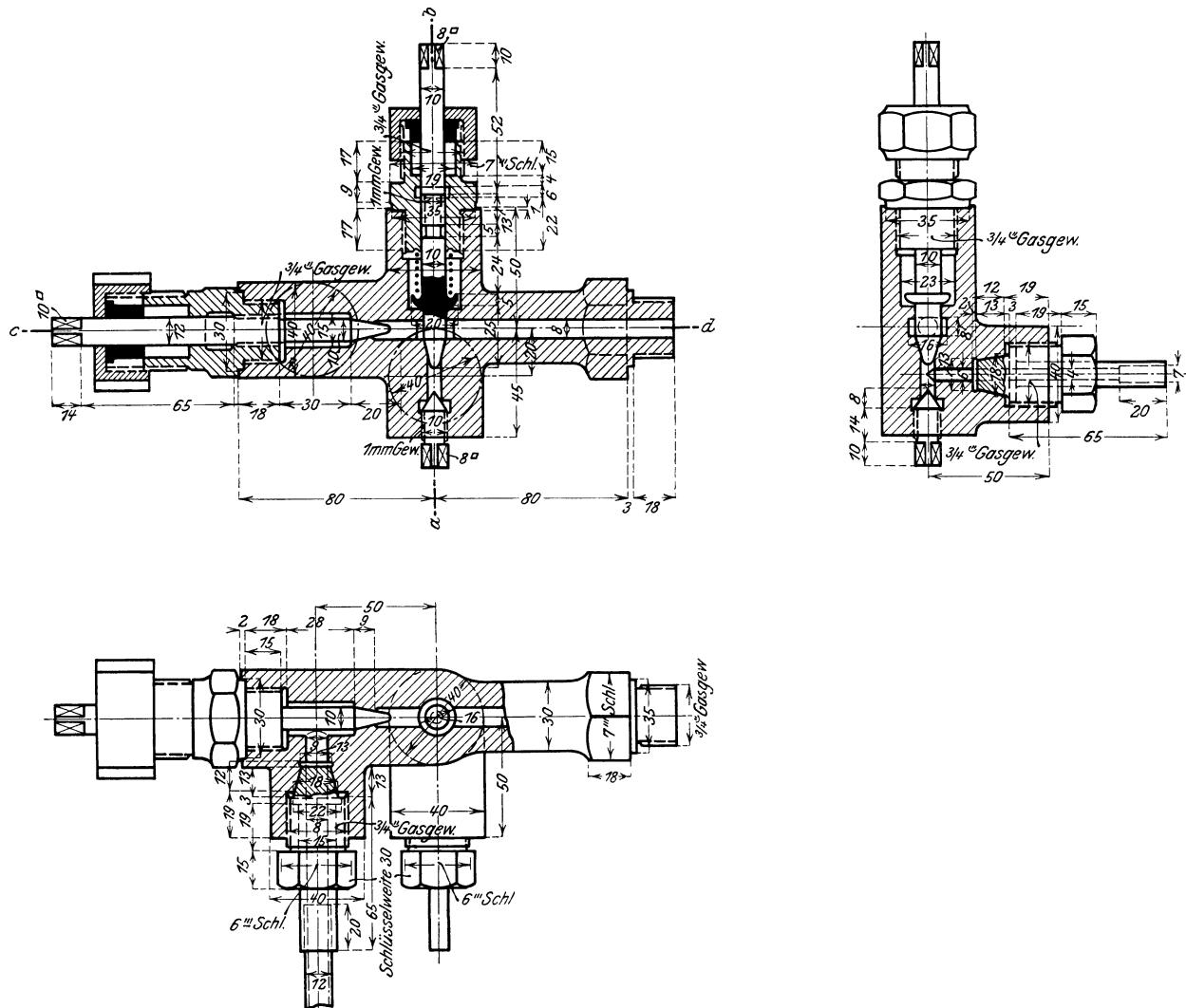


Fig. 17.

Alle diese Brenner wurden nacheinander zunächst an offener Luft probiert, und zwar jeder auf dreierlei Art:

1. mit Gas,
2. mit Einblasung von Lampenpetroleum in der Anordnung der Fig. 15,
3. mit Einblasung von Lampenpetroleum mit dem äußeren Zerstäuber nach

Fig. 17.

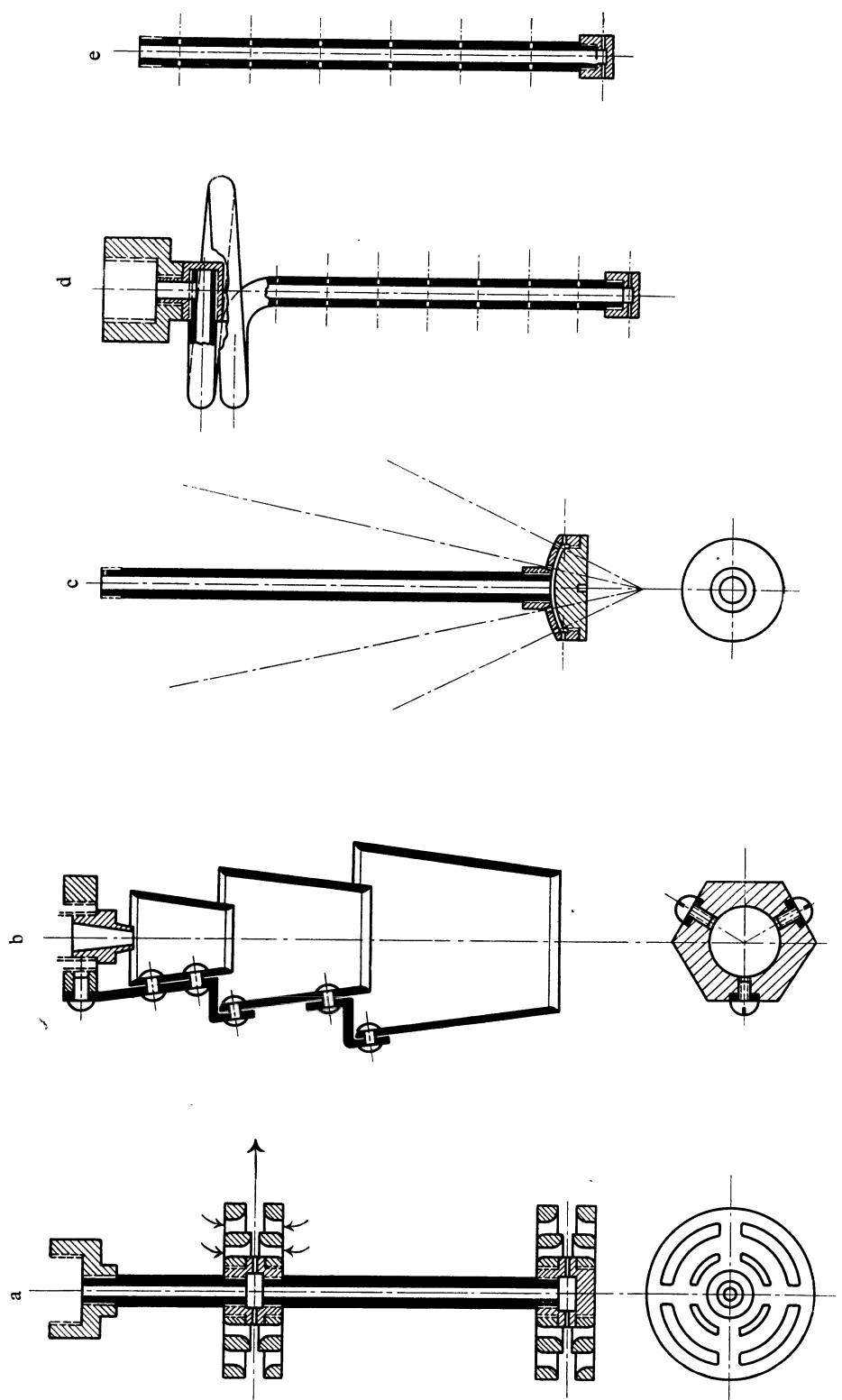


Fig. 18.

Diese Versuche wurden immer zuerst an ganz freier Luft gemacht, dann an freier Luft, aber mit einer Blechhülse um den Brenner, dessen Raum der Verbrennungskammer in der Maschine entsprach.

Dann wurden diese sämtlichen Brenner auch in der Maschine selbst im Betriebe erprobt, und zwar jeweils auf dieselben drei Arten, unter Feststellung der erreichbaren größten Diagramme bei rauchloser Verbrennung mit verschiedenen Drucken und Admissionsperioden und Untersuchung des Innern der Maschine nach jedem Versuch.

Diese große Reihe von Versuchen hier näher zu erläutern, würde trotz der grundsätzlichen Beobachtungen, welche dabei gemacht wurden, zu weit führen und heute nicht mehr interessieren, da alle diese Brennerformen nicht zu typischen und bleibenden Konstruktionsgliedern geführt haben.

Es genügt, hier ganz kurz anzuführen, daß die Brenner Fig. 18 a und b ausgezeichnet arbeiteten, aber unbrauchbar waren, weil die Saugringe weißglühend wurden und sich mit Hammerschlag bedeckten, und daß von allen übrigen Brennern sich der doppelte Sternbrenner nach Fig. 15 am besten bewährte.

Dieser ergab die besten Diagramme (Diagr. 25), nämlich 7,65 kg bei gutem Auspuff und auch die schönste Entwicklung der Verbrennungskurve, nämlich absolut konstanten Druck, mit Ausnahme der kleinen Ecke durch Spätzündung.

Am 26. Juni 1895 fand endlich der erste Bremsversuch statt, und zwar mit dem doppelten Sternbrenner.

Dabei wurde die Einblaseluft noch durch den Lindekompressor erzeugt, dagegen trieb der Motor ein kleines Vorgelege.

Die Ergebnisse waren folgende:

1. thermischer Wirkungsgrad 30,8 %,
2. mechanischer Wirkungsgrad 54 %,
3. wirtschaftlicher Wirkungsgrad 16,6 %,

Petroleumverbrauch pro PS i Stunde 206 g,

„ „ „ e „ 382 g.

Wegen des schlechten mechanischen Wirkungsgrades wird jetzt den mechanischen Einzelheiten der Maschine nachgegangen. Zuerst dem Kolben; die Ringe desselben zeigen sehr ungleiches Anliegen. Journal: „Auch der Zylinder zeigt bei genauer Messung, daß er unrund ist, wir haben mit einem sehr schlechten Kolben gearbeitet, Zeichen, daß wohl nicht die Ringe selbst das Dichten besorgen, als vielmehr das zwischen ihnen gehaltene Öl.“

Zur Erprobung dieses Satzes werden Versuche gemacht, den Kolben bei verschiedenen Schmierungszuständen auf seine Dichtheit zu prüfen, indem man

ihn jeweils im oberen Totpunkt festhält und Luftdruck darauf gibt. Im ungeschmierten Zustand hält der Kolben überhaupt keinen Druck, im geschmierten Zustand wird immer erst das ganze Schmieröl herausgetrieben, bis das Blasen des Kolbens beginnt; die Zeit bis zum Beginn des Blasens ist um so größer, je besser der Schmierzustand und je fetter das Öl ist.

Zur Erprobung des Wertes der Spannfedern werden diese ganz entfernt und durch feste Gußringe ersetzt; nunmehr zentriert der Kolben viel besser. Journal: „Die Spannringe haben demnach ein seitliches Drücken des Kolbens und damit Klemmungen zur Folge.“ Die Auslaufourenzahl zeigt sofort geringere Kolbenreibung an.

Leerlaufversuch mit diesem Kolben, Diagramm jetzt 2,78 kg gegen früher 3,38 kg, Verbesserung 0,6 kg; der Kolben ist dabei ebenso dicht wie früher.

Der Bremsversuch mit diesem Kolben ergibt den Petroleumverbrauch pro PS e 327 g statt 382 g, den mechanischen Wirkungsgrad 64 % statt 54 %. Journalbemerkung: „Bemerkenswert ist, daß bei den bisherigen drei Versuchen der Petroleumverbrauch pro indizierte Pferdestärke, also 206 — 225 — 211 g, im großen und ganzen konstant ist und weitaus weniger als die Hälfte als bei allen bisher bekannten Motoren beträgt.“

Für alle Bremsversuche wurden umfangreiche Bremsprotokolle, welche alle Einzelheiten der Versuchsanordnung und der Versuchsergebnisse ausführlich wiedergeben, ausgefertigt und dem Journal einverlebt, alle offiziellen Versuchsprotokolle sind mit den Originalunterschriften der Teilnehmer versehen.

Es wird nun der doppelte Sternbrenner bei verschiedenen Tourenzahlen zwischen 140—190 probiert; es erweist sich, daß der Verbrennungsdruck bei 140 Touren 30 Atm., bei 190 Touren nur noch 23 Atm. beträgt. Die Strömung aus den feinen Löchern ist demnach bei hohen Tourenzahlen ungenügend und es ist der Brenner bei verschiedenen Tourenzahlen noch genau zu studieren.

3. Juli 1895. Erste Anlaßversuche mit Zündung nach vorherigen Vorübungen ohne Zündung. Es wird dabei die Anlaßflasche vom Motorkolben ausgefüllt mittels des Anlaßventils mit einstellbarer Feder, ähnlich wie bei Fig. 5, wobei zur Vermeidung des Rückschlages der Flamme in die Anlaßflasche ein Kiestopf in die Anlaßleitung eingeschaltet ist.

Erstes Anlaßdiagramm mit Zündung. „Sofort beim Überspringen der Steuerung auf Betriebsstellung erfolgt augenblicklich Zündung und Betrieb des Motors. Die Anlaßfrage ist damit erledigt. Der Motor ist demnach ohne jede Vorbereitung in jedem Moment betriebsbereit.“

Diese wichtige Eigenschaft des Dieselmotors, eine der wichtigsten für den Schiffsbetrieb, war demnach im Juli 1895 erwiesen.

Betrieb unter gleichzeitiger Rückfüllung der Anlaßflasche geht gut, aber das Anlaßventil muß umkonstruiert werden, da es oft stecken bleibt. Bekanntlich wurde das Auffüllen der Anlaßflasche vom Motorzylinder aus später verlassen und durch Auffüllen von der Einblaseluftpumpe aus ersetzt.

Um den mechanischen Wirkungsgrad noch weiter zu verbessern, Einsetzen schwächerer Kolbenringe von nur 6,5 mm Dicke statt 10 mm, und zwar diesmal ohne Spannringe. Wiederum wesentliche Verbesserung.

6. Juli 1895. Bremsversuch mit diesem neuen Kolben (Diagr. 26), mechanischer Wirkungsgrad 67,2 % statt 64 %, thermischer Wirkungsgrad 30,15, wirtschaftlicher Wirkungsgrad 20,26, indizierter Petroleumverbrauch 196 g, effektiver Petroleumverbrauch 291 g statt früher 386 und dann 327.

Untersuchung der Maschine: Die Ringe liegen nur an einzelnen Punkten an, dichten also gar nicht richtig, sie sind nicht rund und werden durch das Einsprengen eckig; auch der Zylinder ist weder rund noch zylindrisch. Zum ersten Male wird jetzt die Aufmerksamkeit auf die Werkzeugmaschinen gelenkt und entdeckt, daß beispielsweise gewisse Zylinderbohrmaschinen infolge von Vibrationen und Verbiegungen der Bohrspindel nicht so rund drehen wie für unsere Zwecke erforderlich. Diese Erfahrung wurde eine der wesentlichsten Grundlagen bei allen späteren Einrichtungen von Spezialwerkstätten bei den Dieselmotoren, bis zum heutigen Tage.

Feststellung der Einblaseluftmenge; sie beträgt $\frac{1}{20}$ der Arbeitsluftmenge.

Mitteilung der erreichten Resultate an Krupp durch Brief vom 8. Juli 1895, unter Übersendung der Vergleichstabelle mit den bisherigen Petroleummotoren nach Wilhelm Hartmanns Versuchen¹⁾). Bemerkung in diesem Brief: „Wir verbrauchen demnach nur 0,6 vom Brennstoff der anderen und unsere Maschinen sind nur 0,58 mal so groß für gleiche Arbeit. Ich bin weit entfernt, diese Resultate als definitive hinzustellen, sie sind im Gegenteil noch sehr unvollkommen, schon deshalb, weil der Motor nur mit $\frac{3}{4}$ Leistung arbeitete. Bei unseren Versuchen wurde die zum Einblasen des Petroleums nötige Luft noch von einem extra aufgestellten Kompressor geliefert. Die Luftmenge ist — laut Messungen — so gering, daß sie die obigen Resultate nicht wesentlich beeinflußt. Wir sind jedoch jetzt damit beschäftigt, dem Motor seine eigene Luft- bzw. Gaspumpe zu entwerfen.“

¹⁾ Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1895, S. 342, 373, 399, 469, 586, 616.

Unterbrechung der Versuche für den Einbau einer eigenen Luftpumpe. Die Zeit wird auch benutzt, um alle Versuchseinrichtungen zu vervollkommen.

Aufstellung einer Gasuhr zur Messung der Einblaseluftmenge.

Aufstellung von Meßgefäßen zur Messung der Kühlwassermengen, Einsetzen von Thermometern in Wasser-, Gas-, Luft- und Auspuffleitungen.

Ferner Einbau eines abgeschlossenen Bureauraumes in das Laboratorium, da die zahlreichen Bureauarbeiten nicht mehr an einem kleinen Tisch im Maschinenraum, wie bisher, erledigt werden können.

Das Journal wird immer noch von mir persönlich geführt, nur die Versuchsprotokolle werden vom Assistenten geschrieben.

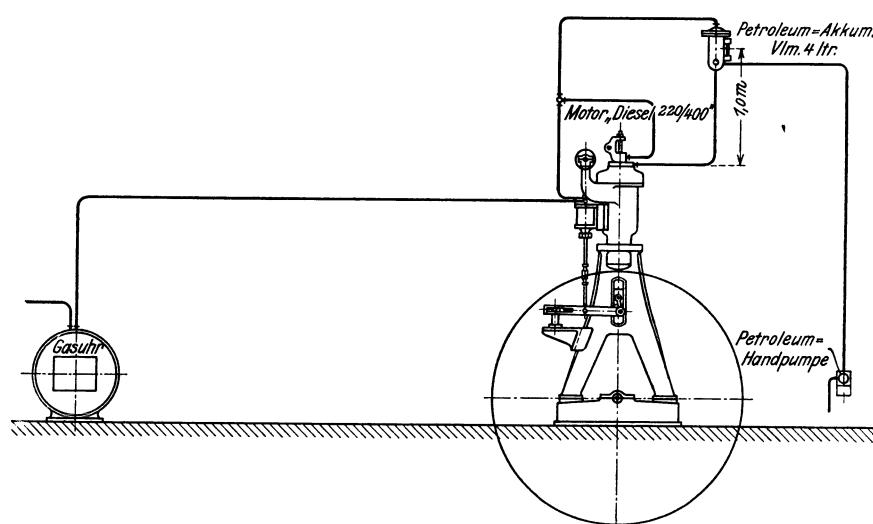


Fig. 19.

Die Versuchsmaschine war dieselbe wie früher, nur wurde seitlich am Zylinder eine einstufige Luftpumpe angeschraubt, die mittels Balanciers von der Pleuelstange aus angetrieben wurde. Der Hub des Kolbens war einstellbar durch Verstellung des Balancierdrehpunktes.

Fig. 19 zeigt die Versuchsanordnung mit dieser Luftpumpe¹⁾. Die Druckluftleitung ging einerseits zur Einblasdüse, anderseits zum Petroleumgefäß, so daß der Druck in beiden immer derselbe war.

Erprobung der neuen Luftpumpe, die in einer Stufe die Luft auf den Einblasendruck zu verdichten hat, Studium dieser Pumpe. Allmähliche Reduktion

¹⁾ Derartige schematische Zeichnungen liegen dem Journal für fast jede neue Versuchsanordnung bei; diese Figur ist blos als Beispiel herausgenommen.

ihrer schädlichen Räume und Verminderung der Arbeitsverluste durch Abänderung der Ventilfedern. Messung der Luftmengen und der Arbeitsleistung der Pumpe = 1,4 PSi. Beim Betrieb heftige Stöße im Druckventil, Beseitigung derselben durch Verschmälerung der Ventilsitze. Journal: „Schmalsitzige Druckventile sind nötig.“

Es folgen nun zahllose Übungsversuche im Betrieb des Motors, vergleichende Kontrollversuche der verschiedenen Brenner, Versuche mit verschiedenen Admissionsperioden von Brennstoff und den verschiedensten Einstellungen der Steuerung, verbunden mit Bremsversuchen, aus welchen sich nach und nach feste, bleibende Regeln für Steuerung und Einblasung entwickeln, die alle im Journal verzeichnet sind.

11. Oktober 1895. Offizieller Bremsversuch mit der eigenen Luftpumpe, und zwar mit dem doppelten Sternbrenner, welcher immer noch der beste ist (Diagr. 27). Ergebnisse:

thermischer Wirkungsgrad 24,6 % (früher 30,15 %),
 mechanischer Wirkungsgrad 67 % (ebenso groß wie früher),
 wirtschaftlicher Wirkungsgrad 16,5 % (früher 20,26 %),
 Ölverbrauch pro PSe Stunde 356 g (früher 291),
 „ pro PSi Stunde 238 g (früher 196).

Diese Resultate sind wesentlich ungünstiger als diejenigen vom 6. Juli 1895 ohne Luftpumpe. Brief an Krupp vom 14. Oktober 1895. Stellen aus diesem Briefe: „Es ist mit der neuen Luftpumpe eine s e l b s t ä n d i g arbeitende Maschine geschaffen. Die Resultate sind nicht so günstig wie diejenigen vom 6. Juli 1895 ohne Luftpumpe; da sich bisher die Theorie als untrügliche Führerin erwiesen hat, so ist nicht zu bezweifeln, daß auch das gewünschte Diagramm erreichbar ist, wodurch der Brennstoffkonsum auf die Hälfte und weniger der jetzigen Motoren sinken muß und die Maschinendimensionen sich noch bedeutend verkleinern. Um dies zu erreichen, ist eine weitere Umkonstruktion des Motors und insbesondere die Analyse der Abgase notwendig. Die jetzt erreichte Entwicklungsstufe ist demnach nur als der erste Anfang zu betrachten.“

Versuche, mit forciertem Diagramm zu arbeiten, also das größtmögliche Diagramm zu erreichen, ohne Rücksicht auf den rußigen Auspuff. Das Diagramm verändert sich nur unmerklich, der Brennstoffverbrauch erhöht sich stark: 389 g statt 356 g. Journal: „Es unterliegt keinem Zweifel, daß mit reinem, d. h. möglichst unsichtbarem Auspuff gearbeitet werden muß.“

Ich entwerfe nun die erste selbständige Petroleumpumpe und deren Regulierung; bisher wurde das Petroleum von Hand in ein Gefäß gepumpt, welche

unter dem Druck der Einblaseluft stand und an der Düse von Hand reguliert wurde (vgl. Fig. 19).

November 1895. Dauerbetrieb des Motors unter alleiniger Führung des Monteurs Schmucker (später Monteur Schöffel, der den Motor überhaupt noch nicht kannte), um festzustellen, wie der Motor sich verhält, und um Betriebs erfahrungen zu sammeln. Der Motor arbeitet dabei mit seiner eigenen Luftpumpe und eigenen Petroleumpumpe, ist demnach zum ersten Male ganz selbständige.

Bei diesem Dauerbetrieb wird ein genaues Journal über jeden Zwischenfall geführt; da aber zahlreiche Vorführungen vor den allmählich sich meldenden Interessenten stattfinden, verbunden mit fortwährenden Demontagen und inneren Untersuchungen der Maschine und ihrer Organe, so konnte ein Dauerbetrieb im industriellen Sinne nicht stattfinden. Das wesentliche Ergebnis dieses Betriebes ist jedoch, daß die Maschine innen stets vollkommen rein bleibt, daß aber der doppelte Sternbrenner, d. h. dessen vertikales Mittelrohr, durchschnittlich nur 40—50 Betriebsstunden aushält, worauf das Diagramm von seiner ursprünglichen Normalgröße (Nr. 29) kleiner und kleiner wird (s. Diagr. Nr. 31) und der Brenner gereinigt werden muß, weil das Rohr durch Kohlen ansatz zu wächst. Außerdem ist der Brenner nur für eine ganz bestimmte Tourenzahl wirklich gut, darüber hinaus nicht mehr. Alle anderen Organe haben sich bewährt. Nur das Anlaßventil, welches mehrfach umkonstruiert wurde, darf nicht gleichzeitig als Rückfüllventil dienen, da sich diese zwei Funktionen nicht vereinigen lassen. Es wird definitiv beschlossen, die Rückfüllung der Flaschen von der Luftpumpe aus vorzunehmen und das Anlaßventil ausschließlich zum Anlassen zu benutzen.

21. Dezember 1895. Brief an Krupp. Stellen daraus: „Die ganze Maschine hat sich vollkommen bewährt, ist sogar wesentlich besser geworden, wie das Auslaufdiagramm Nr. 28 zeigt, wo sich Kompressions- und Expansionskurve fast genau decken, ein Zeichen von der Dichtheit des Kurbels; der mittlere indizierte Druck hat gegen früher um 1 kg zugenommen. Als einziger Nachteil ist die öftere Notwendigkeit des Auswechselns des Brenners zu nennen (alle 4—5 Tage). Diese Operation ist aber derartig einfach (entspricht etwa dem Auswechseln der Kohlen an einer Bogenlampe), daß sie kaum ins Gewicht fällt. Ich hoffe auch sehr, dieselbe mit der Zeit überflüssig zu machen.“

Der Dauerbetrieb ist nunmehr unterbrochen, um den Regulator nebst Zubehör an dem Motor zu montieren. Gleichzeitig mit der Regulierung werden wir im neuen Jahre die Analyse der Abgase vornehmen.“

Im Versuchslokal wird der Motor mit Regulator versehen und damit wieder in Betrieb gesetzt, um noch eine Reihe von Fragen sowohl in bezug auf die mechanischen Einzelheiten als auf die inneren Vorgänge zu erledigen, ehe an die Konstruktion eines ganz neuen Motors herangetreten wird.

Zunächst werden zahlreiche Regulierversuche gemacht, graphische Untersuchung des Regulators auf seine Eigenschaften. Die Versuche, den Regulator allmählich richtig zu konstruieren, sind technisch interessant, aber geschichtlich ohne großen Wert. Zahlreiche Versuche über die Gleichförmigkeit bei Ent- und Belastung der Maschine.

8. Januar 1896. Ankunft des Chemikers Herrn Hartenstein aus Essen zum Zwecke, uns in die Praxis der Abgasanalysen mit Hempelscher Burette einzuführen. Die Versuche zeigen vollkommen Verbrennung zu Kohlensäure, sowohl bei voller als halber Belastung. Auch bei voller Belastung ist noch starker Luftüberschuß vorhanden, also die Hoffnung berechtigt, daß bei besserer Verwertung aller vorhandenen Luft das Diagramm größer werden kann. Größere Diagramme, mit 8,4 kg, werden auch vorübergehend erzielt, aber nur im Moment des Anlassens, wo im Zylinder ganz reine Luft vorhanden ist, sie werden aber mit jedem folgenden Hub kleiner, weil sich die Zylinderluft allmählich verunreinigt. Journal: „Diese Diagramme zeigen deutlich, was erreichbar wäre, wenn man für mehr und reinere Luft im Zylinder sorgt.“

Abgasanalysen bei halber Leistung zeigen starken Luftüberschuß. Abgasversuche bei absichtlich russigem Auspuff zeigen Kohlenoxydbildung, freien Sauerstoff und unverbranntes Grubengas, welches sich aus der Zersetzung von Petroleum bei Berührung mit den heißen Flächen des Sternbrenners unter Ausscheidung von Ruß entwickelt.

Journal: „Die Versuche zeigen ein von allen bisherigen Verbrennungsmethoden total abweichendes Verhalten. Während bei allen anderen Petroleummotoren bei halber Belastung der Brennstoffkonsum enorm steigt, um 40—70 % gegenüber voller Belastung, bleibt er beim Dieselprozeß fast konstant; bis $\frac{3}{4}$ Leistung herunter bleibt der Konsum ganz konstant.“ Dieses damals festgestellte Gesetz ist bekanntlich eine der besten und wesentlichsten Eigenschaften des Dieselmotors geblieben.

Die Versuche zeigen aber im allgemeinen, daß das beabsichtigte Luftpolumen nicht vorhanden ist, und es wird festgestellt, daß bei dem Doppelorgan für Einlaß und Auspuff trotz des Rundschiebers eine größere Menge Auspuffgas in die Frischluftladung zurückgelangt. Schlußfolgerung, daß Ein- und Auspuffventil endgültig getrennt werden müssen. Dieser Schluß war schon früher einmal erfolgt, aber

wieder verlassen worden, weil die Verbrennungskammer in den Deckel verlegt wurde. Es herrschte immer noch die Ansicht, daß die Verbrennungskammer ein zylindrischer Raum von ungefähr gleicher Höhe und Durchmesser sein müsse, und die flache Verbrennungskammer, wie sie später entstand, wurde ängstlich gemieden.

Die neue Luftpumpe verhält sich mechanisch sehr gut, hat aber wiederholt Schmierölentzündung im Druckrohr gegeben. Hinweis auf die Notwendigkeit kräftiger Kühlung der Einblaseluft.

Die Petroleumpumpe hat am meisten Betriebsstörungen gegeben, sowohl der erste Bronzekolben als der zweite Stahlkolben nutzen sich durch das Hartwerden der Lederpackung ungemein rasch ab, es muß ein gehärteter Stahlkolben eingesetzt und ein anderes Material für die Packung gefunden werden.

Bei diesen Versuchen pumpst die Petroleumpumpe immer noch in ein Petroleumgefäß, das unter konstantem Luftdruck gehalten wird, also noch nicht in die Düse des Motors. Zur Konstanthaltung des Petroleumniveaus in diesem Gefäß werden sehr komplizierte, automatische Apparate konstruiert, die wohl befriedigen, aber viel zu kompliziert sind, um in der Praxis Eingang finden zu können, sie werden deshalb hier nicht näher erläutert.

Kolbenschmierung. Der Ölschlepper schmiert gut, hat aber viele Nachteile, insbesondere zu reichliche Schmierung und daher Ölverluste. Es muß unbedingt eine ökonomischere Kolbenschmierung gefunden werden.

Da infolge der bisherigen Dauerbetriebserfahrungen und Versuchsergebnisse die beteiligten Firmen die Zeit für die praktische Verwertung der neuen Maschine als gekommen erachten, so fand am 20. Februar 1896 eine große Konferenz über diese Frage statt, und zwar im Beisein der Herren Asthöwer, Klüpfel, Albert Schmitz, Gillhausen, Klemperer und Ebbs von der Firma Krupp, H. Buz und Lucian Vogel von der Maschinenfabrik Augsburg und Diesel.

Es wird der Beschuß gefaßt, die Versuchsarbeiten einzustellen und alle Kräfte auf das Konstruktionsbüro zu konzentrieren, zu folgenden Zwecken:

1. Herstellung von Werkstattzeichnungen von Einzylindermotoren mit 250 mm Durchmesser und 400 mm Hub, Hubverhältnis 1,6 (vergl. S. 302).
2. Fertigstellung der Zeichnungen des Compoundmotors, die schon seit längerer Zeit in Arbeit waren.

Da das Zeichnungsbüro nunmehr direkt in das Laboratorium eingebaut ist, so ist es mir möglich, gleichzeitig das Laboratorium und das Konstruktionsbüro zu leiten. Dem Konstruktionsbüro werden nunmehr einige jüngere Ingenieure zugeteilt.

Später, als die Zeichnungen des Motors 250/400 schon sehr weit gediehen waren, wurde beschlossen, diese Einzylindermotoren so umzubauen, daß die Luft von der unteren Kolbenseite im Zweitakt angesaugt und durch ein Zwischengefäß in den Verbrennungsraum übergeleitet wird, um mehr Luft in den obenliegenden Verbrennungsraum zu bekommen und so das Diagramm zu vergrößern, da alle bisherigen Diagramme an Luftpangel gelitten hatten. Die Zeichnungen werden daraufhin neu angefangen.

Es entstand also damals ein Einzylindermotor mit Lade- bzw. Spülpumpe, wobei aber diese nur für das Viertaktverfahren, und noch nicht wie heute, zur Durchführung des Zweitaktes diente. Immerhin wurden aber mit dieser Anordnung schon wichtige Erfahrungen über Ladepumpen gemacht.

Die Werkzeichnungen dieser Maschine kamen am 30. April 1896 in die Werkstätten.

Bei der Herstellung gelang der Zylinderguß sofort, während bei dem vorhergehenden Motor für dieses Stück drei Güsse nötig waren.

Während der Ausführung der neuen **Maschine** wurden mit der alten Maschine wirklich industrielle Dauerversuche vorgenommen, unter Einhaltung der Fabrikzeiten und unter alleiniger Aufsicht des Maschinisten Schmucker. Dabei mußte die Maschine vollständig selbstständig arbeiten, also auch aus eigenen Mitteln angelassen werden. Diagramm 30 zeigt ein schön ausgebildetes Anlaßdiagramm aus dieser Zeit. Nach einem 17 tägigen fabrikmäßigen Dauerbetrieb wurde der Motor als genügend betriebssicher erachtet und weitere Proben eingestellt. Es mußte nur jeden Tag nach Schluß der Fabrik der Sternbrenner gegen einen frisch gereinigten ausgewechselt werden, eine Arbeit, die eine Viertelstunde beanspruchte. Journal: „Es muß nach Beseitigung des Brenners gestrebt werden.“

Zu diesem Zwecke zunächst Versuche mit dem sog. Konusbrenner, Fig. 20. Dieser gibt schönes Diagramm bis 7,1 kg/qcm mit wenig Hang zu Rußbildung (Diagramm Nr. 32). Die Vorteile dieses Brenners gegenüber dem Sternbrenner sollen folgende sein: Geringeres Hineinragen in den Verbrennungsraum, daher Vermeidung zu starker Erhitzung, ferner Vermeidung des großen Hohlraumes, in welchem sich Kohlenansatz bildet.

Nach 17 stündigem Betrieb Untersuchung: Es sind nur noch die mittleren fünf Löcher und zwei seitliche Löcher offen. Beweis, daß sehr geringer Einblasequerschnitt erforderlich; durch Nachrechnung desselben kommen wir von selbst auf richtige Querschnitte.

Gleichzeitig zeigt dieser Brenner 50—70 % Luftersparnis, die ihrer Auffälligkeit wegen an der Gasuhr gemessen wird. Ein Kontrollversuch, mit diesem

Brenner ohne Luft einzuspritzen, erweist sich als „unmöglich“ und ergibt Vorkündungen, Nachbrennen, Schleifen im Diagramm, starke Rußbildung schon bei ganz kleinen Diagrammen.

Auch dieser Brenner lässt allmählich nach wie der doppelte Sternbrenner, aber viel langsamer. Journal: „Bedeutender Fortschritt.“ Der gleiche Brenner wird für Leuchtgasversuche verwendet. Die ersten Diagramme (Nr. 33) gelingen

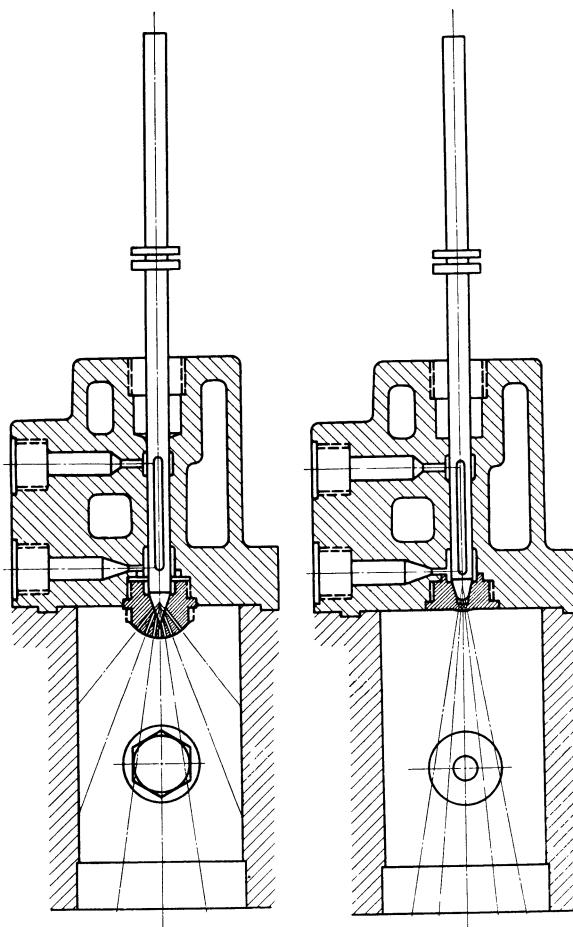


Fig. 20.

Fig. 21.

schlecht, nach einiger Übung zeigt sich aber auch mit Leuchtgas schöne Verbrennung (Diagr. 34). Vielfache Wiederholungen der Gasversuche, Gaskonsum besser als bei allen anderen damaligen Gasmotoren, keine Versager. Bei diesen Gasversuchen wurde kein flüssiger Brennstoff mit eingespritzt. „Es ist hiermit der Beweis geliefert, daß der Motor ebenso gut für Leuchtgas wie Petroleum zu gebrauchen ist, und zwar ohne irgendeine Änderung.“

Zwischenversuch über die bei der Verdichtung der Einblaseluft entstehenden Kondensationswassermengen, Messung derselben und Einrichtungen zur ständigen Entfernung derselben.

Es folgen nun Versuche, den Konusbrenner zu verbessern nach Fig. 21. Dieser hat nur wenige, ganz kurze Löcher; er ist sehr dünnwandig, kann sich demnach noch weniger erhitzen und ragt gar nicht mehr in den Verbrennungsraum. Nach 51 Betriebsstunden sind die kurzen Löcher noch vollkommen blank und frei. Journal: „Der Brenner ist also definitiv gut und betriebs sicher auf lange Zeit, verbraucht aber mehr Luft.“

Der Übergang von diesem Brenner zum einfachen Loch in der Düsenplatte — wie es heute bei allen Dieselmotoren allein üblich ist — wurde damals, in der Idee der besseren Brennstoffverteilung, nicht gemacht, trotzdem schon, wie bereits geschildert, vielfache Versuche mit kalibrierten Düsenplatten gemacht worden waren. Beim Lampenpetroleum hat sich auch kein Bedürfnis nach einem anderen Brenner herausgestellt; erst bei Roh- und Schwerölen wurde die Frage wieder aktuell und zugunsten der einfachen Düsenplatte entschieden.

Damit war die Aufgabe dieses Motors erledigt; er wird endgültig abgebaut und auf die Seite gestellt, nachdem er am 7. September 1896 noch photographiert worden war (s. Fig. 22).

Diese Versuchsperiode hatte vom November 1894 bis September 1896, fast zwei Jahre, gedauert.

Die Errungenschaften dieser Periode waren im wesentlichen folgende:

Konstruktion der Einblasepumpe, der Petroleumpumpe und des Regulators.

Am Zylinder angegossener Kühlmantel.

Verlegung der Steuerwelle nach oben in die Nähe des Deckels.

Weiterer Fortschritt in der Vereinheitlichung der Kompressionskammer

und in der Beseitigung verlorener Lufträume bis auf 10 % des Verbrennungsraumes.

Kritik des Verhältnisses von Kolbendurchmesser zu Hub und seines Einflusses auf die Verbrennungsvorgänge einerseits und die Konstruktionschwierigkeiten anderseits.

Erreichung von gut entwickelten Diagrammen mit unsichtbarem Auspuff bis 7,5 kg/qcm mittlerem Druck mit Petroleum und Leuchtgas im Dauerbetrieb.

Identität des Motors für flüssige und gasförmige Brennstoffe.

Feststellung der Einblaseregeln und Erzielung beliebiger Verbrennungskurven.

Feststellung des Gesetzes vom nahezu konstanten Brennstoffverbrauch zwischen voller und halber Leistung.

Bestätigung der Notwendigkeit der Kühlung und Entwässerung der Einblaseluft.

Abgasanalysen und wertvolle Schlußfolgerungen auf die Verbrennungsorgänge.

Wesentliche Verbesserung der mechanischen Einzelheiten.

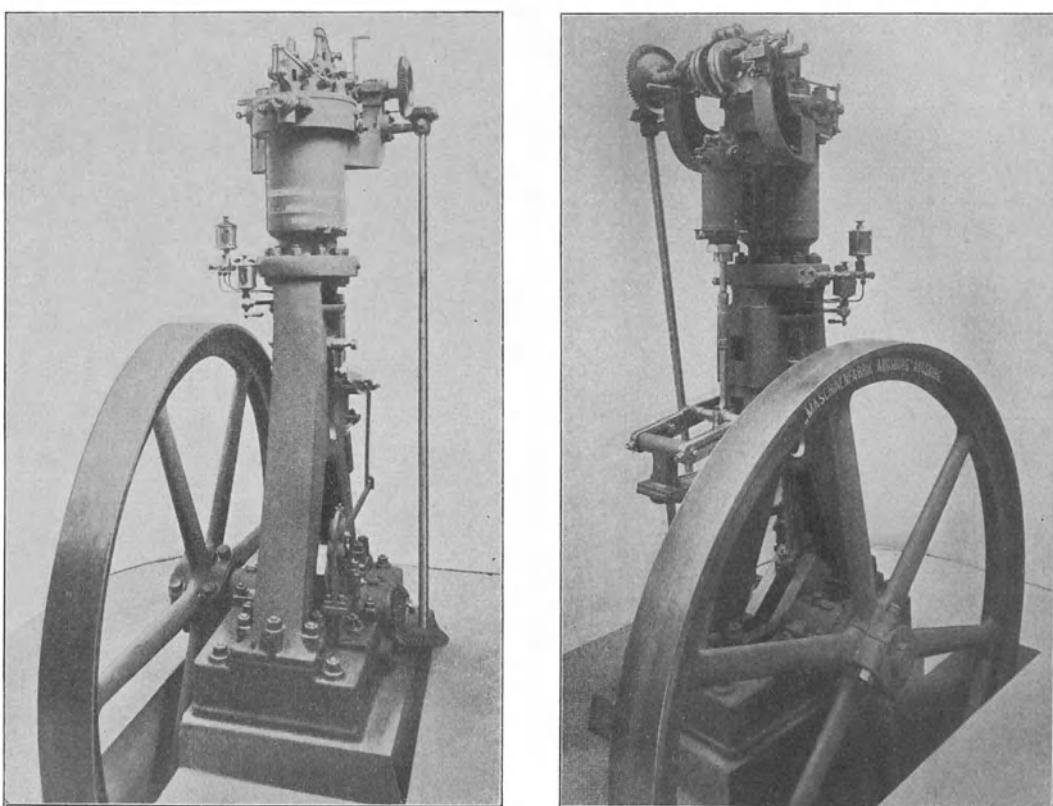


Fig. 22.

Beweis, daß Spannringe schädlich sind, und daß nicht die Spannung der Ringe, sondern das zwischen den Ringen gehaltene Öl die Kolbendichtigkeit bedingt. Infolgedessen Umkonstruktion des Kolbens auf seine heutige typische Form und Verminderung des Leerlaufwiderstandes auf die Hälfte.

Feststellung der Notwendigkeit der mathematisch richtigen Form von Zylindern und Kolbenringen.

Untersuchung der Werkzeugmaschinen auf diese Bedingung.

Endgültige Trennung von Ein- und Auslaßorganen am Zylinder.
 Genaue Studien über Beschleunigungen der Ventile und ihrer Widerstände, Verbesserung der Steuerung in bezug auf ruhigen Gang.
 Variabler Nadelhub für variable Leistung.
 Vorwärmern des Petroleums im Düsengehäuse.
 Versuche mit verschiedenen inneren und äußeren Zerstäubern.
 Versuche mit zahlreichen Düsenmundstücken (Brenner).
 Weitere Versuche mit kalibrierten Düsenplatten.
 Wesentliche Fabrikationserfahrungen, namentlich in bezug auf Gießmethoden und Gießmischungen für die wichtigsten Stücke.

6. Versuchsreihe.

Inzwischen waren die Arbeiten am neuen Motor 250/400 mit Ladepumpe, dessen Zeichnungen am 30. April 1896 in die Werkstatt gegeben worden waren, so weit gediehen, daß die einzelnen Teile nach und nach fertiggestellt waren und nachgeprüft werden konnten.

Die Fig. 23—27 zeigen diese Maschine, die, wie bereits erwähnt, in allen Teilen vollständig neu gebaut wurde.

Der Zylinder ist aus Gußeisen und mit seinem Kühlmantel zusammengossen. Der Deckel ist ebenfalls aus Gußeisen und zeigt die typische Form der heutigen Motordächer.

Der Verbrennungsraum ist endlich ein einheitlicher glatter Raum zwischen Kolben und Deckel ohne irgendwelche Nebenräume oder Ausbuchtungen, wie er für den Dieselmotorenbau allein herrschend geworden ist.

Der Werdegang des Motors bestand, wie ersichtlich, in dem tastenden Aufsuchen der richtigen Form, Lage und Größe des Verbrennungsraumes. Dieser lag bei den ersten Versuchsmaschinen im Kolben, bei den weiteren Versuchsmaschinen im Deckel und endlich bei dieser neuen Maschine zwischen Kolben und Deckel. Da mit der Lage und Form dieses Raumes die Konstruktion der ganzen Maschine im innigen Zusammenhang steht, so mußten für diese 3 Lagen der Verbrennungskammer 3 grundsätzlich verschiedene Motorformen durchgeführt werden.

Die Kolbendichtung wird ohne Spannfedern, lediglich mit 4 fast spannungsfreien eingesprengten Gußringen hergestellt; der Kolben selbst ist hohl und wasser gekühlt, wie bei den heutigen größeren Motoren.

Einsauge- und Austrittsventil sind getrennt und haben die heute noch übliche Konstruktion; auch die beiden Leitungen sind getrennt.

Auch das Nadelventil zeigt die heute gebräuchliche Form; Luft- und Brennstoffeintritt findet aber nicht von oben her in das Nadelgehäuse statt, sondern

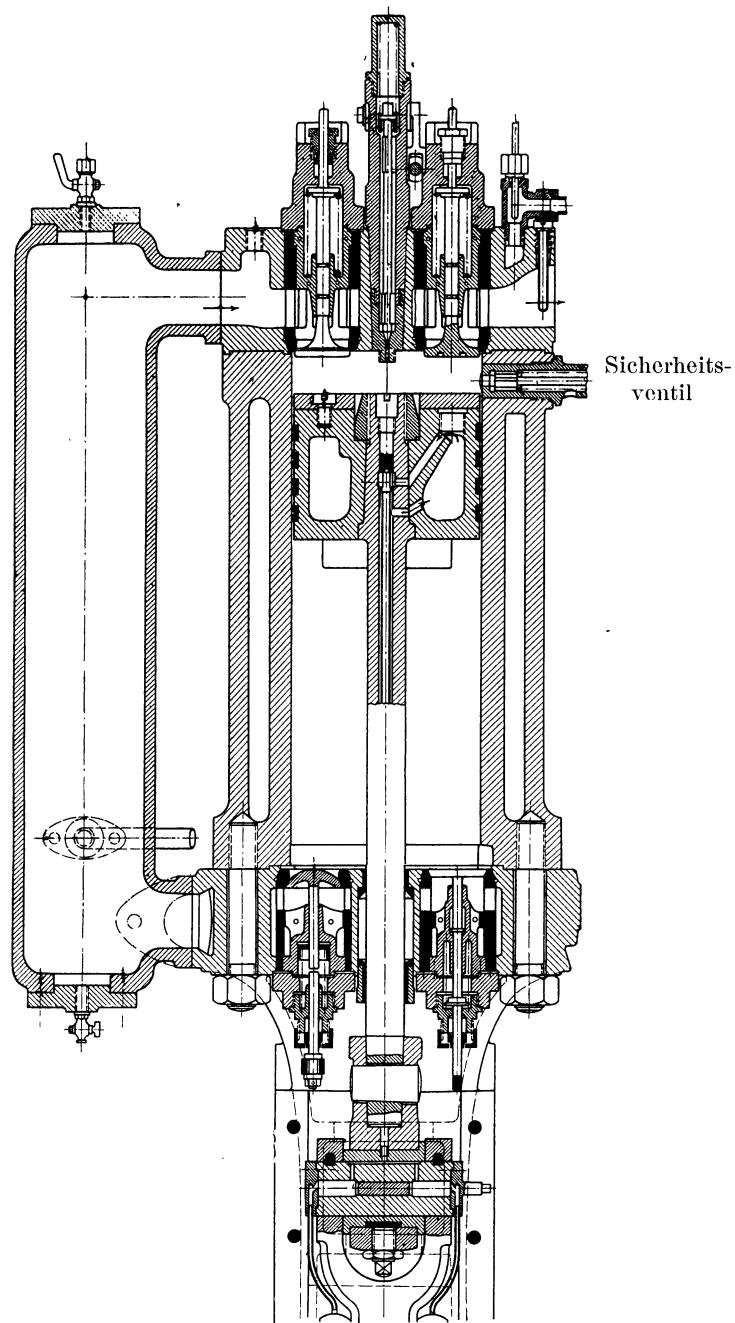


Fig. 23.

noch seitlich durch Bohrungen im Zylinderdeckel. Zu diesem Zweck ist das Nadelgehäuse konisch in seinem Sitz eingeschliffen. (Diese Ausführungsart wurde später

verlassen.) Fig. 26 zeigt an dem Nadelgehäuse die sogen. axiale Stopfbüchse, wie sie später in verbesserter Form an den schwedischen und Sulzerschen Motoren und auch an vielen belgischen Motoren ausgeführt wurde und heute noch ausgeführt wird.

Die Steuerung ist ebenfalls in typischer Weise am oberen Teil des Zylinders angebracht und betreibt gleichzeitig die an einem Steuerwellenlager angeschraubte Brennstoffpumpe, welche dadurch ganz in die Nähe der Düse versetzt ist. Auch Anlaßventil und Sicherheitsventil haben die heute allgemein übliche Gestalt.

Die Maschine hat, wie die ersten Versuchsmaschinen, eine Kreuzkopfführung*).

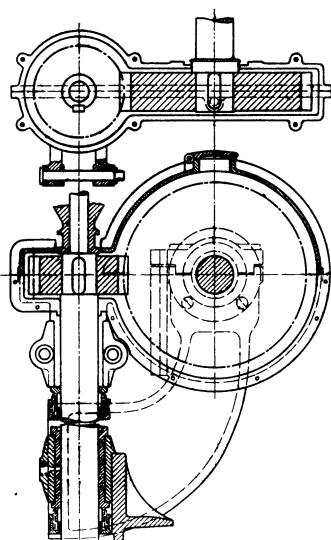


Fig. 24.

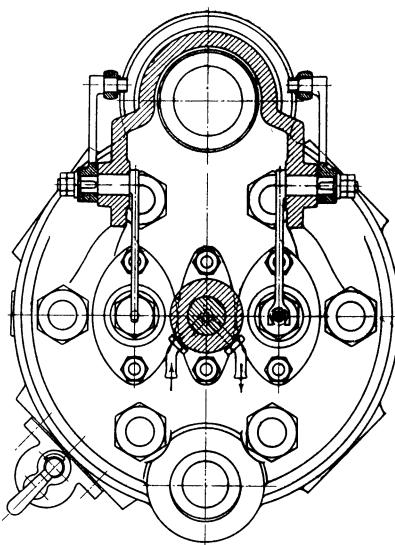


Fig. 25.

Der untere Teil des Arbeitszylinders ist mit Deckel versehen und enthält das Saug- und Druckventil der Ladepumpe (s. Fig. 23 und 25); beide gesteuert, wegen der großen Tourenzahl, welche automatische Ventile dieser Größe nicht mehr gestattet; diese Steuerung ist aus Fig. 27 erkennbar.

Die Druckleitung der Spülspülung ist durch ein Zwischengefäß mit dem Eintrittsventil des Verbrennungsraumes verbunden (s. Fig. 23).

Der Luftpumpenzylinder ist in einen seitlichen Anguß am Motorgestell eingesetzt (s. Fig. 26), der Luftpumpenkolben wird durch Balancier und Lenker

*) Die Weglassung des Kreuzkopfes wurde einige Jahre später, von Amerika ausgehend, durchgeführt und hat sich auch für Maschinen bis zu gewissen Größen sehr gut bewährt und bis heute erhalten. In neuerer Zeit aber sind, namentlich durch die Bedürfnisse des Schiffbaues, die Dimensionen der Maschinen so vergrößert worden, daß man für solche Maschinen wieder zur alten Kreuzkopfkonstruktion überging.

von der Pleuelstange aus angetrieben und hat 6 feine eingesprengte Stahlringe als Dichtung.

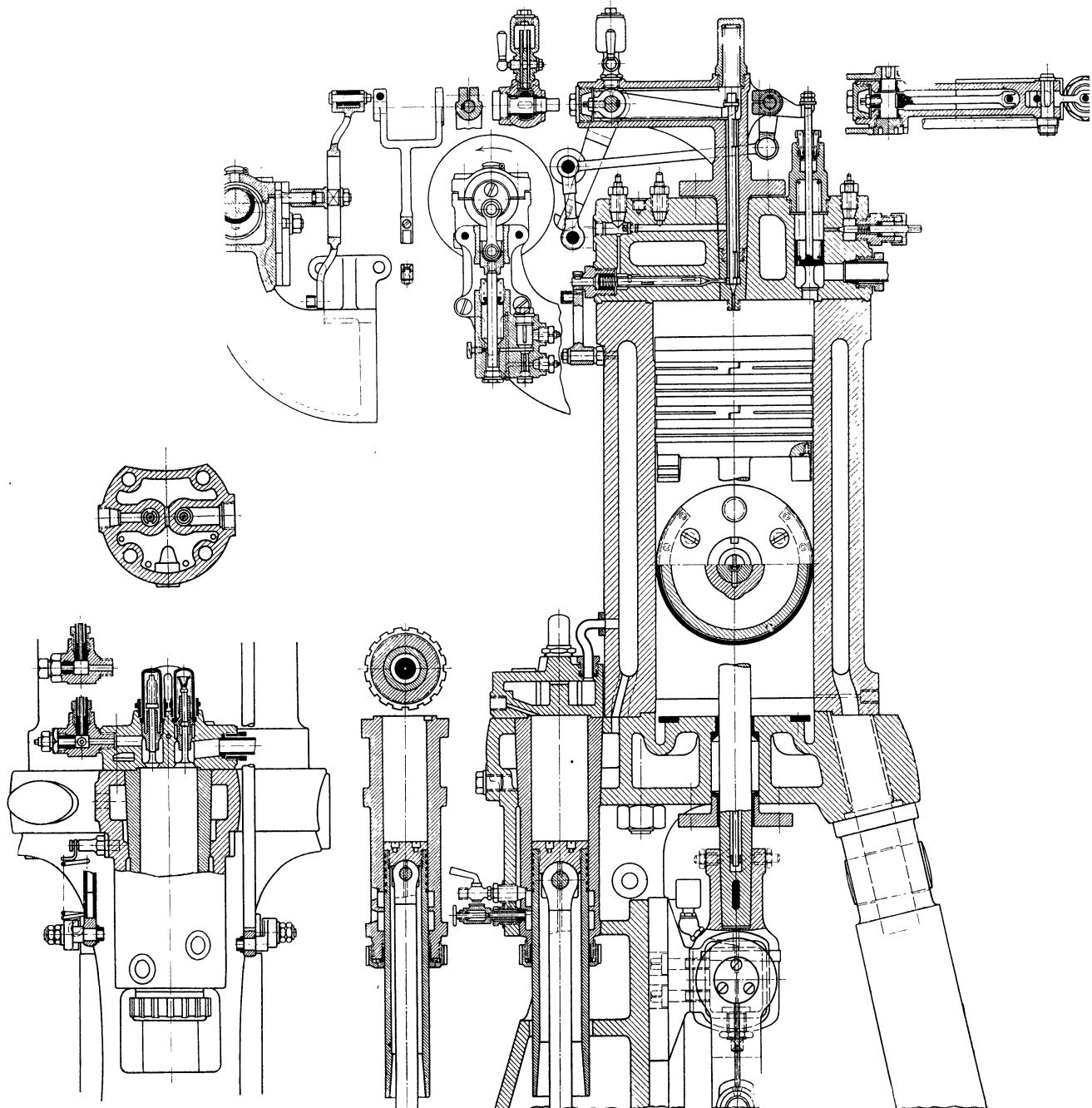


Fig. 26.

Fig. 26 zeigt auch den Bau der Luftpumpenventile. Die Einblasepumpe saugt ihre Luft aus dem Zwischengefäß an, eine Methode, die heute bei Zweitaktmaschinen allgemein Anwendung findet.

Fig. 28 zeigt das Anlaßgefäß zu diesem Motor, welches auch gleichzeitig als Einblaseflasche diente. Dies war die erste aus einem Stück geschweißte Stahlflasche für Dieselmotoren. (Wie erinnerlich, war das frühere Anlaßgefäß ein gezeichnetes Rohr mit Gußdeckeln, s. Fig. 3.)

Vorsichtshalber wurde auch an dieser Maschine der Kurbelzapfen wasser gekühlt, da mit den hohen Kompressions- und Verbrennungsdrücken noch ungenügende Erfahrungen betr. zulässiger Lagerdrucke und Reibungsarbeiten vorlagen.

Es sollten in Augsburg zwei Motoren nach diesen Zeichnungen gebaut werden, einer als Demonstrationsmaschine für Augsburg selbst, der zweite als Muster für

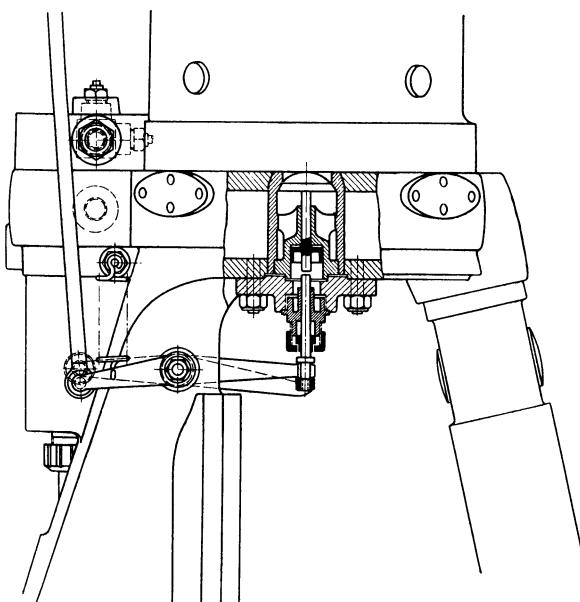


Fig. 27.

Krupp Grusonwerk Buckau, woselbst die Dieselmotorfabrikation aufgenommen werden sollte.

Das Journal enthält zunächst einige Bemerkungen über die Fabrikations erfahrungen. 25. Juli 1896. Druckprobe des neuen Zylinders auf 80 Atm., alles sofort gut. Nach der Bearbeitung zeigen sich doch einige undichte Stellen, woraus die Regel: „Wasserdruckprobe erst nach Vordrehen der Gußstücke machen.“

Genau gleiche Erfahrungen mit dem Luftpumpendeckel.

Wasserdruckprobe von zwei Zylinderdeckeln (es wurden vorsichtshalber zwei Stück gegossen), auf 50 Atm. Beide sind porös im Gehäuse des Anlaßventils und unbrauchbar. Abänderung der Kernzeichnung und Weglassung verschiedener

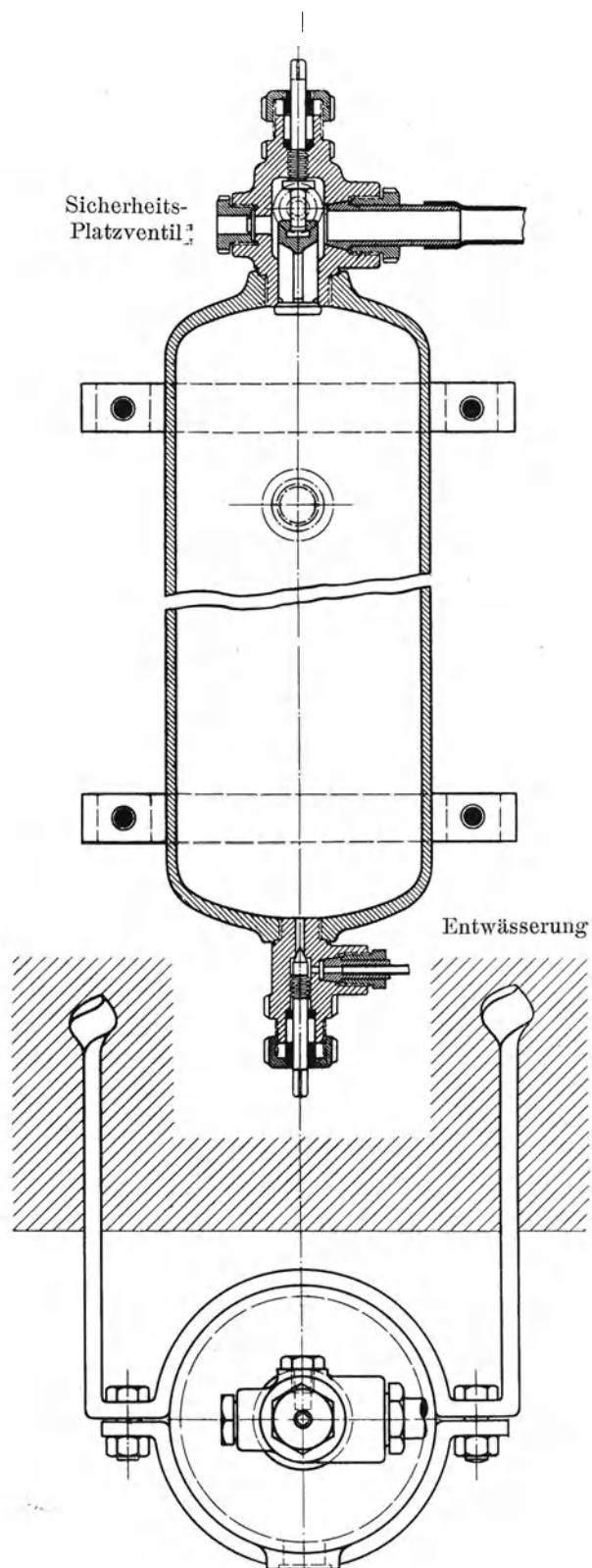


Fig. 28.

Gußanhäufungen. Abguß eines neuen Deckels mit hohem, konischen, nach oben erweiterten Aufguß auf der inneren Deckelfläche. Dieser Guß gelingt tadellos.

Es mußten fünf Deckel gegossen werden, um die richtige Zeichnung und die richtige Gußmethode zu finden; viele Beratungen mit dem Gießmeister zum Auffinden der richtigen Gußmethode und Gußmischung.

Kolbenprobe: Guß ebenfalls undicht.

Es wurden für die laufende Fabrikation nunmehr endgültige und richtige Einrichtungen für die Wasserdruckproben gemacht, ferner Federwagen zum laufenden Abwiegen der Federspannungen und Apparate zur Messung der Spannung der Kolbenringe eingerichtet.

Im Herbst 1896 zog ich von Berlin nach München, um näher an Augsburg zu wohnen und die Konstruktions- und Werkstattarbeiten besser verfolgen zu können.

Am 6. Oktober 1896 ist der Motor endlich montiert. Die Anfertigung (ohne Herstellung der Zeichnungen) hatte fünf Monate gedauert.

16. Oktober erster Betrieb von Transmission. Es werden zunächst die Spülpumpe und die Einblaseluftpumpe geprüft und zahlreiche Korrekturen an Ventilen, Kolbenschmierungen usw. vorgenommen.

Die Kolbenschmierung, welche, wie bei allen früheren Versuchsmaschinen, als Schleppringschmierung mit Oelgefäß im unteren Zylinderdeckel ausgebildet war, erweist sich als unbrauchbar. Diese Methode, welche sich beim unten offenen Motor gut bewährt hatte, ist unbrauchbar bei dem geschlossenen Zylinder, weil die durch den Taucher mitgeschleppten Ölmengen infolge der heftigen Luftströmungen fortgeblasen werden, während beim offenen Zylinder diese Luftströmungen nicht bestehen.

Es wird eine neue Kolbenschmierung nach Fig. 29 angefertigt, und zwar mittels einer Mollerup-Druckpumpe, welche das Öl in sehr kleinen Mengen unter Druck durch ein Ringrohr an vier Stellen nach Fig. 30 zwischen die Kolbenringe direkt einpreßt, eine Methode, welche von da ab als Schmiermethode der Dieselmotorkolben bestehen bleibt. Genaue Erprobung dieser Kolbenschmierung, Messung der Ölförderung und Betriebsversuche bei verschiedenen Fördermengen Journal: „Die Öldichtung zwischen den Kolbenringen ist erreicht.“

Es dringt kein Öl mehr nach dem Verbrennungsraum. Dagegen sammeln sich große Ölmengen im Luftzwischengefäß; Anbringen eines Ölabscheidens in demselben zur Vermeidung von Ölexplosionen und daraus möglichen Unglücksfällen.

Dieser Ölabscheider allein genügt jedoch nicht. Es müssen im Gefäß selbst Abscheidevorrichtungen in Form von Prellwänden angebracht werden nach

Fig. 31. Es wurde dieser Frage der Ölabscheidung im Zwischengefäß die größte Aufmerksamkeit zugewendet, ehe gewagt wurde, den Motor in Betrieb zu setzen.
 Journal: „Jetzt gelangt die Luft vollkommen ölfrei zur Nachkompression“

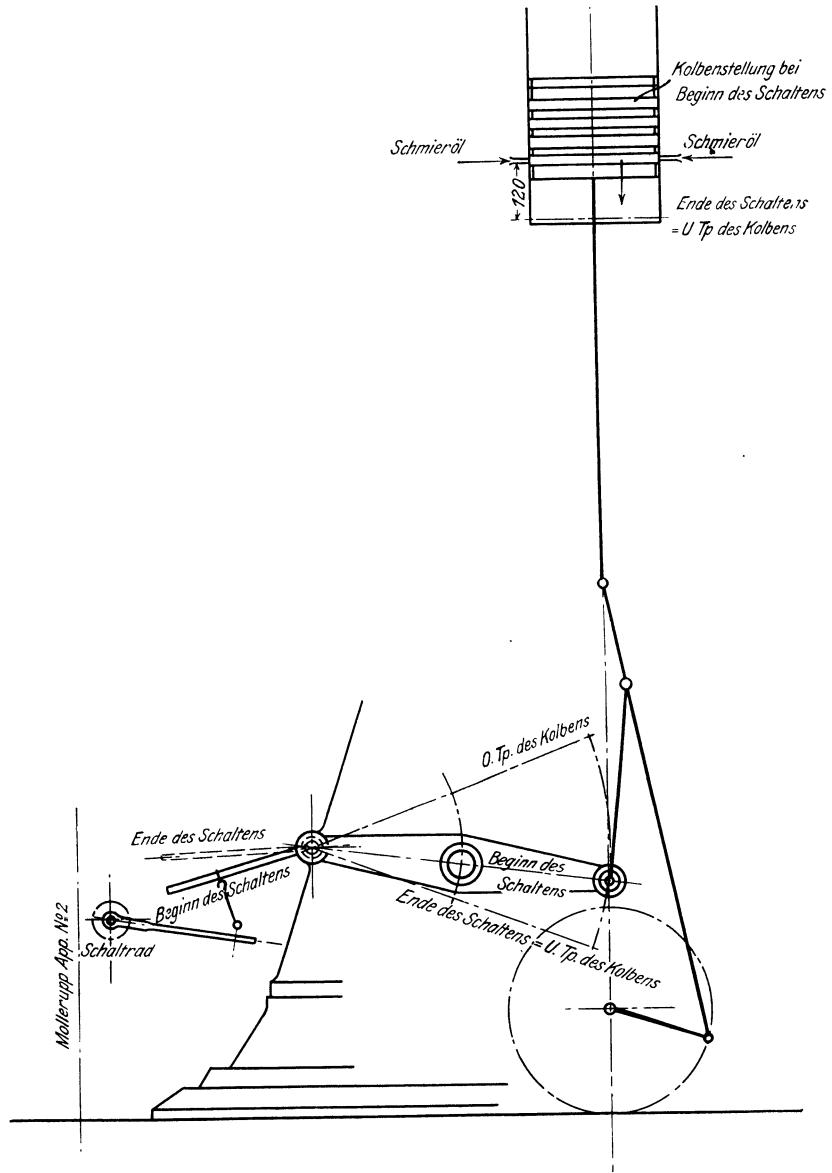


Fig. 29.

und in die Luftpumpe.“ Jetzt erst sind also Explosionen ausgeschlossen. Es wurden an dieser Ölabscheidung späterhin noch weitere Verbesserungen vorgenommen, auf die hier nicht weiter eingetreten werden soll.

Fabrikationserfahrungen aus dieser ersten Betriebszeit. Warmläufen der

Bronzeschalen der Hauptlager durch Verziehen derselben, Ersatz durch Gußschalen mit Weißmetall. Journal: „Niemals Bronzelagerschalen für Hauptlager anwenden.“

Klemmungen der zu genau gearbeiteten Ventilspindeln, dieselben müssen mit etwas Spiel gearbeitet werden.

Versuche der Schalldämpfung beim Einsaugen durch Saugkörbe, Saugtöpfe, enge Spalte und Variation der Einsaugequerschnitte. Messung der volumetri-

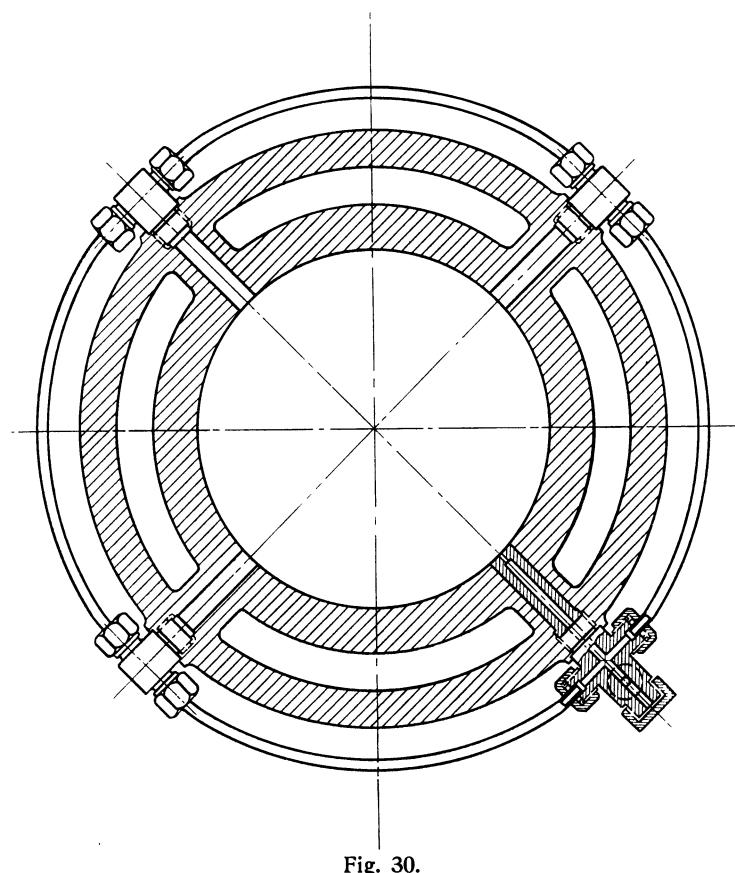


Fig. 30.

schen Wirkungsgrade, der Ventilwiderstände an Spül- und Einblasepumpe vermittels schwacher Indikatorfedern. Untersuchung der Ventilschläge, Anfertigung von Puffern, von stärkeren Ventillaternen, weil die alten sich verbogen, verschiedene Verbesserungen an der zwangsläufigen Steuerung der Ladepumpenventile.

Genaues Studium der Steuerung der Hauptventile und der Nadel und Feststellung der Steuerkurven. Reduzierung des Nadelhubes von 8 mm auf 4 mm und dadurch Beseitigung des heftigen Schlages. Die Steuerung arbeitet jetzt „fast“ lautlos.

Bei der Erprobung der Petroleumpumpe entstehen Einsaugeschwierigkeiten.
Regel: Das Petroleum muß der Pumpe stets unter Druck bzw. Gefälle zufließen. Zahlreiche Versuche der Kolbenpackung dieser Pumpe mit Leder, Metall, Baumwolle usw.

Anlaßversuche gelingen sofort.

Korrektur des Anlaßventils, welches die Luft zu stark drosselt.

Wie bereits früher erwähnt wurde, hatte dieser Motor anfangs nur eine Anlaßflasche, die auch als Einblaseflasche diente. Es erwies sich jedoch als zweckmäßig, die Anlassung von der Einblasung zu trennen, und es entstand jetzt die erste selbständige Einblaseflasche nach Fig. 32; dieselbe war aus Bronze gegossen, da derartig kleine Flaschen aus geschweißtem Material damals nicht gemacht wurden. Die Fig. 33 zeigt die Verbindung von Anlaß- und Einblaseflaschen mit Rückfülleitung und Entwässerung, wie sie bis heute noch typisch geblieben ist.

Die Wirkung der Vorkompression auf den Verbrennungsvorgang wird geprüft und ergibt sehr große Diagramme, z. B. Nr. 35, welches 10,6 kg/qcm mittleren Druck zeigt. Bekanntlich ist es heute noch ein Bestreben bei den Zweitaktmotoren, die Diagramme gegenüber den Viertaktmotoren durch Stauung der Ladeluft im Zylinder zu vergrößern.

Diese Diagramme waren sogar viel zu groß, der Enddruck der Expansion ist noch 5 bis 6 Atm., und es entsteht daraus ein bedeutender Verlust durch unvollständige Expansion, wodurch die

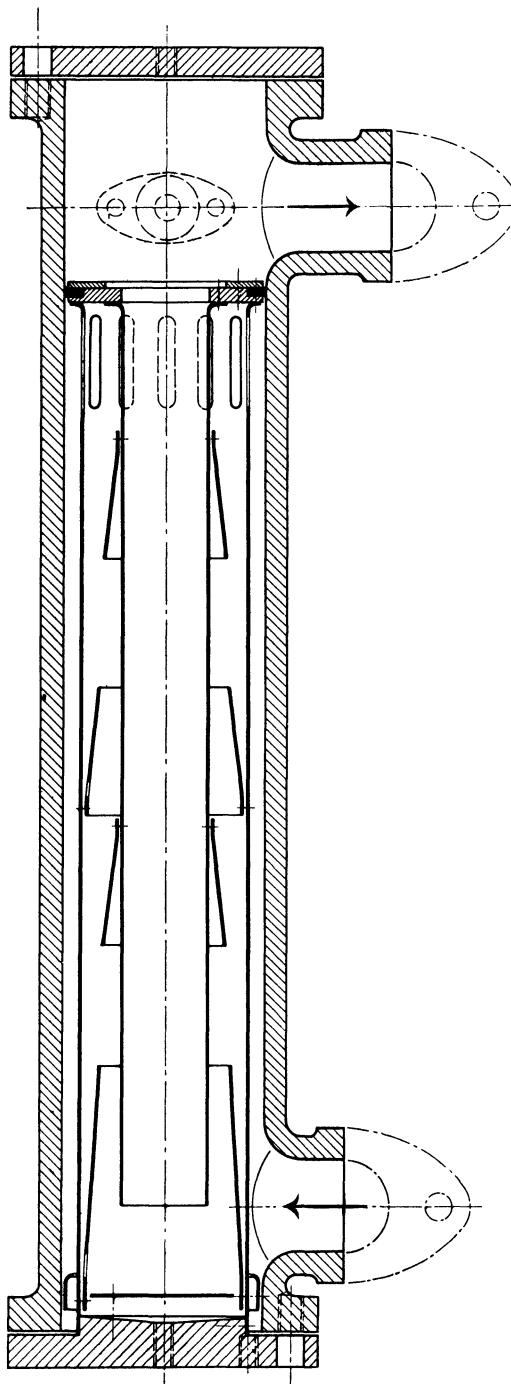


Fig. 31.

Maschine unökonomisch wird. Aber das Prinzip der Vergrößerung des Diagramms war damals schon durchgeführt.

Es wird erkannt, daß zu viel Luft vorhanden ist und die Steuerung wird so abgeändert, daß man die Luftpumpe verändern kann, und zwar durch teilweises Offenhalten des Saugventils der Ladepumpe beim Rücklauf des Kolbens. Selbst-

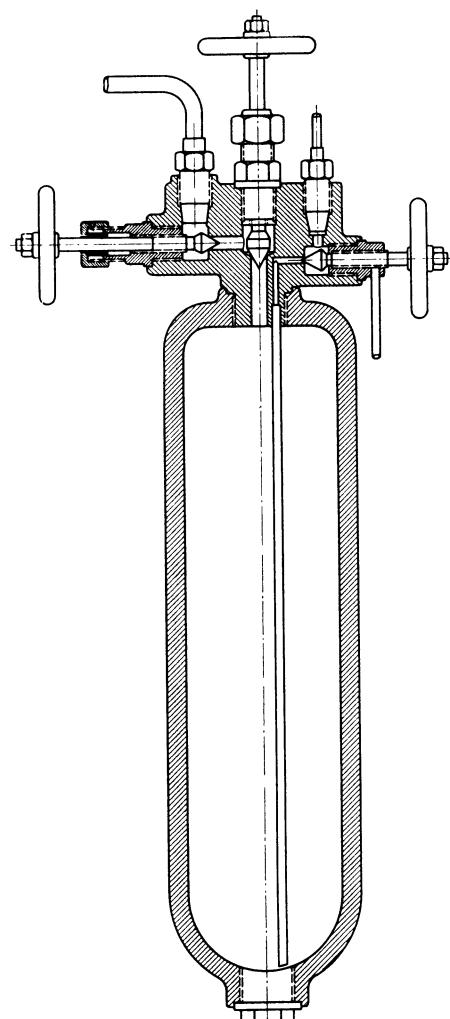


Fig. 32.

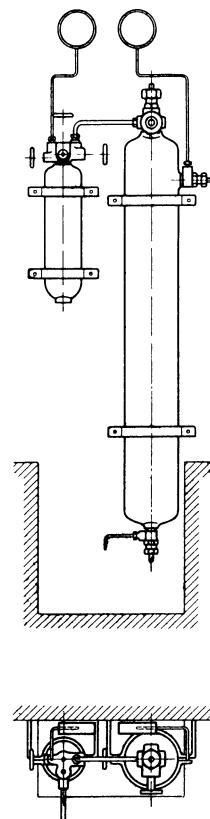


Fig. 33.

verständlich erfordert jede veränderte Luftpumpe jedesmal eine entsprechende Veränderung des Kompressionsraumes; zu diesem Zwecke werden auf den Kolben Platten von verschiedener Dicke aufgesetzt.

12. Dezember 1896. Versuche mit einem anderen Brenner nach Fig. 34, dem sog. Streubrenner. Das Diagramm gibt 9,5 kg ohne Rußbildung.

Bisher hat die Maschine noch einen sogen. Petroleumtopf unter Druck, in welchem von der Petroleumpumpe aus ein konstantes Niveau erhalten wird, während die Regulierung an der Düse mittels Tropfventils von Hand vor sich geht (vgl. Fig. 19). Am 12. Dezember 1896 steht im Journal: „Wenn es gelingt, mit der Pumpe direkt die Petroleummenge zu regulieren, so kann dieselbe direkt in die Düse pumpen und der Petroleumtopf mit seinen Leitungen, Hähnen und Komplikationen fällt weg.“

Infolgedessen Konstruktion eines Regulierventils an der Petroleumpumpe nach Fig. 35 in Form eines kleinen Überlaufventils.

Messung und graphische Darstellung der bei verschiedenen Stellungen dieses Regulierventils geförderten Brennstoffmenge; die Vorrichtung leidet an dem

Übelstand, daß der größte Querschnitt des Überlaufes nur 1 mm Durchmesser hat und daß diese Art der Regelung einen absolut konstanten Einblasendruck voraussetzt, da bei variablem Druck die durch den gleichen Querschnitt zurücklaufenden Mengen sich verändern. Aus dieser Wahrnehmung folgt die Anfertigung eines automatischen Regulierventils für den Einblasendruck an der Einblasepumpe. Dieses Ventil reguliert die eingesaugte Luftmenge mit Hilfe einer unter dem Druck der Einblaseflasche stehenden Membrane (Vorführung der Zeichnung heute ohne Interesse).

Erprobung dieses Regulierventils. Es reguliert den Einblasendruck sehr genau, ist aber empfindlich und zu Störungen geneigt. 30./31. Dezember. Betrieb

des Motors mit diesen neuen Einrichtungen, also mit Petroleumförderung von der Pumpe aus direkt in die Düse und automatischer Regelung des Einblasendruckes. Die Arbeit ist gut. Beim Anlassen treten Schwierigkeiten auf. Es zeigt sich, daß es notwendig ist, vor dem Anlassen die Petroleumleitung bis oben hin zu füllen. Herstellung einer Vorrichtung hierfür. Betrieb jetzt ausgezeichnet. Zündung erfolgt beim Anlassen jedesmal sofort bei der ersten Einspritzung.

Es ist zu erwähnen, daß die Einblasepumpe an dieser Maschine einstufig gebaut wurde, trotzdem an den vorhergehenden Motoren die extra stehende Einblasepumpe zweistufig war. Für die einstufige Anordnung war aber mein Wunsch nach äußerster Einfachheit des Motors maßgebend, da ich fürchtete,

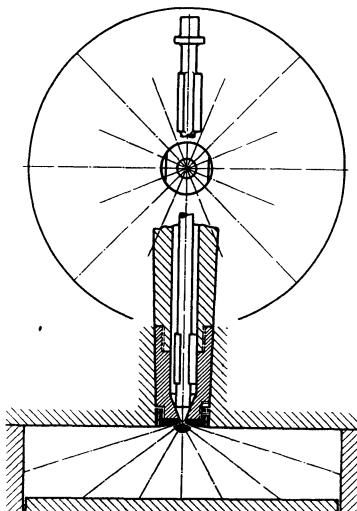
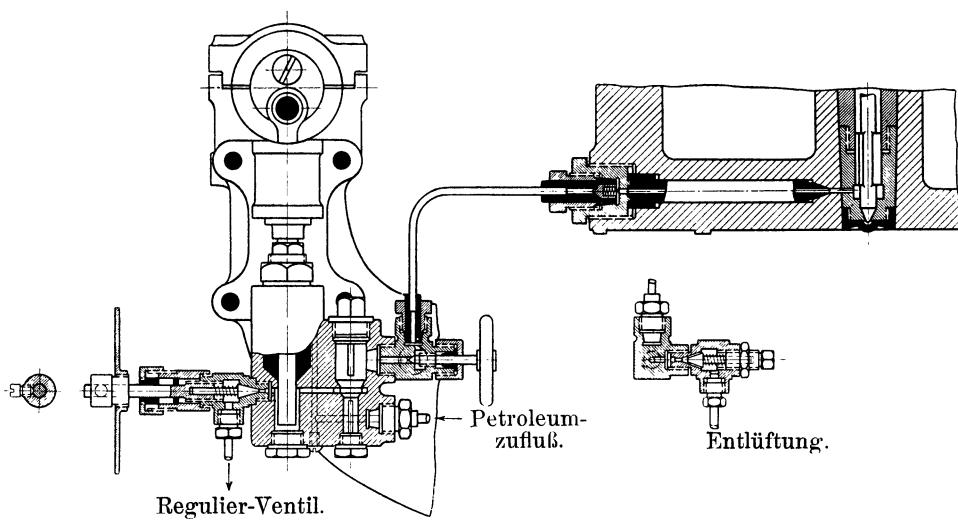


Fig. 34.

daß die allmählich jetzt auftretenden Interessenten in einer zweistufigen Pumpe eine zu große Komplikation der Maschine erblicken würden.

21. Dezember 1896. Brief an Krupp-Gruson, in welchem alle Fabrikations- und Betriebserfahrungen geschildert werden mit dem Vorschlag, meinen Besuch wegen Durchsicht der dortigen Konstruktionszeichnungen noch zu verschieben, um alle Erfahrungen erst voll und ganz zu besitzen. Der Schluß dieses Briefes lautet: „Summa summarum werden wir gegen Ende Januar 1897 einen vollständig reifen, schönen und ökonomischen Motor haben, mit welchem sicherlich der Sieg unser ist.“

Es wurden demnach an dieser Maschine systematisch und gründlich alle Einzelheiten der Konstruktion, Fabrikation und Montage festgestellt, alle Teile der



{Fig. 35.

Maschine kontrolliert und wo nötig korrigiert und so feste Unterlagen für die beginnende Fabrikation gewonnen.

Der Erfolg war, daß anfangs Dezember 1896 die Maschine bei ihrer ersten Ingangsetzung auch sofort tadellos lief und große richtige Diagramme ergab.

12. Januar 1897. Bremsversuch bei voller Vorkompression, Regulierung von Hand am Überlaufventil der Petroleumpumpe (Fig. 35).

Versuchsresultate bei voller Leistung:

therm. Wirkungsgrad	24 %,
mech. , , , , ,	65 , ,
wirtschaftl. , , , , ,	15,7 , ,
Petroleumverbrauch pro PSi-Stunde . . .	260 g,
, , , PSe- , , ,	396 , ,

Da noch ein gewisser Hang zu Rußbildung besteht, Einsatz eines Zerstäubers in die Düse nach Fig. 36.

Dieses Mal wird aber der Zerstäuber ganz unten in die Düse eingebaut, der kleine Petroleumkanal führt den Brennstoff über diesen Zerstäuber, so daß er beim Einblasen durch den Zerstäuber hindurch getrieben und aufs feinste zerstäubt wird.

Der Zerstäuber selbst besteht aus 2 horizontalen Scheiben, welche im Kreise

mit einer Anzahl feiner Löcher durchbohrt sind, und zwischen welchen feines Drahtgewebe aufgewickelt oder in ausgestanzten Ringen aufgereiht ist.

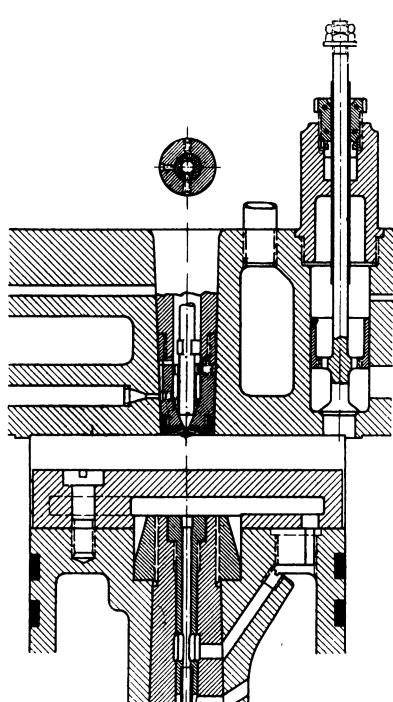


Fig. 36.

Messung des Fassungsvermögens diverser Drahtgewebe per Quadratzentimeter Fläche. Journal: „Zunächst zeigt jetzt der Auspuff einen total anderen Charakter. Er ist bei kleinen und mittleren Diagrammen unsichtbar, bei großen Diagrammen weißlich, dampfartig, kaum gefärbt.“ Wirkung des Zerstäubers in der Düse großer Fortschritt, Diagramm 8 kg bei vollständig unsichtbarem Auspuff, was wir bisher überhaupt nicht erreichten.

28. Januar 1897. Bremsversuch ohne Vorkompression bei Regulierung von Hand „außerordentlich gute Resultate“.

29. Januar 1897. Bericht an Krupp, enthält alle Versuchsdaten, nämlich:

	bei voller Leistung	bei halber Leistung
therm. Wirkungsgrad	31,9 %	38,4 %
mech. „	75,6 „	61,5 „
wirtschaftl. „	24,2 „	23,6 „
Brennstoffverbrauch pro PSi-Std .	195 g	162 g
„ „ PSe- „ .	258 „	264 „

Dieser Versuch, verglichen mit dem vorhergehenden vom 12. Januar, entscheidet sogleich die Frage der Wirkung der Vorkompression; sie ist ungemein schädlich und wird daher von jetzt ab verlassen werden. Damit entsteht der normale Viertaktmotor mit direkter Ansaugung aus der Atmosphäre, wie er heute noch allein gebräuchlich ist.

Versuch, ohne Einblaseflasche zu arbeiten, d. h. Anlaß - und Einblaseflasche zu vereinigen, geht sehr gut. Es genügt eine einzige Umdrehung mit Anlaßluft, worauf sogleich Überspringen auf Brennstoffbetrieb stattfindet. Diese erste Maschine lief von da ab, und zwar mehrere Jahre lang, überhaupt nicht mehr anders; aus praktischen und Sicherheitsgründen hat man aber später bei den verkauften Maschinen davon abgesehen und Anlaß- und Einblaseflasche wieder getrennt. Journal: „Der Motor ist, so wie er abgestellt ist, ohne weiteres zum nächsten Anlassen bereit, ohne jede Vorbereitung.“

Die Regulierung der Petroleumpumpe durch Überlauf ist prinzipiell unrichtig. Journal: „Bei einer bestimmten Stellung des Regulierventils sollte die in die Maschine geförderte Menge konstant sein, gleichgültig, ob die Maschine schnell oder langsam geht.“ Diese Bedingung erfüllt die jetzige Regulierung nicht, weil sie bei abnehmender Geschwindigkeit der Maschine, also bei längerer Auslaufzeit, durch den gleichen Querschnitt mehr auslaufen läßt als bei schnellerem Gang.

Diskussion der zwei Möglichkeiten:

1. variabler Pumpenhub. Wird nach früheren Erfahrungen als zu schwierig befunden und verworfen;
2. völlig e r Abschluß des Überlaufventils an variablen Stellen.

Letzteres wird ausgeführt nach Fig. 37: Der völlige Abschluß des Überlaufventils an verschiedenen Stellen wird dabei mittels eines Keiles bewirkt, der unter dem Einfluß des Regulators steht. Journal: „Diese Regulierung erweist sich als ungemein präzise und ist mittels des Keiles auf einfachste Weise erreichbar.“ Genaue Messungen der Fördermengen und graphische Tabellen dazu.

Im Laboratorium werden die Einrichtungen für Heizwertbestimmungen von Brennstoffen getroffen, und zwar mit Junkers Kalorimeter; für letzteren muß jedoch durch viele Versuche erst ein Brenner für flüssige Brennstoffe konstruiert werden, weil dieser Apparat damals nur für Gasversuche verkauft und gebraucht wurde, und weil die Verbrennung schwerer Oele in Lampen sehr schwierig ist.

Jetzt beginnen die Besuche von Interessenten und Sachverständigen. Als Erster trifft am 1. Februar 1897 Herr Dyckhoff aus Frankreich ein. Die vor ihm gemachten Bremsversuche ergeben noch bessere Resultate als am 28. Januar, nämlich einen wirtschaftlichen Wirkungsgrad von 26,6 %. Journal: „Das ist soviel, als die allerbesten Gasmotoren unter besonders günstigen Umständen als thermische Wirkungsgrad erreicht haben (Crossley) bei Benutzung von Leuchtgas.“

Petroleumkonsum 234 gr pro PSe.

Thermischer Wirkungsgrad 34—38 %.

Spezifische Leistung 177 PS, das ist doppelt soviel wie andere Maschinen.

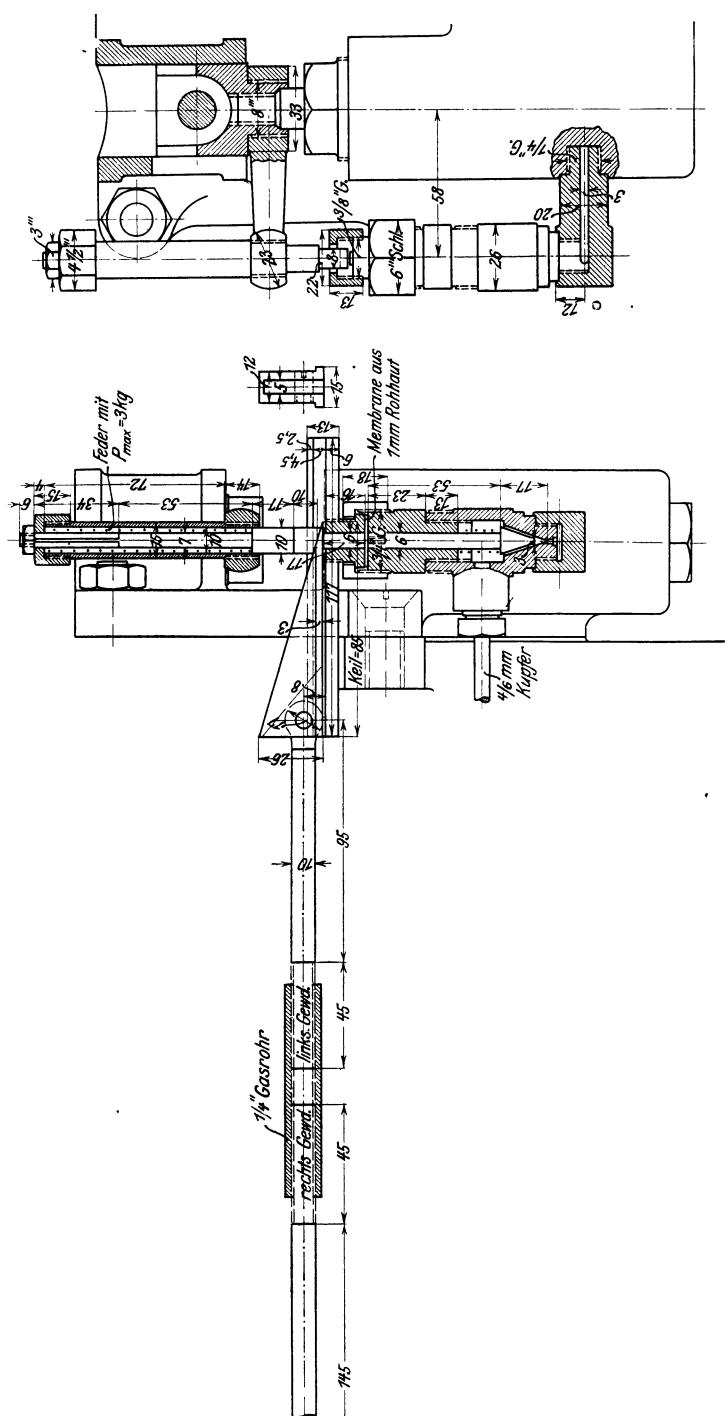


Fig. 37.

Journal: „Mit diesen Resultaten kann sich kein bestehender Motor mehr messen.“

„Innere Besichtigung, alles in schönster Ordnung, kein Anflug von Öl Kohle und dergl. Brenner noch ganz gut, alle Löcher ganz offen.“

4./5. Februar 1897. Bremsversuch vor Herrn Gillhausen aus Essen und den Delegierten der Gasmotorenfabrik Deutz: den Herren Direktor Schumm und Ingenieur C. Stein. Resultat identisch mit den Versuchen vom 1. Februar. Journal: „Was im Protokoll nicht steht, ist, daß die Deutzer Herren den Motor in alle möglichen ungünstigen Situationen brachten, bei welchen andere Motoren gewöhnlich den Dienst versagen, daß der Dieselmotor jedoch alle Proben siegreich bestanden hat. Insbesondere wurde ein Leistungs- und Bremsversuch, beginnend mit ganz kalter Maschine, gemacht, also in ganz abnormalen Verhältnissen. Ferner wurde die Bremslast plötzlich von Volleistung auf 0 entlastet und wieder auf Voll, ohne daß man nur eine Änderung der Geschwindigkeit des Motors bemerkten konnte. Man arbeitete mit Austrittstemperaturen des Kühlwassers bis auf 17° C herunter. Die Brennstoffzufuhr wurde oft mitten im Betrieb plötzlich abgesperrt, dann wieder geöffnet, nichts konnte den ruhigen, gleichmäßigen Gang des Motors beeinflussen und zuletzt wurde anerkannt, daß der Motor nicht nur als vollkommen konstruktiv entwickelt anzusehen sei, sondern daß er gegenüber den Explosionsmotoren selbst mit Gasbetrieb einen Fortschritt von ca 50 % an Brennstoffkonsum und Zylinderdimensionen bedeute; ferner wurde der ungeheure Vorteil des in seiner Fläche regulierbaren Diagramms anerkannt“, usw.

Auf Grund dieser Versuche begannen Lizenzverhandlungen, die am 19. Juli 1897 zur Unterzeichnung eines Vertrages zwischen Deutz und dem Konsortium Maschinenfabrik Augsburg-Krupp führten. Eine Reihe anderer Lizenzverträge in Deutschland folgte dann in kurzen Pausen aufeinander.

12./13. Februar. Bremsversuch vor Gebrüder Sulzer. Anwesend die Herren: Sulzer-Imhoof, Sulzer-Schmidt, Ingenieur Eric Brown. Gleiche Ergebnisse.

Die Fig. 39 zeigt die Versuchsanlage ungefähr so, wie sie zur Zeit dieser Versuche eingerichtet war.

17. Februar 1897. Professor Schröters offizieller Versuch. Fig. 38 ist eine Photographie der Maschine genau in dem Zustande, wie sie zu diesen Versuchen benutzt wurde, insbesondere mit der auf dem Schwungrad aufliegenden Bremse. Die Resultate waren ungefähr dieselben, wie oben mehrfach erwähnt. Nr. 36—39 sind vier charakteristische Diagramme dieser Versuche, und zwar: Nr. 36 Regulierdiagramm, Nr. 37 volle Leistung, Nr. 38 halbe Leistung, Nr. 39 Luftpumpe.

Aus dem Berichte Schröters an das Konsortium Krupp-Augsburg seien hier einige Stellen angeführt:

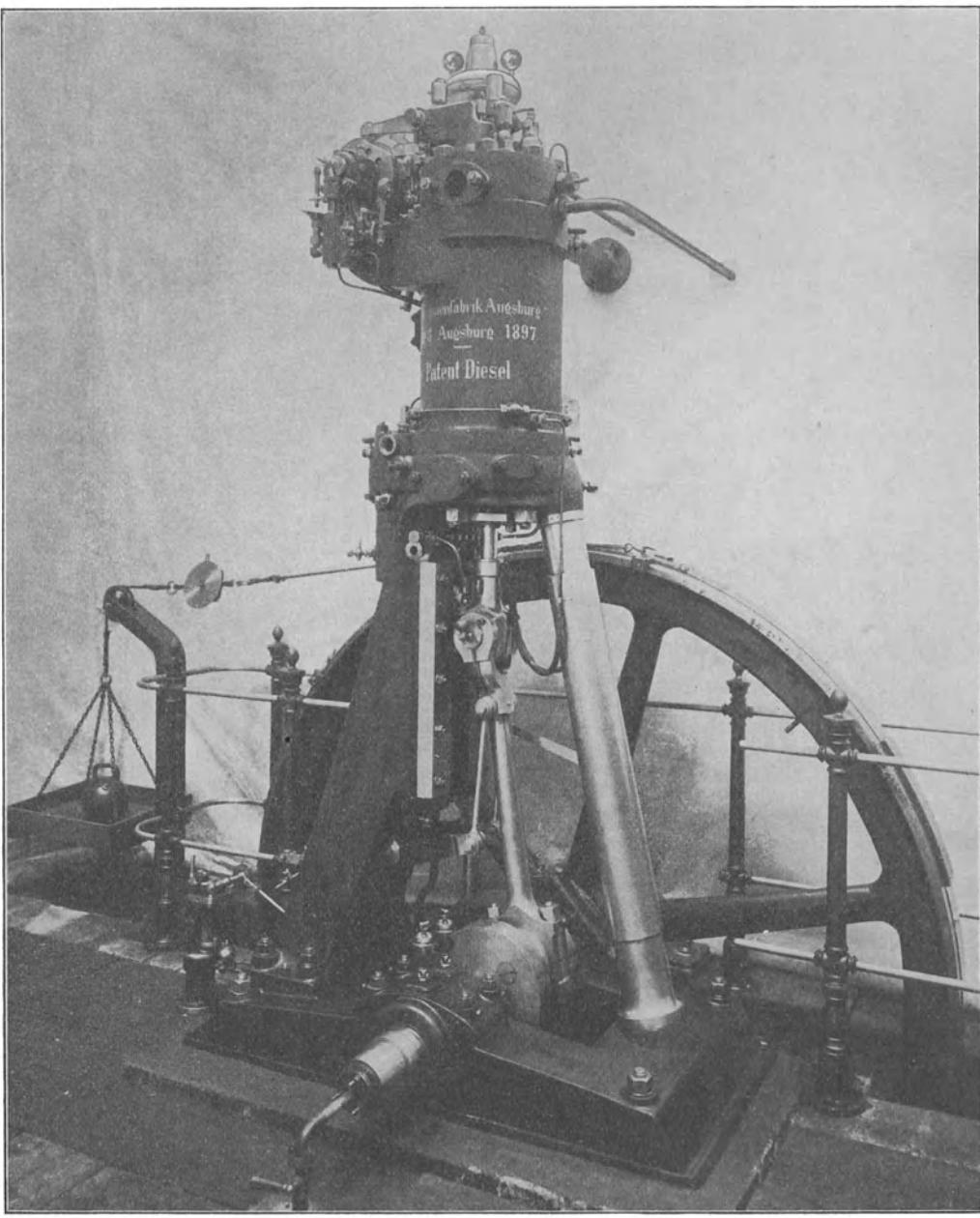


Fig. 38.

„Nach dem Gesamtergebnis der Versuche und nach den beim Betrieb des Motors gemachten Wahrnehmungen kann ich das Urteil über denselben dahin

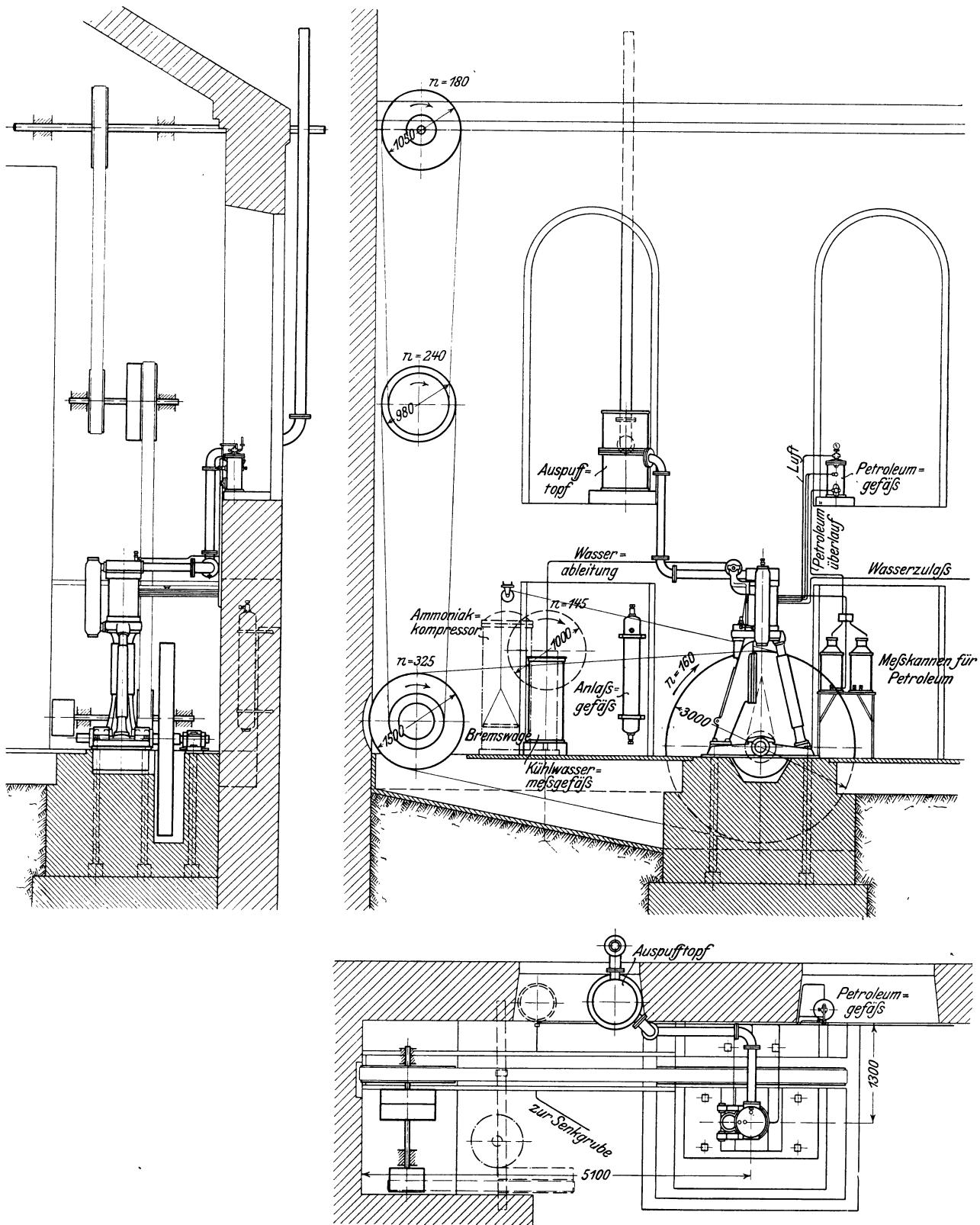


Fig. 39.

zusammenfassen, daß derselbe schon in seiner derzeitigen, noch nicht alle Vorteile realisierenden Ausführung als Einzylinder-Viertaktmotor an der Spitze aller Wärmemotoren steht, insofern er bei einer Effektivleistung von 18—20 PS pro effektive Pferdestärke und Stunde bei normaler Tourenzahl rund 0,24 kg Petroleum verbraucht, entsprechend einer Umsetzung von 26,2 % des Heizwertes in effektive Arbeit, während bei halber Belastung die betr. Zahlen 0,277 kg bzw. 22,5 % erreichen. Der mechanische Wirkungsgrad bei voller Leistung ist 75 %; der Prozentsatz der in indizierte Arbeit verwandelten Wärme im Verhältnis zur disponiblen Wärme ist bei Vollbelastung 34,2, bei halber Belastung 38,4 %. Die ungemein einfache Lösung der Frage der Regulierung gestattet eine Veränderung der Belastung in beliebigen Grenzen, mit ähnlich kleinen Abstufungen, wie sie die Dampfmaschine aufweist, deren so schätzenswerte Elastizität in der Beanspruchung der Motor im vollen Maße besitzt. Daß derselbe schon in der vorliegenden Gestalt eine durchaus marktfähige Maschine darstellt, beweist der ganze Habitus und Gang des Motors, an dem die erstaunliche Leichtigkeit des Anlassens aus ganz kaltem Zustande usw. noch besonders hervorzuheben ist. Als eine hervorragend glückliche Lösung einer so schwierigen Frage muß die Art und Weise der Brennstoffzufuhr mittels Einblasen unter Lufterdruck bezeichnet werden, wie denn überhaupt die Ausbildung der Details von ebenso großer Sachkenntnis wie Sorgfalt und konstruktivem Geschick zeugt.“

Professor Schröter hat über diese Versuche auf der Kasseler Hauptversammlung des Vereins deutscher Ingenieure am 16. Juni 1897 Bericht erstattet¹⁾. Es wird hier auf diese Veröffentlichung verwiesen. Nur einige Sätze aus derselben sollen in Erinnerung gebracht werden: „daß wir es hier mit einer durchaus marktfähigen, in allen Einzelheiten vollkommen durchgearbeiteten Maschine zu tun haben; ich gebe der Hoffnung Ausdruck, daß dieser Motor sich als Ausgangspunkt einer der Industrie zum Segen gereichenden Entwicklung bewährn möge.“

Es ist mir ein Bedürfnis, hier zu erklären, daß Herr Professor Schröter den seltenen Mut gehabt hatte, bloß auf Grund meiner theoretischen Broschüre mit seinem wissenschaftlichen Ruf öffentlich für das neue Arbeitsverfahren einzutreten zu einer Zeit, da es noch nicht verwirklicht war und von der übrigen Fachwelt — von wenigen Ausnahmen abgesehen — als undurchführbar abgelehnt wurde. In den vielen Jahren, die bis zur Verkörperung der Idee verflossen, hat er seitens der wissenschaftlichen Welt hierfür manch heimlichen und offenen Angriff

¹⁾ S. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1897. S. 845.

erdulden müssen. Es war mir daher eine große Genugtuung, daß gerade er in wissenschaftlich einwandfreier Weise auch den Erfolg der Idee verkünden konnte. Ihm gebührt deshalb meine Dankbarkeit im gleichen Maße wie den industriellen Förderern der Sache.

18.—20. Februar 1897. Besuch der Herren Renny Watson, Robertson und Platt von der Firma Mirrlees Watson Yaryan Co., Glasgow. Mehrtägige Beobachtung der Maschine und Lizenzverhandlungen, die am 23. März 1897 zum Abschluß eines Lizenzvertrages führen, dem ersten ausländischen nach Fertigstellung der Maschine. Von Interesse ist zu erwähnen, daß diese Lizenz auf Grund eines Gutachtens von Lord Kelvin zustande kam, mit welchem ich in seinem Hause auf den Universitätsgründen zu Glasgow mir unvergeßliche Unterredungen über die thermodynamischen Grundlagen meines Verfahrens hatte. In Glasgow wird sofort nach meinen Zeichnungen die erste englische Maschine in Bau genommen, die heute noch — nach 16 Jahren — im Betriebe ist. Fig. 40 ist eine Photographie derselben vom Juni 1912.

Vom 21. Februar ab Dauerbetrieb des Motors unter den verschiedensten Verhältnissen.

Im Konstruktionsbureau des Laboratoriums Beginn der Konstruktionszeichnungen zu den Motortypen für den Verkauf.

23. Februar 1897. Betrieb der Maschine bei ganz kleiner Belastung, also mit Verbrennungskurven, die sich der ursprünglich angestrebten Isotherme nähern, ergibt einen thermischen Wirkungsgrad von 41—42 %; 24.—26. Februar Normalbetrieb und Betrieb mit 23 % Überlastung; es entsteht ein Diagramm von 8,6 kg/qcm, ein mechanischer Wirkungsgrad von 76,5, allerdings mit grauem Auspuff. Schon diese erste Maschine war also vorübergehend mit 23% überlastbar, wie die heutigen. Untersuchung des Brenners nach 45 Stunden Dauerbetrieb; keine Reinigung nötig. Betrieb mit sehr kalter und sehr warmer Wandtemperatur des Zylinders, Unterschied im Verbrauch 5 g pro PSe. 5. März. Besuch des Herrn Direktor Rieppel aus Nürnberg.

16./17. März 1897. Bremsversuch durch Professor Gutermuth unter Beistand des Ingenieurs Herrn Richter, im Auftrage der Maschinenbau-Aktiengesellschaft Nürnberg. Darauf Lizenzverhandlungen mit den deutschen Patentbesitzern, dem Konsortium Maschinenfabrik Augsburg-Krupp, die zum Abschluß eines Lizenzvertrages am 24. Juli 1897 führen.

18.—23. März 1897. Bremsversuche zur Feststellung des maximalen wirtschaftlichen Wirkungsgrades bei konstanten Tourenzahlen und verschiedenen Belastungen sowie bei konstanten Belastungen und verschiedenen Tourenzahlen. Journal:

„Der Auspuff hängt nicht von der Tourenzahl, sondern von der Leistung ab: Gleiche Leistung, gleicher Auspuff, gleichgültig, welche Tourenzahl.“

1./2. April 1897. Besuch der Herren Ebbs und Worsoe von Krupp. Ge-

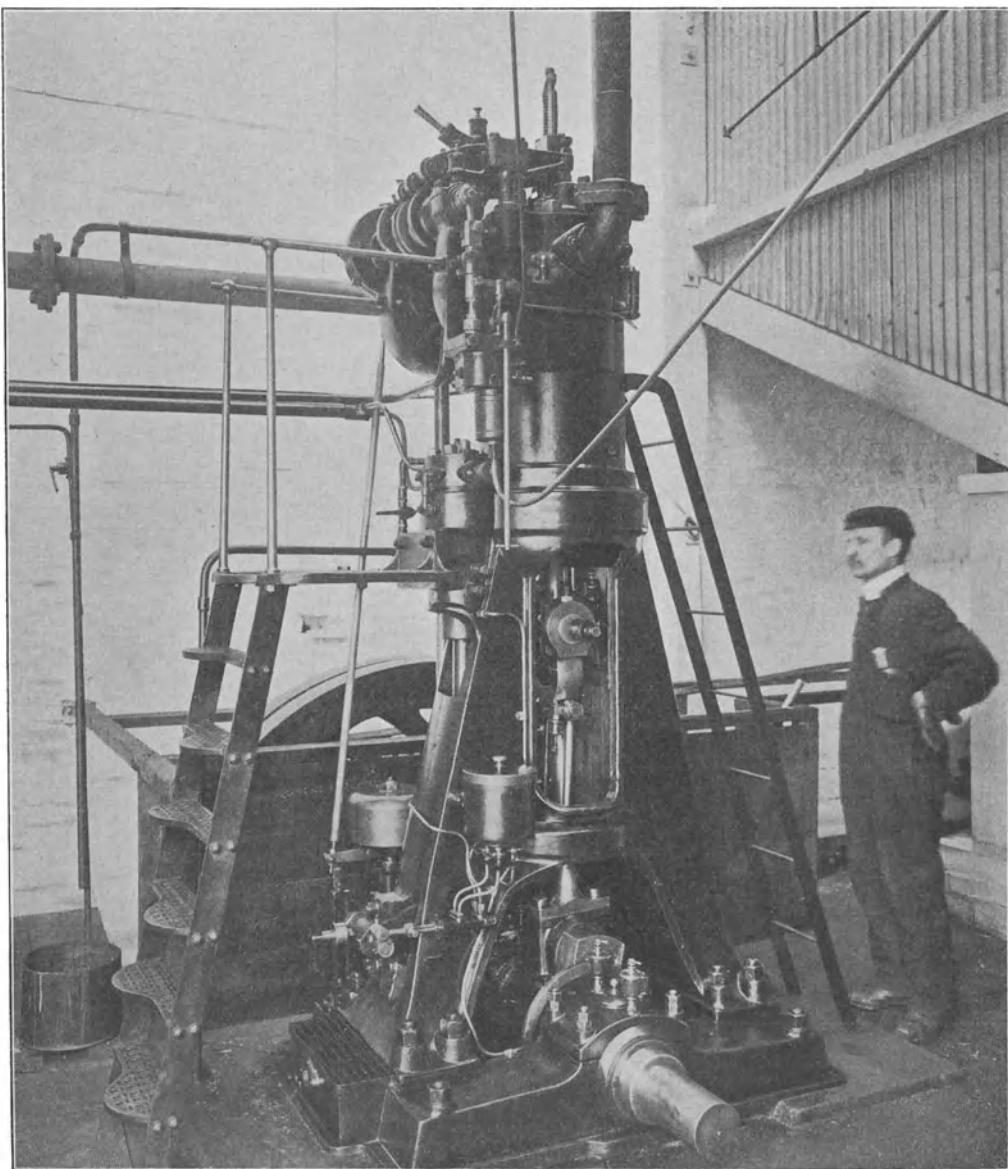


Fig. 40.

meinsam mit Maschinenfabrik Augsburg Feststellung der Normalien für die ersten sechs Motortypen, erste Dimensionsliste; das Verhältnis von Hub zu Durchmesser ist dabei immer noch größer

als 1,5, um kleine Gestänge zu bekommen; aber die Tendenz, es allmählich zu verkleinern, war damals, wie ersichtlich, schon vorhanden.

14. April 1897. Konstituierende Versammlung der Société Française des Moteurs Diesel, Bar-le-Duc, die sofort den Bau einer eigenen Fabrik beginnt.

22.—24. April 1897. Wiederholte innere Untersuchung der Maschine; Streumundstück noch rein nach 255 Betriebsstunden. Journal: „Das Drahtgewebe des Zerstäubers ist am unteren Rande angefressen, das scheint einen Einfluß auf den Auspuff zu haben.“ Diese Konstatierung, daß das Drahtgewebe von der hoch verdichteten Luft oxydiert und allmählich zerstört wird, findet sich auch späterhin häufig; deshalb wurden bei späteren Ausführungen im Zerstäuber statt wie bisher zwei durchlochte Scheiben deren 4—6 in kleinen Abständen übereinander angeordnet und dafür das empfindliche Drahtgewebe fortgelassen. Letzteres war in der Zerstäuberwirkung immer das vollkommenste, nicht aber in der Dauerhaftigkeit, namentlich bei Anwendung von Rohölen, welche die Drahtgewebe auch chemisch angriffen.

27. April 1897. Vortrag über die bisherigen Ergebnisse der Versuche in der Kantine der Maschinenfabrik Augsburg vor einem geladenen ausgedehnten Zuhörerkreis aus der Augsburger Industrie. Dem Vortrag folgte die Vorführung des Versuchsmotors. Dies war meine erste öffentliche Kundgebung nach der theoretischen Broschüre von 1893. Die erste öffentliche Ausstellung von Dieselmotoren fand erst ein Jahr später auf der 2. Kraft- und Arbeitsmaschinen-Ausstellung München 1898 statt.

28. April 1897. Wiederholung dieses Vortrages im Bayerischen Bezirksverein des V. d. I. in München.

Der Inhalt dieser beiden Vorträge war im wesentlichen der gleiche wie der meines Vortrages auf der Hauptversammlung des Vereins Deutscher Ingenieure zu Kassel am 16. Juni 1897¹⁾.

Diese Vorträge lenkten die Aufmerksamkeit der technischen Welt auf die Augsburger Arbeiten, und es begannen Besuche aus dem In- und Auslande von Sachverständigen-Kommissionen, welche für die verschiedensten Lizenzinteressenten den Motor prüften. Es muß darauf verzichtet werden, die Namen der zahlreichen Besucher zu nennen oder deren Versuche im einzelnen anzuführen. Es wird genügen, einige der wichtigsten offiziellen Versuche, die im Laufe des Frühjahrs und Sommers 1897 noch gemacht wurden, zusammenzustellen, und zwar der Übersichtlichkeit halber in Form der nachstehenden Tabelle.

1) Siehe Zeitschrift des V. d. I. 1897, S. 785.

Datum des Ver- suchs	Bezeichnung des Versuchs	Thermischer Wirkungsgrad %		Mechanischer Wirkungsgrad %		Wirtschaftlicher Wirkungsgrad %	
		Volle Leistung	Halbe Leistung	Volle Leistung	Halbe Leistung	Volle Leistung	Halbe Leistung
1897							
17. II.	Prof. Schröters offizieller Versuch	34,7	38,9	75,5	59,6	26,2	22,5
30. IV. u. 1. V.	Französische Kommission	34,5	37,5	74,0	58,0	25,6	21,5
2. VII.	Privatversuch mit hoher Kühlwassertemperatur	36,1	—	80,5	—	29,1	—
5. VII.	Offizieller Versuch der Oberingenieure der Ma- schinenfabrik Augsburg, Herren Krumper und Vogt	Dieser Versuch beschränkte sich auf die Feststellung des Petroleumverbrauchs bei voller Last					
27. u. 30. IX.	Amerikanische Kommission	36,6	—	80,0	—	29,3	—
21. X.	Kommission im Auftrage der englischen Firma Vickers, Sons & Maxims, Ltd., gleichzeitig mit der dänischen Kommission im Auftrage der Firma Bur- meister & Wains, Kopen- hagen	38,7	41,0	77,6	63,0	30,2	25,8

Petroleumverbrauch pro Stunde in Gramm pro				Bemerkungen	
PSi		PSe			
Volle Leistung	Halbe Leistung	Volle Leistung	Halbe Leistung		
180	161	238	278	Diese Versuchsresultate wurden von Herrn Prof. Schröter auf der Hauptversammlung des V. D. I. am 16. VI. 1897 bekanntgemacht.	
180	165	242	288	Die französische Kommission bestand aus den Herren Edouard Sauvage, Professor an der Ecole des Mines, Paul Carié, Oberingenieur der Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée und den Ingenieuren Herren Dyckhoff und Merceron.	
174	—	216	—	Dies war das bisher beste Resultat. Da es angezweifelt wurde, so wurde in den nächsten Tagen dieser Versuch unter Leitung der beiden Oberingenieure der Maschinenfabrik Augsburg, Herren Krumper und Vogt, wiederholt.	
		219	—	Somit war dieses günstige Resultat auch durch diesen offiziellen Versuch der Maschinenfabrik Augsburg bestätigt.	
174	—	218	—	Die amerikanische Kommission bestand aus: Colonel E. D. Meier und Oberingenieur Marx von der Maschinenbaugesellschaft Nürnberg. Dieser Versuch bestätigt die günstigen Resultate der beiden letzten Versuchsreihen.	
164,5	155,5	211	247	Diese Kommissionen bestanden aus den Herren Prof. Wilhelm Hartmann, Berlin und Winslow, Kopenhagen. Diese Versuche wurden am 29. X. noch einmal mit genau gleichem Ergebnis bestätigt, nachdem der Brenner 14 Tage lang ohne Reinigung im Betriebe war.	

Aus dieser Tabelle ist ersichtlich, daß der mechanische Wirkungsgrad des Motors sich seit den Schröterschen Versuchen durch den laufenden Betrieb allmählich von 75 auf 80 % verbesserte, und daß das beste erreichte Resultat bei voller Leistung einen thermischen Wirkungsgrad von 38,7, einen wirtschaftlichen Wirkungsgrad von 30,2 % und einen Brennstoffverbrauch von 211 g pro PSe-Stunde war.

Motoren gleicher Größe geben — von vereinzelten Ausnahmefällen abgesehen — auch heute noch kein besseres Resultat. Es ist damit bewiesen, daß die thermi-

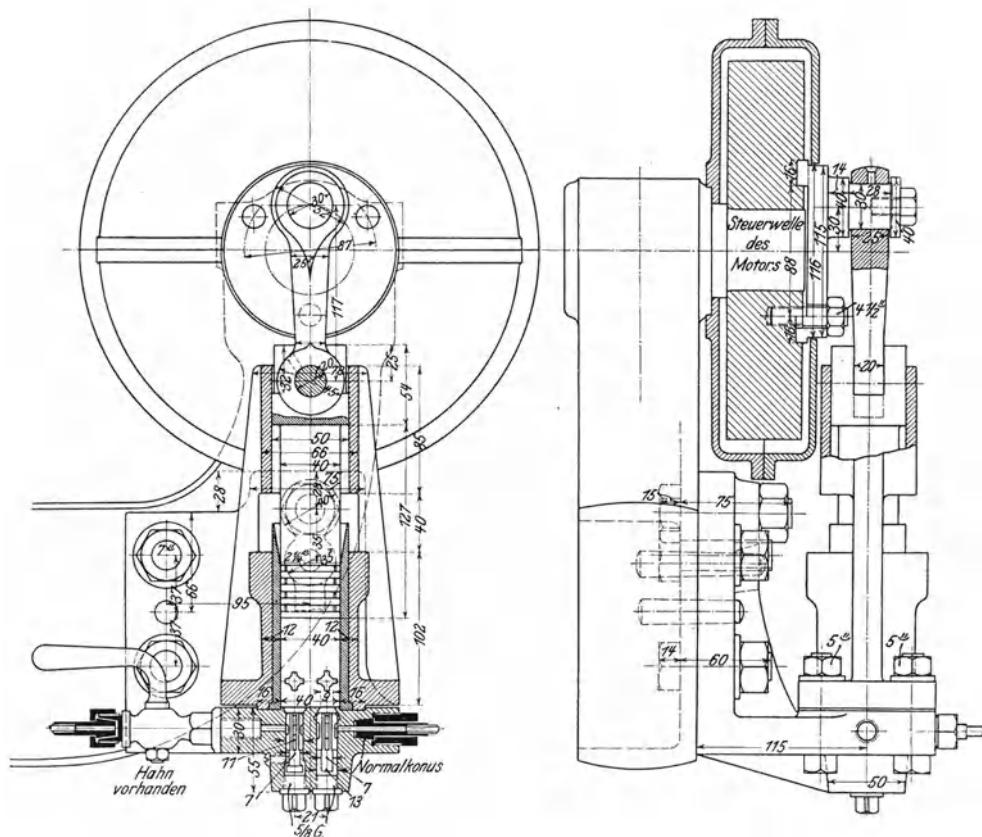


Fig. 41.

schen Ergebnisse des Arbeitsverfahrens schon in diesem ersten betriebssicheren Motor ungefähr das Maximum erreichten. In späteren Jahren ist allerdings der Brennstoffkonsum bis auf 180 g heruntergegangen, aber bei sehr viel größeren Zylinderdimensionen. Ein maßgebender Vergleich der Maschinenökonomie kann aber selbstverständlich nur für ungefähr gleich große Maschinen stattfinden.

In der obigen tabellarischen Zusammenstellung ist dem historischen Gang etwas vorgegriffen, es sind deshalb noch die weiteren Laboratoriumsarbeiten zu erwähnen, welche zwischen die offiziellen Versuche soweit als möglich eingeschoben wurden.

Ende Mai 1897 wurde die bisherige Einblasepumpe von 90 mm Durchmesser und 200 mm Hub ersetzt durch eine ganz kleine Luftpumpe von 40 mm Durchmesser und 60 mm Hub nach Fig. 41.

Diese Pumpe entnahm die Luft nicht mehr, wie die frühere, aus der Atmosphäre, sondern aus dem Kompressionsraum des Verbrennungszylinders in einem bereits stark verdichteten Zustand. Zweck dieses Versuches war, einerseits die längst als viel besser erkannte Verbundkompression der früheren Versuchsmaschinen wieder einzuführen, andererseits trotzdem die Dimensionen der Einblasepumpe auf das möglichste Minimum zu vermindern und dadurch diesen Teil der Maschine möglichst klein und einfach zu gestalten. Gleichzeitig wurde der Luftpumpenkolben, der früher noch mit Stopfbüchspackung ausgeführt war (s. Fig. 26), jetzt ähnlich wie der Hauptkolben ohne Stopfbüchse ausgebildet, eine heute noch typische Form bei allen Einblasepumpen. Diese neue Pumpenart wurde als Hochdruckpumpe bezeichnet. Die im November 1897 damit gemachten Leistungsversuche ergaben genau gleiche Diagramme und Resultate wie die von Ende Oktober. Journaleintragung: „Die Hochdruckpumpe ist der großen Luftpumpe in bezug auf Leistung ebenbürtig.“

Es erfolgt aber rasches Verschmutzen der Ventile der Luftpumpe und der Luftleitungen zur Düse und auch der Düse selbst. Die Maschinenfabrik Augsburg ließ die Hochdruckluftpumpe später unter Nr. 127159 patentieren und hat auch eine große Anzahl Dieselmotoren mit solchen Pumpen geliefert; nach und nach zeigte sich aber mit Vergrößerung der Maschinendimensionen, daß die oben erwähnte Verschmutzung Nachteile mit sich brachte und daß die Luftentnahme die Leistung der Hauptzylinder zu stark verminderte, sodaß dieses System aufgegeben wurde.

Zwischenhinein wurde häufig die Maschine auseinandergenommen, und innerlich untersucht; jede Kommission verlangte ein solches Auseinandernehmen des Motors, um sich persönlich von dem Zustande der Maschine zu überzeugen. Es hat aber keinen Zweck, über den jedesmaligen Befund zu berichten; es wird genügen, wenn aus dem Journal eine einzige derartige Untersuchung wiedergegeben wird:

12. Juli 1897. Untersuchung der Maschine nach fünfmonatlichem Betrieb.
Befund: „Kolben absolut rein und in Ordnung; Zylinder denkbar bester Zustand, charakteristischer Glanz, nirgends eine Spur fester Ölkarke; Brenner in ganz vorzüglichem Zustand, nicht ein einziges Loch verstopft; Saug- und Auspuffventile: Dichtungsflächen metallisch rein und unverletzt.“

Ein solcher Bericht über den inneren Zustand der Maschine hat heute selbstverständlich kein Interesse mehr, es ist aber wichtig, festzustellen, daß

dieser Zustand und diese Betriebssicherheit des Motors schon damals an dieser ersten öffentlich vorgeführten Maschine erreicht war, weil diese Tatsache heute manchmal vergessen wird.

20. August 1897. Da ich die Besorgnis hatte, daß bei einzelnen Motoren manchmal die Anlaßluft aus Versehen verloren gehen könnte, versuchte ich, den Motor mit komprimierter Kohlensäure anzulassen, wie sie in Flaschen überall käuflich war. Dieser Versuch gelang und ist bekanntlich von da ab als Hilfsanlassung in die Praxis eingeführt worden.

2. November 1897. Besuch der Herren Gebrüder Howaldt aus Kiel; erste Untersuchung der Manövriereigenschaften des Dieselmotors für Schiffszwecke. Die damals erreichte Minimaltourenzahl, bei welcher der Betrieb des Motors noch regelmäßig vor sich ging, war 40 pro Minute bei 10 kg Bremslast, also bei einer ganz minimalen Leistung. Eine geringere Tourenzahl wird auch heute bei den Schiffs-Dieselmotoren nicht erreicht und auch nicht verlangt. Die Herren Gebrüder Howaldt verfaßten damals einen Bericht über die Anwendbarkeit des Dieselmotors als Schiffsmotor. Ein merkwürdiges Zusammentreffen ist, daß dieselbe Firma, die sich zuerst für die Eigenschaften des Dieselmotors als Schiffsmaschine interessierte, auch das erste deutsche Dieselmotorschiff, den „Monte Penedo“, im August 1912 herausgebracht hat¹⁾.

November 1897. Montage des ersten von der Maschinenfabrik Augsburg gelieferten 76 - PS - Dieselmotors bei der Aktiengesellschaft „Union“ in Kempten und zwar durch Monteur Schmucker, meinen jahrelangen Laboratoriumsmonteur. Einige junge amerikanische Ingenieure wohnten der Montage dieser Maschine zu ihrer Instruktion bei.

Diese Maschine ist in Fig. 42 abgebildet. Auf meine Erkundigung erhielt ich im Oktober 1912 die Mitteilung, „daß dieser Motor heute noch tadellos funktioniert und sich in bestem Zustande befindet und voraussichtlich noch viele Jahre Dienst tun wird; die Reparaturen haben sich bisher auf die durch natürliche Abnutzung entstandenen beschränkt; die Maschine sei äußerst anspruchslos in bezug auf Bedienung und Wartung“.

Der bisherige Streubrenner hatte sich, wie mehrfach erwähnt, für Lampenpetroleum im Dauerbetrieb ausgezeichnet bewährt, bei den Versuchen mit schwereren Ölen aber (über welche später berichtet wird) verstopfte sich dieser Brenner mehr oder weniger rasch, und es entstand das Bedürfnis, den Brennstoff durch weniger feine Löcher einzublasen.

¹⁾ Die Maschine dieses Schiffes ist von Gebrüder Sulzer.

Im Laufe der Versuchsjahre waren, wie schon mehrfach erwähnt, immer und immer wieder Versuche mit kalibrierten Düsenplatten gemacht worden, bei

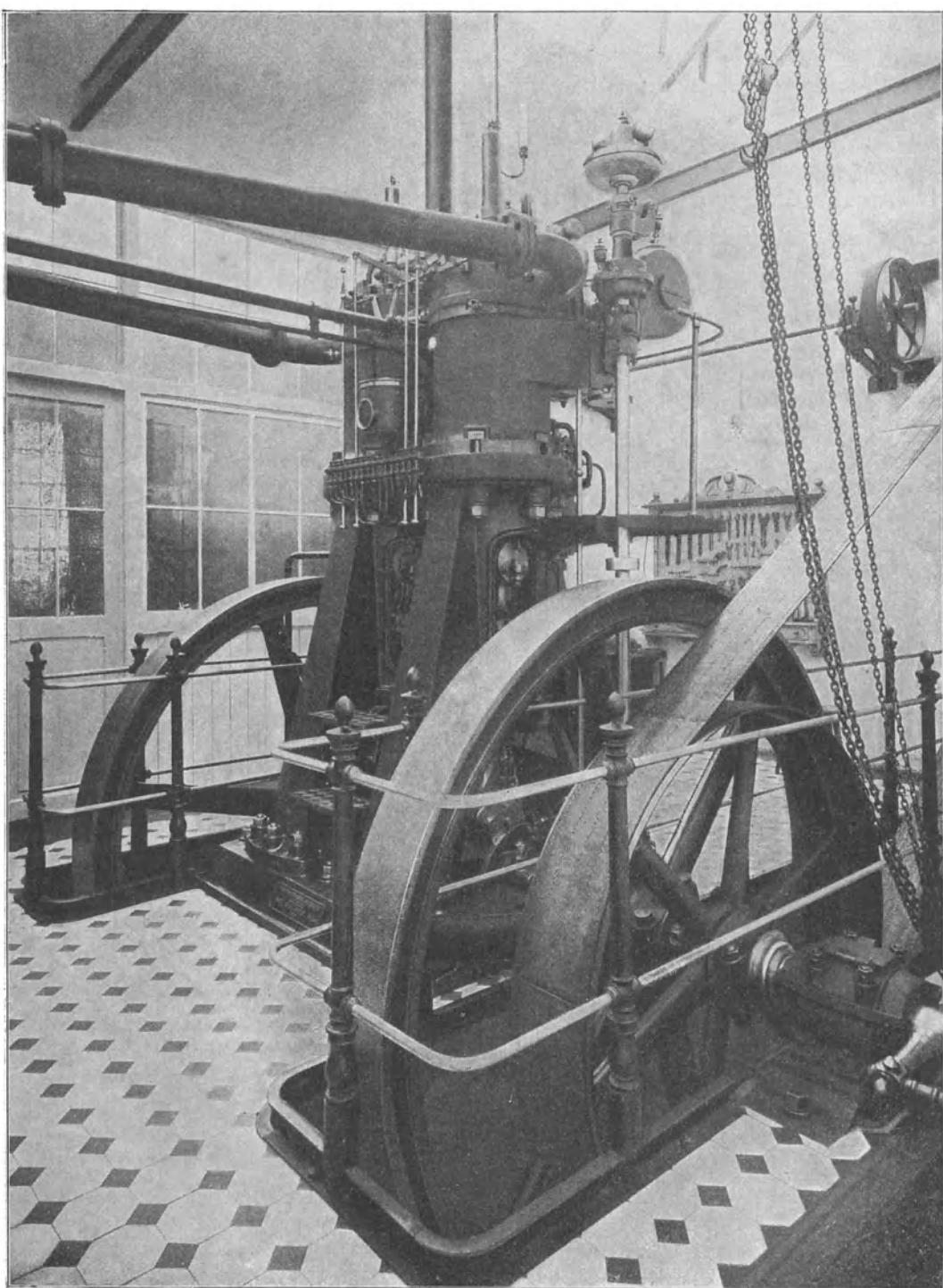


Fig. 42.

welchen der Brennstoff durch ein einziges größeres zentrales Düsenloch eingeblasen wurde. Diese Versuche werden nun im Hinblick auf die Anwendung schwerer Öle von neuem systematisch aufgenommen, und zwar mit dem Brenner nach Fig. 43.

Eine 2-mm-Düsenplatte ergibt nur halbe Leistung, 2,5-mm-Düsenplatte gibt beinahe volle Leistung. Die Ergebnisse sind wenig verschieden von denjenigen des Streubrenners, das Düsenloch bleibt rein, aber der vorgelagerte Prallkonus besetzt sich mit Kohle. Bei 4 mm Düsenloch bleibt auch der Prallkonus spiegelblank und ohne jeden Kohleansatz. Bei 5 mm Düsenloch Ergebnisse wesentlich ungünstiger als mit dem Streubrenner. Eine Düsenplatte von 4,5 mm mit verlängerter Mündung nach Fig. 44 ergibt ebenfalls ungünstigere Resultate.

Der Motor war damals durch die zahllosen Vorführungen, Demontierungen, Abänderungen und Versuche in einen sehr schlechten Zustand gekommen, so daß die Versuche mit einer solch abgenutzten Maschine zuletzt sehr unangenehm wurden.

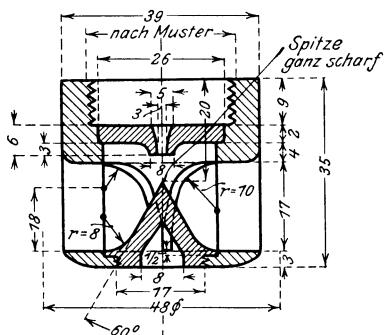


Fig. 43.

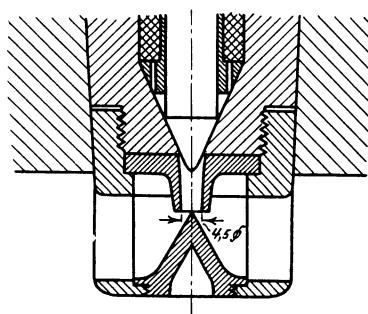


Fig. 44.

Dieser Motor ist es, welcher später im Deutschen Museum in München aufgestellt wurde, und zwar genau in dem Zustand, in welchem Professor Schröter seine offiziellen Versuche damit machte (vergl. Fig. 38). Die Vorgänger dieses Motors und die zahllosen Versuchsobjekte, welche sich im Laufe der Jahre zu einer großen Sammlung angehäuft hatten, sind nicht aufbewahrt worden.

Mitte April 1897 fällt der Abgang des Oberingenieurs Herrn Vogel von der Maschinenfabrik Augsburg. Vogel konnte die Früchte seiner Mitarbeit bei den Versuchen und den ersten Werkzeichnungen und seiner dadurch gewonnenen Erfahrungen nicht mehr genießen. Journal: „Längere Zeit ist das Konstruktionsbureau auf Herrn Diesel angewiesen.“ Um diese Zeit war gerade der Motor in allen seinen prinzipiellen Punkten fertig.

Vogels Abgang war für mich ein schwerer Schlag, da der Dampfmaschinen-

des Konstruktionsbüros für Dieselmotoren übertragen wurde, sich bisher immer, auch nach den offiziell festgestellten Erfolgen ablehnend verhalten hatte. Er war bisher ein- bis zweimal im Jahre auf wenige Minuten in das Laboratorium gekommen und hatte es stets wieder mit sarkastischen Bemerkungen verlassen. Als ihm daher die Leitung des Konstruktionsbüros übertragen wurde, war der Enthusiasmus auf beiden Seiten nicht groß. Deshalb wurde Herrn Krumper als Oberingenieur für Dieselmotoren Herr Vogt beigegeben, welcher die effektive Leitung des Konstruktionsbüros übernahm, während Herr Krumper eine mehr generelle Oberaufsicht führte.

Es fanden nun zahlreiche Konferenzen zwischen Herrn Vogt und mir statt, um letzteren in alles bisher Geschehene einzzuweihen, was nicht mehr sehr schwierig war, da der fertige Motor im Laboratorium stand.

Im Mai und Juni 1897 wird auf Veranlassung des Herrn Vogt eine Anzahl von Versuchen mit vier verschiedenen Regulatorformen gemacht, die sich namentlich auf den Gleichförmigkeitsgrad und die definitive Wahl des Regulators beziehen.

Von dieser Zeit ab, Mai-Juni 1897, übernahm die Maschinenfabrik Augsburg allmählich die Leitung des Konstruktionsbüros, welches nun vom Laboratorium in die Zeichnungssäle der Fabrik verlegt wurde.

Ungefähr um die gleiche Zeit war zum Zwecke der praktischen Verwertung der neuen Maschine zwischen den Firmen Fried. Krupp und Maschinenfabrik Augsburg einerseits und mir andererseits ein neuer Vertrag zustande gekommen, dessen Wortlaut wie folgt begann:

§ 1.

„Nachdem durch die bisherigen von der Maschinenfabrik Augsburg in Verbindung mit Herrn Rudolf Diesel und der Firma Fried. Krupp ausgeführten Versuche ein verkaufsfähiger Motor des Diesel'schen Systems konstruiert und erprobt worden ist, soll nunmehr tunlichst rasch mit der fabrikationsmäßigen Herstellung des Dieselmotors begonnen werden.“

Damit hatten die beiden Firmen die Betriebssicherheit und Verkaufsfähigkeit der Maschine anerkannt und erklärten die Versuchsperiode als abgeschlossen. Der Gesamtaufwand beider Firmen für die Versuche hatte M 449 207 betragen.

Ich selbst aber hatte den Wunsch, noch einige mir wichtig erscheinende Fragen zu studieren und insbesondere die verschiedensten Arten von Brennstoffen zu erproben. Da ich aber durch die Aufnahme der Fabrikation bei meinen verschiedenen Lizenzfirmen sehr beansprucht war, so stellte ich mehrere Ingenieure

zur Fortsetzung der Versuche und Führung der Journale an, wobei ich aber nach wie vor die Oberleitung des Laboratoriums behielt, während die Maschinenfabrik Augsburg einen Ingenieur beigab, welcher ihr über die Versuchsergebnisse laufend berichten mußte.

Die nach dieser Zeit noch durchgeführten Laboratoriumsarbeiten können als siebente Versuchsperiode bezeichnet werden, die sich wiederum in zwei Teile: „Versuche über den Motor selbst“ und „Versuche über verschiedene Brennstoffe“ einteilen lassen.

Endlich ist noch eine achte Versuchsreihe zu erwähnen, nämlich die mit dem Compoundmotor.

Diese beiden Versuchsreihen sollen unter dem Titel „Weitere Laboratoriumsarbeiten“ später einmal veröffentlicht werden.

Am 16. Juni 1897 hielt ich auf der Hauptversammlung des Vereins Deutscher Ingenieure zu Kassel einen Vortrag, in welchem ich das Wesen des neuen Arbeitsverfahrens, so wie es als Kom promiß zwischen Theorie und Praxis endgültig entstanden war, und die typische Konstruktion des neuen Motors erläuterte¹⁾), während Herr Professor Schröter über seine Versuchsergebnisse berichtete.

S ch l u ß w o r t .

Das Laboratorium hatte demnach in ungefähr fünfjähriger Tätigkeit seine Aufgabe gelöst, den Erfindungsgedanken zu verkörpern und die grundlegenden Gesetze und typischen Konstruktionsformen des Dieselmotorbaues so festzulegen, daß die Fabriken den Bau von verkaufsfähigen Maschinen aufnehmen konnten.

Daß dieser Zustand erreicht war, geht nicht nur aus dem vorhin erwähnten Verwertungs-Vertrag mit den Firmen Krupp-Augsburg hervor, sondern auch aus den Berichten der zahlreichen Prüfungskommissionen aus jener Zeit, die darin übereinstimmen, daß die Maschine vollständig durchgebildet und marktfähig war. Tatsächlich wurden die meisten in- und ausländischen Lizenzen damals in kurzen Pausen auf Grund dieser einzigen Maschine abgeschlossen, ehe irgendeine andere Maschine ausgeführt oder geliefert worden war.

Die ersten Maschinen, welche damals gebaut wurden, z. B. die vorhin in Fig. 40 vorgeführte englische, die in Fig. 42 gezeigte Kemptener, laufen heute noch; der Brennstoffkonsum der heutigen Maschinen bei gleichen Zylinder-

¹⁾ Die damals mitgeteilten Figuren entsprachen aus naheliegenden Gründen nicht ganz den wirklichen Konstruktionszeichnungen, die in dieser Schrift wiedergegeben sind; sie waren aber durchaus genügend, alle grundsätzlichen Punkte klarzustellen, soweit es damals wünschenswert war.

dimensionen ist ungefähr derselbe wie bei der ersten Maschine geblieben. Die typischen Konstruktionsformen sind ebenfalls heute noch dieselben wie damals, wie im Laufe dieses historischen Überblicks bei der Entwicklung der einzelnen Organe erwähnt wurde. Daß auch die grundlegenden Gesetze des Dieselmotorenbaues heute noch Geltung haben, geht aus folgender Zusammenstellung hervor:

Die grundlegenden Gesetze des Dieselmotorbaues.

1. Verdichtung der Luft direkt von atmosphärischem Druck und atmosphärischer Temperatur auf 30—35 Atm., ohne Vorkompression, ohne Vorwärmung und ohne Wassereinspritzung.
2. Lage des Kompressionsraumes zwischen Kolben und Deckel, einheitliche Gestaltung desselben unter Vermeidung aller abgetrennten Nebenräume, aller verlorenen Lufträume, aber auch aller in den Raum hineinragenden Maschinenteile.
3. Feinste Zerstäubung oder Zerteilung des einzuführenden Brennstoffes durch mechanische Zerteilungsvorrichtungen innerhalb oder außerhalb der Düse.
4. Zur Vermeidung der Selbstisolierung der Flamme, Heranziehung aller vorhandenen Luft zum Verbrennungsprozeß und innigste Mischung und Verteilung dieser gesamten Luft mit dem gesamten Brennstoff durch geeignete Düsenmundstücke und heftige Wirbelungen.
5. Einblasung des Brennstoffes mit hochgespannter, aber gekühlter und gereinigerter Luft, hauptsächlich zu dem Zweck der Vergasung, die dadurch entsteht, daß zahlreiche Brennstoffpartikel in der ganzen Masse der Verbrennungsluft in Brand geraten, und die zur Vergasung nötige Wärme entwickeln, zu welcher die Kompressionswärme allein nicht ausreicht.
6. Anbringung des Brennstoffventils direkt an die Einmündungsstelle des Brennstoffs in den Kompressionsraum des Zylinders oder in deren nächster Nähe.
7. Die Verbrennungskurve kann beliebig fallend, steigend oder unter konstantem Druck geleitet werden; die günstigste Form ist eine vom Kompressionsendpunkt nach oben mäßig konvexe Linie unter größtmöglicher Breitenentwicklung des oberen Diagrammteils.
8. Regelung der Brennstoffmenge an der Brennstoffpumpe mittels Rücklaufs des zu viel angesaugten Brennstoffquants durch ein vom Regulator beeinflußtes Rücklauforgan.
9. Bei schwer entzündlichen Brennstoffen oder sonstigen Zündhindernissen, Anwendung von zweierlei Brennstoff nach verschiedenen Methoden, ins-

besondere in Form der Vorlagerung eines Tropfens Zündbrennstoff an der Mündung des Brennstoffventils.

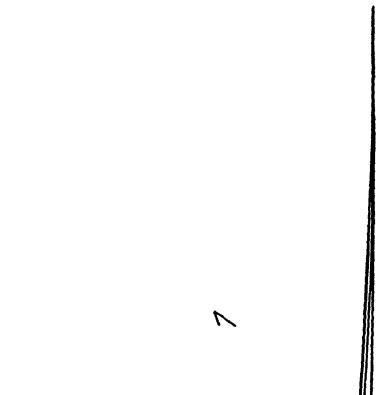
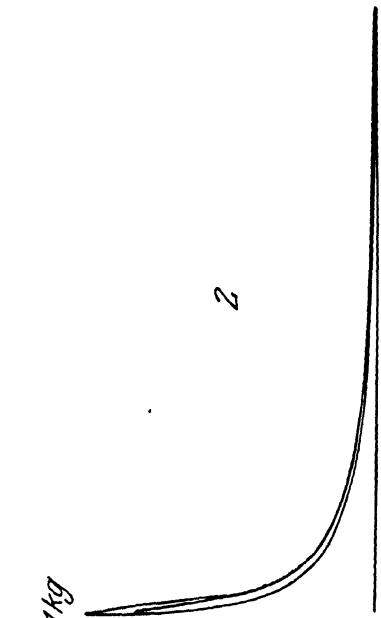
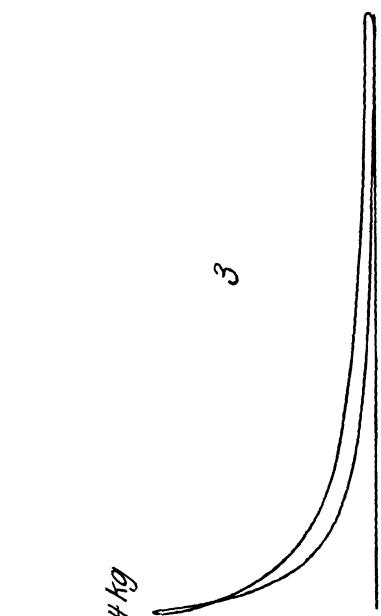
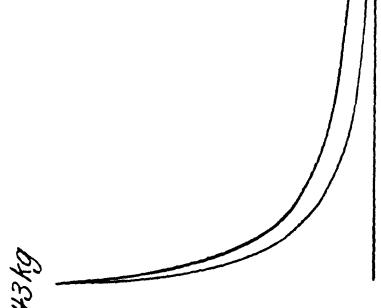
10. Die Dichtung des Kolbens erfolgt nicht durch die starke Spannung der Ringe, sondern durch das zwischen den Ringen gehaltene Öl. Letzteres wird nur durch eine mathematisch genaue Form des Zylinders und der Kolbenringe erreicht; Einpressen des Schmieröls hubweise in kleinen Mengen unter Druck zwischen die Kolbenringe.
11. Anlassen des Motors durch Druckluft, welche von der Einblasepumpe aus in Flaschen aufgespeichert wird.
12. Anlage der Leitungen und Pumpen für flüssigen Brennstoff derart, daß nirgends ein Vakuum, aber auch nirgends ein Luftsack entstehen kann.

Die Aufgabe des Laboratoriums war, wie erwähnt, damit erfüllt, aber auch die des Erfinders. Nun hatte die Arbeit des Fabrikanten einzusetzen, d. h. die Ausbildung der Fabrikationsmethoden, die Herabsetzung der Herstellungspreise, die Vereinheitlichung der konstruktiven Formen mit Rücksicht auf die Serienfabrikation, die allmähliche Vergrößerung der Dimensionen und die Ausbildung der verschiedensten Motortypen in fortwährender Fühlung mit den Bedürfnissen der Praxis.

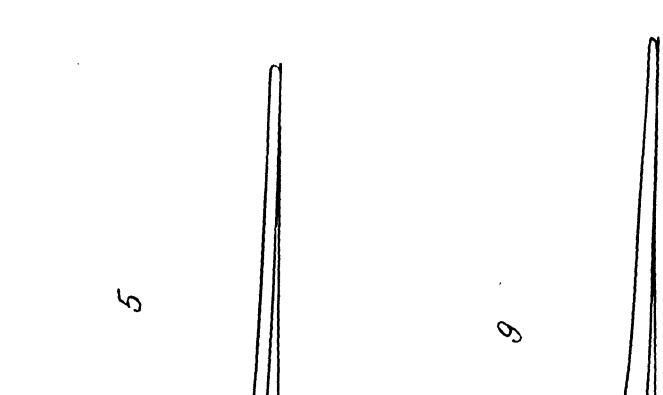
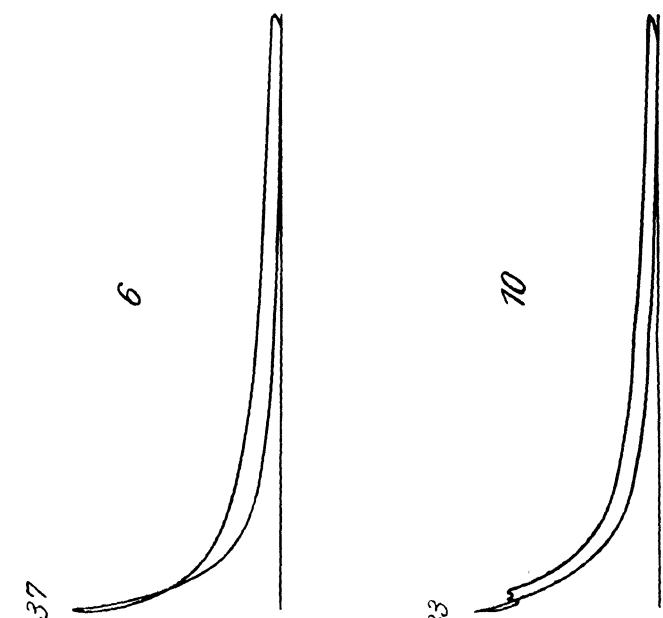
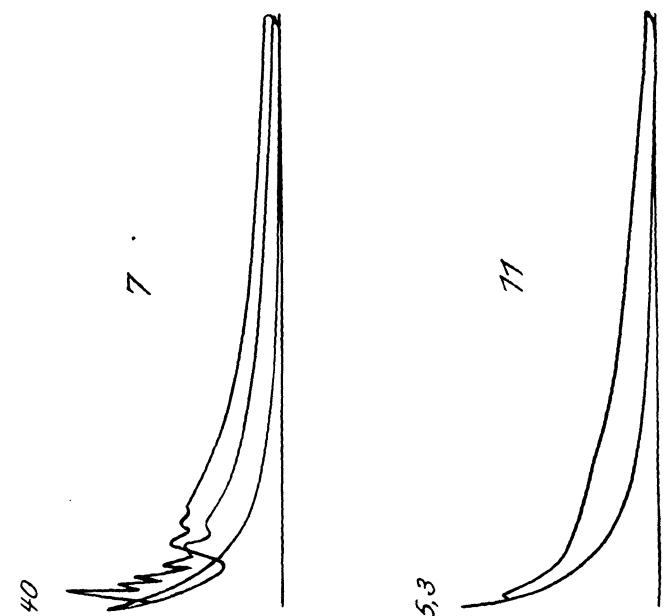
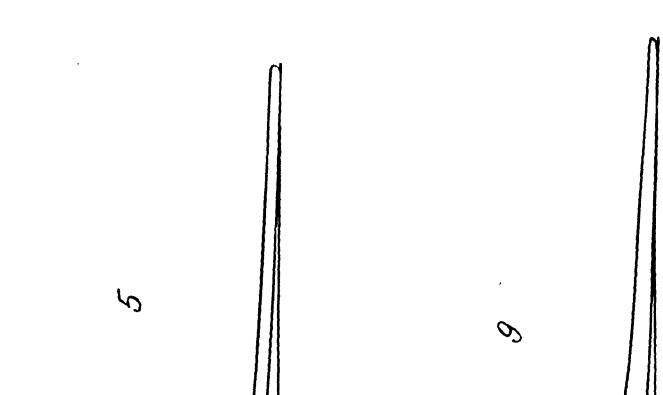
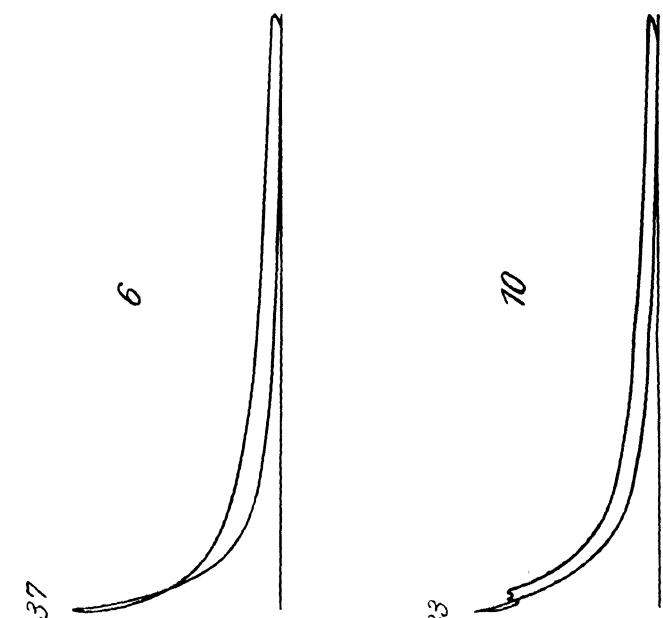
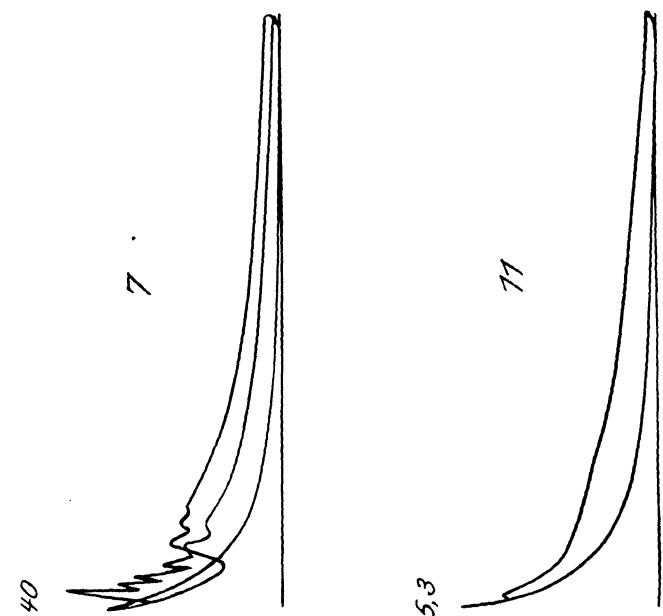
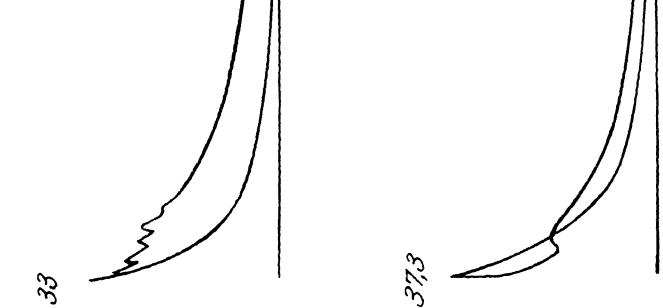
Selbstverständlich war die Fabrik, in deren Hallen die Maschine entstanden war, deren Personal vom Konstrukteur bis zum Meister und Arbeiter jahrelang alle Zwischenfälle und Schwierigkeiten mit erlebt und mit überwunden hatte, für diese Aufgabe die geeignetste. Deshalb blieb die Maschinenfabrik Augsburg — die sich später mit Nürnberg vereinigte — die klassische Erbauerin des Dieselmotors und die Führerin in der Entwicklung. Dort war die hohe Schule, wo sich alle später Gekommenen Rat und Hilfe holten. Dasselbe war der Fall mit der Firma Fried. Krupp, als später die Marinemaschine zu Bedeutung gelangte, insbesondere für alle Größen und Formen von Schiffs-Dieselmotoren.

Diese ganze Entwicklung ist, obgleich sich später zahlreiche Auslandsfirmen auch daran beteiligten, ganz und gar deutschen Ursprungs. Ich habe schon oft Gelegenheit genommen, den beiden Firmen: **M a s c h i n e n f a b r i k A u g s b u r g** und **F r i e d . K r u p p** öffentlich meinen Dank auszusprechen; ein historischer Überblick wäre unvollständig, wenn die außerordentlichen Verdienste dieser beiden Firmen darin nicht nochmals ausdrücklich hervorgehoben würden. Diese bestanden einerseits in der opferwilligen Hergabe der Mittel, in dem unbirrten Durchhalten durch fast unüberwindlich scheinende Schwierigkeiten während der Schöpfungszeit der Maschine und nach dieser Zeit in der ausgezeichneten Werkstattausführung und der vorzüglichen konstruktiven Durchbildung aller

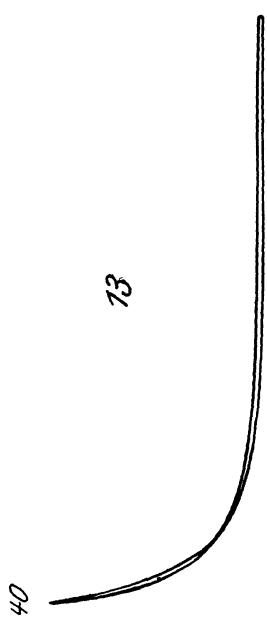
Versuchsreihe 1. (1893)



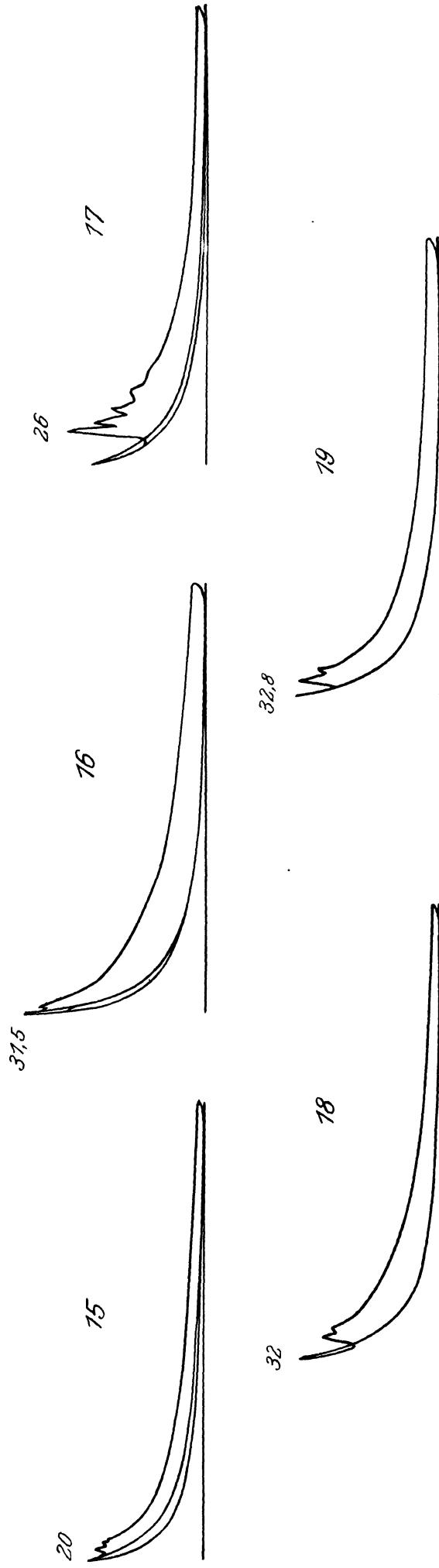
Versuchsreihe 2. (1894)

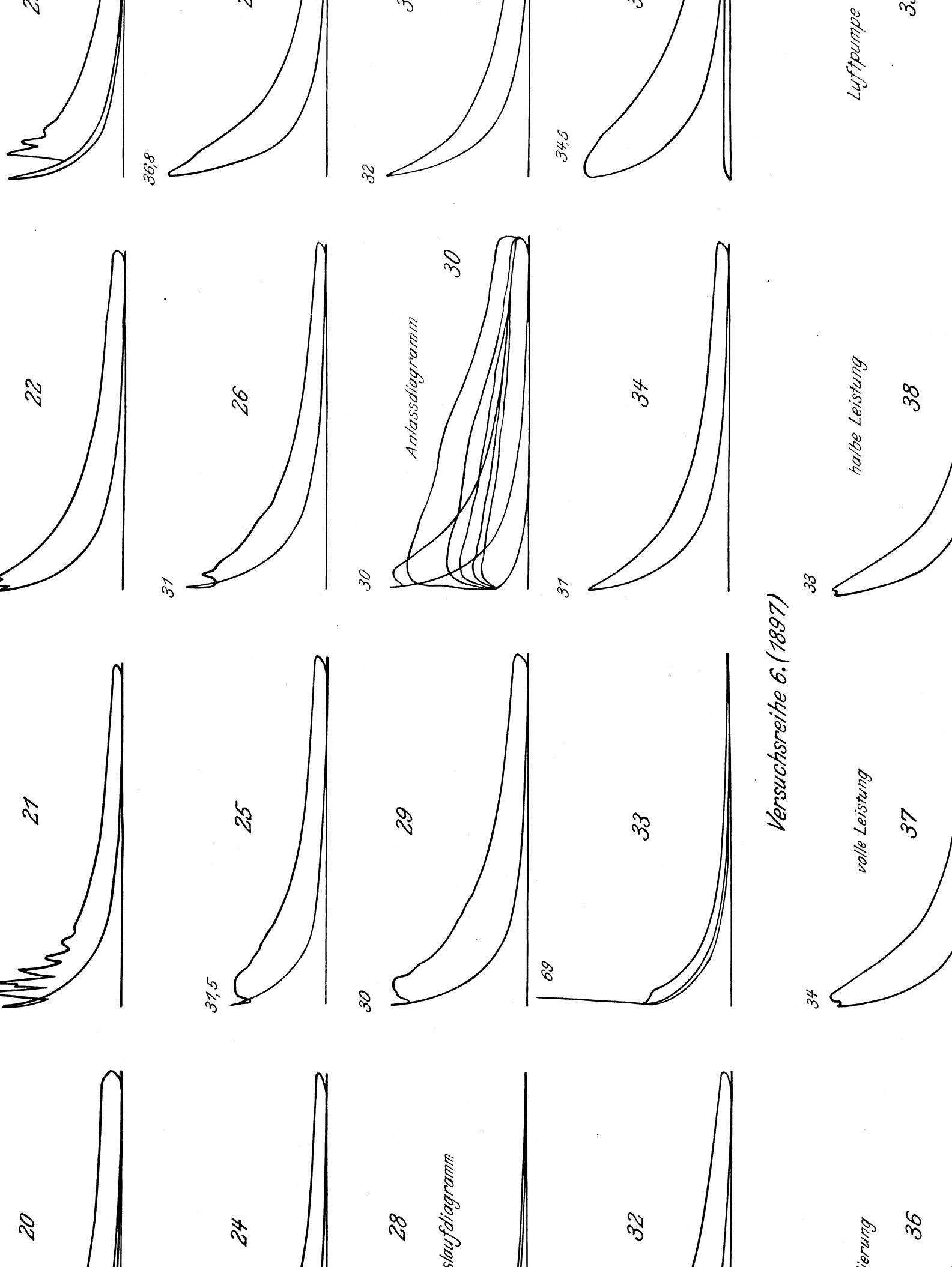


Versuchsreihe 3. (1894)



Versuchsreihe 4. (1894)





Motorgrößen und Motorformen für die verschiedensten Anwendungsgebiete, wodurch diese beiden Firmen allen anderen als Schule und Vorbild dienten.

Hinter den Firmen stehen aber die Männer. Als ich den beiden Firmen meine Vorschläge machte, hatte ich nur eine Theorie, praktisch war noch nichts geschehen; ich hatte nichts zu bieten als den unerschütterlichen Glauben an die Richtigkeit und Ausführbarkeit der Grundideen, und es war das Verdienst der Herren Heinrich Buz und Lucian Vogel in Augsburg und der Herren Fried. Alfr. Krupp, Asthöwer, Albert Schmitz, Klüpfel und Gillhausen in Essen, daß sie die Richtigkeit der Idee erkannten, dafür eintraten, unerschütterlich an ihr festhielten und keine Opfer scheuteten, die Maschine durch alle Schwierigkeiten hindurch in die Praxis einzuführen.

Ich habe absichtlich mein Thema auf die „Entstehung“ des Dieselmotors beschränkt. Die Fortsetzung, also die „Entwicklung“ des Motors zu schildern, wäre ein Stück Geschichte des modernen Maschinenbaues, auf das einzutreten ich mir heute leider versagen muß. Ich kann heute nicht einmal damit anfangen, trotzdem ich Material dazu bereits gesammelt habe, hier Namen zu nennen, weil deren zu viele sind und eine bloße kurze Erwähnung einzelner dem enormen Geistesaufwand und konstruktiven Können, welche der Entwicklung der Maschine gewidmet wurde, nicht gerecht werden könnte. Ich behalte mir aber vor, darauf zurückzukommen.

Für heute muß ich mich damit begnügen, der Verdienste dieser zahlreichen Mitarbeiter zunächst in corpore in dankbarer Bescheidenheit zu gedenken.

Diskussion.

Herr Geheimer Regierungsrat Professor Dr. Riedler - Charlottenburg :

Eure Königliche Hoheit! Meine Herren! Wenn ich in der Diskussion das Wort ergreife, so muß ich zu meiner Legitimation sagen, daß ich in der Lage war, wichtige Stufen der Entwicklung des Dieselmotors in nächster Nähe selbst zu erleben, und daß dies mein Fachgebiet ist, ich daher schon von Berufs wegen verpflichtet bin, mich über alle Angelegenheiten genau zu unterrichten.

Ich habe mir zu dem Vortrage des Herrn Dr. Diesel mehrere Notizen gemacht. Ob es möglich ist, meine Stellung dazu in der soeben empfohlenen kurzen Zeit zum richtigen Ausdruck zu bringen, weiß ich nicht, ich will es versuchen.

Der Vortrag des Herrn Dr. Diesel entrollt das glänzende Bild einer Pionierarbeit allerersten Ranges, einer Ingenieurleistung, der ich nichts Ähnliches an die Seite zu stellen wüßte. Herr Dr. Diesel beansprucht indessen — und das ist das wesentliche seines Vortrages — alles, die Idee und die Gestaltung bis zur marktfähigen Maschine. Ich kenne keinen Fachmann, der nicht rückhaltlos die geniale Idee anerkennen würde,

die damals niemand — das kann man offen sagen — für ausführbar gehalten hat. Alle anerkennen die Beharrlichkeit, mit der er sein Ziel verfolgt hat, und nicht zum mindesten die Überzeugungsgabe, die gegenüber seinen vielen Mitarbeitern in den Fabriken notwendig war. Ob aber Herr Diesel auch Einspruch dagegen erheben mag, diese Bewunderung richtet sich zugleich auf sein kaufmännisches Genie. (Unruhe.)

Es ist ein seltener Fall, daß ein so großer Erfolg in einer so schwierigen Sache, die ausschließlich aus wissenschaftlichen Überlegungen hervorgegangen ist, so vollständig erreicht wurde. Wenn ich den Blick auf das Ausland richte und auf seinen Anteil an der Entwicklung dieser Maschine, so habe ich immer mit Stolz auf Herrn Diesel hingewiesen. Der Erfolg, den Herr Diesel errungen hat, besteht darin, daß eine gangbare Maschine verhältnismäßig rasch zustande kam, daß ein geringer Brennstoffverbrauch derselben bald nachgewiesen wurde, und daß jetzt die Maschine zu einer der vollkommensten, zukunftsreichsten entwickelt worden ist. Über seine finanziellen Erfolge (große Unruhe) freue ich mich besonders, denn das gewöhnliche Schicksal der Erfinder ist, daß sie Objekte der Ausbeutung werden, wenn die Sache gut geht, oder Objekte der Verwünschung, wenn es schief geht, ganz naturgemäß, denn der Erfinder bringt etwas Unfertiges, und dahinter stehen gewaltige Kosten, daher der soeben gekennzeichnete Widerspruch.

In dieser Beziehung ist der Erfolg des Herrn Diesel wohl einzig dastehend, und ich freue mich besonders, daß Herr Diesel dabei Subjekt war und manches auf diesem Gebiete mit durchschlagendem Erfolg einfach vorgeschrieben hat. Ich möchte einige Vergleiche anstellen und benutze dazu die drei weltbewegenden Faktoren des Maschinenbaues: die Dampfmaschine, die Lokomotive, die Elektrizität. Watt ist nicht der Erfinder der Dampfmaschine. Er hatte viele Vorgänger aus früherer Zeit. Er ist nur der erfolgreiche, geniale Ausgestalter. Sie alle erinnern sich an die Legende von dem Teekessel, der in unserer Jugend als Ausgangspunkt der Wattschen Idee genannt wurde. Die Notiz im Kollegienheft des Herrn Diesel gefällt mir viel besser. Es macht einen dramatischen Eindruck in dem Entwicklungsgange, daß Herr Diesel aus einer wissenschaftlich-kritischen Notiz heraus zu seiner Erfindung gekommen ist.

Wenn Sie ihn vergleichen mit Stephenson, der noch weniger der Erfinder der Lokomotive ist als James Watt der Erfinder der Dampfmaschine, wohl aber der Ausgestalter, so steht Herr Diesel mit seiner Arbeit noch günstiger da. Wählen Sie aus der Elektrizität den Drehstrom als Beispiel, so sind diejenigen, die das Wesen des Drehstroms erkannt haben, Ferraris und Tesla, zu gar keiner Gestaltung gekommen.

Das Wesentliche seines Vortrages liegt darin, daß Herr Diesel die Schaffung der marktfähigen Maschine beansprucht, d. h. mit anderen Worten, daß Herr Diesel annimmt, die Fabriken hätten nur die Abmessungen seiner Maschine zu vergrößern, für bestimmte Zwecke weiter auszubilden brauchen. Aber es war kein Vorbild gegeben, nach dem man so sicher fabrizieren konnte, wie die Bäcker ihre Semmeln backen, wenn sie es einmal gelernt haben.

Herr Diesel hat zum Schluß seinen Mitarbeitern gegenüber, insbesondere der Maschinenfabrik Augsburg, die er die klassische Erbauerin des Dieselmotors und die Führerin in der Entwicklung nennt, einen schwungvollen Dank ausgesprochen. Dieser Dank steht in einem merkbaren Widerspruch zu der Annahme, daß Herr Diesel in der Lage gewesen wäre, eine marktfähige Maschine zu schaffen, und steht vor allen Dingen im Widerspruch mit zahlreichen Äußerungen, die Herr Diesel gleichzeitig im entgegengesetzten Sinne abgegeben hat. Zum Beispiel hat Herr Diesel in der neuesten Zeitschrift „Ölmotor“ in einem leitenden Artikel ungefähr denselben Ideengang verfolgt wie heute und gesagt: „die Fabriken haben, abgesehen von unbedeutenden Ausführungsdetails, nur nach und nach die Abmessungen und die Zylinderzahl zu vergrößern brauchen“. Ich finde hier

einen unlösbarer Widerspruch, und seiner Behauptung gegenüber muß ich feststellen, daß auch die Tatsachen der Entstehung des m a r k t f ä h i g e n Dieselmotors mit seinen Annahmen in Widerspruch stehen. Der Fehler, den Herr D i e s e l begeht, ist der, daß er die g a n g b a r e Maschine mit der b r a u c h b a r e n Maschine verwechselt und letztere wieder mit der m a r k t f ä h i g e n , d. i. mit der wirtschaftlich brauchbaren Maschine. Das sind ganz verschiedene Dinge, und zwischen diesen liegt ein gewaltiger Unterschied, eine gewaltige Arbeit.

Außerdem möchte ich darauf hinweisen, daß die geschichtlich nachweisbare Entstehung aller Erfindungen folgende Abschnitte klar zeigt: die erste Stufe bis zur g a n g - b a r e n Maschine, die zweite, eine große Arbeit umfassend, bis zur b r a u c h b a r e n und schließlich die dritte bis zur m a r k t f ä h i g e n Maschine. Die erste Stufe ist immer nur die vorläufige Gestaltung der Idee. Hat die Idee ein Praktiker, nun, dann wagt er es einfach. Heutzutage ist aber auf der Oberfläche nichts mehr zu holen; die Grundlage muß immer eine vertiefte wissenschaftliche Einsicht sein. Die zweite Stufe ist die Verwirklichung der Maschine bis dahin, wo sie brauchbar wird und Vorteile gegenüber den bestehenden aufweist. Die dritte Stufe ist die wichtigste, und ich behaupte, und werde es nachweisen, daß vor dieser im vorliegenden Falle nichts anderes geschaffen war als ein Keim, der erst weiter ausgestaltet werden mußte, bis man zur marktfähigen Maschine gelangte. Ich verweise auf einige bekannte Beispiele. L e n o i r hat die erste gangbare Gasmaschine geschaffen, nie ist daraus eine betriebsbrauchbare Maschine geworden. O t t o , ein genialer Erfinder, hat die Viertaktmaschine geschaffen. In ihrer Entstehung sind aber seine Verdienste nicht zu trennen von denen der Deutzer Motorenfabrik. Ich verweise auf die Curtisturbine. Diese hat die A. E. G. übernommen, nicht nur als gangbare Maschine, sondern als betriebsbrauchbare Maschine, aber sie hat lange Zeit und Arbeit und meiner Schätzung nach vielleicht 5 Millionen Mark aufwenden müssen, um eine für unsere Verhältnisse marktfähige Maschine zu schaffen.

Ein besonders auffallendes Beispiel, unmittelbar in Parallele zu stellen mit dem Dieselmotor, ist die Nernstlampe. Aus wissenschaftlichen Überlegungen hervorgegangen, ein ganz klares Ziel verfolgend, ist später durch die A. E. G. eine brauchbare Lampe geschaffen worden, mit unendlicher Arbeit und etwa 1 Million Kostenaufwand.

Was ich hier durch Beispiele und Vergleiche andeutete, läßt sich auch beweisen aus der Entstehungsgeschichte des Dieselmotors. Die erste Stufe, die leitenden Ideen hat Herr D i e s e l nicht berührt. Ich komme darauf am Schluß zurück. In der weiteren Stufe, der Schaffung der g a n g b a r e n Maschine, sind drei Versuchsmotoren gebaut worden, und von dem letzten Versuchsmotor ist in dem Vortrag gesagt, dies wäre der m a r k t f ä h i g e Motor. Demgegenüber behaupte ich, daß dies unmöglich ist. Das ist nie gewesen und wird nie sein, sondern es war nur ein g a n g b a r e r Motor.

Schon in dieser Entwicklungsstufe auf einen marktfähigen Motor zu kommen, ist nur möglich in einem eng begrenzten Gebiet, wo man sich über Ursache und Wirkung volle Klarheit verschaffen kann. Ich war einige Male in der Lage, etwas ähnliches schaffen zu können, aber auf einem ganz bescheidenen Gebiet, das keinen Vergleich aushält mit dem schwierigen Gebiet der Verbrennungsmotoren. Das war z. B. der Fall bei den rasch laufenden Pumpen. Ich konnte mir vorher durch Versuche genau die Grundlage schaffen, und die Verhältnisse waren derart, daß die Pumpen gleich in großem Maßstabe ausgeführt werden konnten. Ich hatte die Werkzeichnungen ausgearbeitet und konnte sagen: das ist die betriebsbrauchbare Maschine. Ein äußerst selten vorkommender Fall. Trotzdem habe ich aber niemand gefunden, der die Verantwortung übernehmen wollte. Die Fabriken sagten: es ist eine neue Konstruktion, i c h solle die Verantwortung tragen. Dies Ansinnen lehnte ich ab, mit der Begründung, wenn ich die materielle Verantwortung trage, wolle ich auch den

Unternehmertum. So bin ich Unternehmer geworden. Ich mußte meine Pumpen selber bauen unter eigener Verantwortung. Das waren wichtige Ausführungen, es hat sich um Millionen gehandelt. Schließlich ist alles glatt verlaufen und ein großer Unternehmertum übrig geblieben.

Dieses Verhalten ist unanwendbar auf einem so schwierigen Gebiet wie die Verbrennungsmaschine, wo wir heute noch nicht über alle Grundlagen klar sind, wo wir heute noch nicht wissen, wie z. B. der Wärmefluß in der Maschine verläuft und welches ihr Zusammenhang mit der Einzelkonstruktion ist. Wenn Herr Diesel den Standpunkt, den ich eben durch ein Beispiel angedeutet habe, eingenommen hätte, wenn er 1897 seinen zahlreichen Lizenznehmern gesagt hätte: Wir haben das Vorbild, wir haben den marktfähigen Motor, ich übernehme die materielle Verantwortung, mit Freuden würden alle diese Fabriken darauf eingegangen sein, aber sehr viel weniger freudig würde Herr Diesel bemerkt haben, daß dabei ein Riesenvermögen spurlos verdunstet wäre. (Heiterkeit, vereinzelte Rufe: „sehr richtig“, abfällige Gegenkundgebungen seitens der Mehrheit.)

Auch in dieser Entstehungsgeschichte ist kennzeichnend, daß Herr Diesel, wie jeder Erfinder, zunächst nichts anderes bringen konnte als neue, klar erfaßte Grundschaubungen und Vorschläge für die weitere Ausgestaltung.

Auf diesem Entstehungswege des Dieselmotors hat Herr Diesel unzweifelhaft dadurch viel Glück erfahren, daß er mit der Maschinenfabrik Augsburg in Beziehung getreten ist. Ohne die Maschinenfabrik Augsburg und ohne Herrn Buz als ihren Leiter wäre kein Versuchsmotor zustande gekommen. Das ist meine Meinung. Immerhin hat der Versuchsmotor guten Erfolg gehabt, ein gangbarer Motor mit niedrigem Verbrauch war geschaffen, der eine weite Perspektive eröffnete.

Nun kommt die Hauptsache. Im Jahre 1897, also zu der Zeit, mit der Herr Diesel seinen historischen Bericht abschließt, hat niemand gewußt, und auch Herr Diesel nicht, daß jetzt erst die Arbeit anfing, daß jetzt erst der betriebsbrauchbare Motor zu schaffen war, ganz neu zu schaffen und geschaffen worden ist in der schwersten Zeit und durch schwere Arbeit, aber durch die Maschinenfabrik Augsburg oder, wie man jetzt sagen muß, die M. A. N. Diese Fabrik hatte früh erkannt, daß ein betriebsbrauchbarer Motor überhaupt noch nicht vorhanden war. Wenn er dennoch zustande gekommen ist, so ist es ein unzweifelhaftes individuelles Verdienst. Dabei bleibt maßgebend, daß zu gleicher Zeit auch eine Anzahl anderer Fabriken in Tätigkeit traten, um den Dieselmotor betriebsfähig herauszubringen, unmittelbar unter dem Einfluß des Herrn Diesel. Gleiche Intelligenz war tätig und reiche Mittel. Warum ist kein betriebsfähiger Motor von allen diesen anderen Fabriken herausgekommen? Zweifellos deshalb nicht, weil unendliche Schwierigkeiten zu überwinden waren, weil individuelle Verdienste notwendig waren, um dahin zu gelangen. Mit den Erfindern ist es immer so eine eigene Sache! Der Erfinder lebt in seiner Idee. Ich habe es auch wiederholt getan in ganz bescheidenem Wirkungskreis. So weit habe ich es aber auch sehr bald gebracht, daß ich die Arbeit anderer als meine eigene angesehen habe, weil ich an nichts anderes dachte als an die Idee. Das wird sich wiederholen, solange es Erfinder gibt, und die Erfinder werden immer Leute notwendig haben, die aus dem Gedanken erst das praktisch und wirtschaftlich Brauchbare gestalten.

Der Dieselmotor ist in die weitere Stufe seiner Entwicklung eingetreten, dadurch gekennzeichnet: daß nur ein gangbarer Motor vorhanden war, der aber nicht betriebsbrauchbar war. Selbst wenn er betriebsbrauchbar gewesen wäre, wäre er noch nicht marktfähig gewesen, weil die Motoren mit einem mechanischen Wirkungsgrad von nur etwa 63% arbeiteten und viel zu teuer waren.

Die entscheidende Periode, aus dem *g a n g b a r e n* Motor den *m a r k t - f ä h i g e n* zu machen, ist in dem Vortrage des Herrn Diesel nicht behandelt. In dieser entscheidenden Periode sehe ich keine Mitarbeit des Herrn Diesel, während sie bis dahin eine ganz entscheidende war. Ich sehe in dieser Periode Herrn Diesel beschäftigt mit Patentverwertung. Die kenne ich als eine ebenso angenehme wie nützliche Beschäftigung (Heiterkeit, wachsende Unruhe), die aber der Ausgestaltung nur indirekten Nutzen bringt. Dann sehe ich Herrn Diesel beschäftigt mit einer Reihe von Projekten, die nach meiner Meinung aussichtslos waren. Sein Kohlenstaubmotor ist nie zustande gekommen, sein Gasmotor ist wohl gelaufen, ist aber nie betriebsbrauchbar geworden, ebensowenig wie verschiedene Automobilversuche, Schiffsversuche usw. Erfolg gehabt haben. Wären diese Projekte ausgeführt worden, dann wäre der betriebsbrauchbare Dieselmotor vielleicht nicht so rasch entstanden.

Dem steht die Tätigkeit der Maschinenfabrik Augsburg in der entscheidenden Zeit der Entstehung des Dieselmotors gegenüber. Diese entscheidende Zeit waren die Jahre nach 1897, denn damals hat Augsburg dem Motor die heute noch maßgebenden Verbesserungen gegeben.

Diese ganze Entwicklung habe ich miterlebt. Einzelheiten kann ich übergehen. Ich spreche von den Wirkungen. Die Wirkungen waren die, daß die Kosten ungefähr um 30% sanken, wodurch der Motor erst konkurrenzfähig wurde, und daß der Wirkungsgrad allmählich auf 80% hinaufgetrieben wurde. Also die Verbesserungen waren wesentlicher Art.

Der Motor in Kempten, den Herr Diesel ausdrücklich anführte, ist eine unglückliche, verfrühte Lieferung. Wenn Herr Diesel sich darauf beruft, daß 1912 an diesem Motor noch alles in bester Ordnung ist, so kann ich aus eigener Kenntnis erwidern: dieser Motor hat seitdem alles wesentliche neu erhalten, neue Kolben, neue Einspritzung, neue Pumpen; und der Motor hat eine lange Leidensgeschichte wie jeder Motor, der zu früh geliefert wird.

Besonders muß die geringe Leistung aller anderen Dieselmotoren bauenden Fabriken außer Augsburg auffallen. Von keiner Fabrik ist vor 1902 ein marktfähiger Motor herausgebracht worden, ein deutlicher Beweis, daß ein persönliches Verdienst erforderlich war, um dieses Resultat zu erreichen. Aus diesen verschiedenen anderen Fabriken hebe ich nur eine hervor, die Dieselmotorenfabrik in Augsburg, eine Gründung des Herrn Diesel, unter seiner Oberleitung, die zugrunde gegangen ist (Unruhe). Man hat ihr nachgesagt, sie hätte schlechte Arbeit geliefert. Ich kann das nicht bestätigen. Sie hat auch meine Pumpen gebaut, diese Lieferungen haben sich glatt vollzogen. Wenn also diese Fabrik so schlecht abgeschnitten hat, dann muß das tiefere Gründe haben, und das ist tatsächlich der Fall. Im Jahre 1900 hat nämlich der Dieselmotor einen Tiefstand erlebt, wie ich ihn noch nie bei einer anderen Maschine gesehen habe. Damals hatte ich mich dieser Sache sehr angenommen, ganz uninteressiert. Die Augsburger Maschinenfabrik hat sich nicht an mich gewandt, hat nichts von mir gewollt, und ich habe von ihr nichts gewollt, ich habe nur festgestellt, warum dieser Tiefstand eingetreten ist. Tatsächlich wollte den Motor niemand haben, und es sind Jahre verstrichen, es hat bis zum Jahre 1902 gedauert, daß Dieselmotoren überhaupt geliefert werden konnten. Unter Lieferung verstehe ich die anstandlose wirtschaftliche Erledigung eines Auftrages.

Bei diesem Sachverhalt muß ich bekennen, ohne Herrn Buz, ohne die Maschinenfabrik Augsburg, gäbe es keine Dieselmotoren in ihrer jetzigen Form. Dann hat Herr Diesel vergessen, einen Namen zu nennen: das ist der Oberingenieur Lauter, der Schöpfer des Dieselmotors in seiner jetzigen erfolgreichen Gestaltung.

Die Schiffsmaschine ist zu übergehen, sie gehört nicht mehr zur Entstehung, sondern zur Weiterbildung des Motors.

Ich kann Ihre Zeit leider nicht länger in Anspruch nehmen. Ich schließe in dem Bewußtsein, daß ich mit dieser Darlegung des Sachverhalts das Wichtigste gar nicht berührt habe, nämlich die Grundanschauung: alles, was in der Entstehung eines Motors geleistet werden kann, ist eine Funktion der Grundanschauung, denn, wenn das nicht der Fall wäre, dann wären die Versuche keine Gestaltung, sondern ein Tappen im Dunkeln. Wenn Herr Diesel, wie er es heute getan hat, alles für sich in Anspruch nimmt, Idee und Ausgestaltung bis zum marktfähigen Motor, dann wird eben Herr Diesel den Gegendruck erleben. Es werden auf wissenschaftlichem Gebiete, wo sich die richtigen Ideen nicht aufhalten lassen, gewiß Fachleute auftreten, die die Frage stellen, was ist von den Grundanschauungen des Herrn Diesel verwirklicht worden? War die Grundanschauung überhaupt richtig oder war sie falsch, oder hat nicht Herr Diesel erst auf dem Wege der Entstehung das Richtige gefunden? Seine Vorgänger, C a p i t a i n e , S ö h n l e i n , K ö h l e r , spielen eine große Rolle, wenn sie auch nicht bis zur praktisch brauchbaren Maschine gelangten.

Ich habe den Vortrag des Herrn Dr. Diesel mit großem Interesse und mit großer Bewunderung gelesen, aber aufs tiefste bedauert, daß Herr Diesel maßlose Ansprüche stellt bis zu unhaltbaren Grenzen. Ich habe die Überzeugung, er selber hat sich durch seine Unmäßigkeit sehr geschadet. (Schwacher Beifall von einer Minderheit, starke Unruhe auf Seiten der Mehrheit.)

Herr Professor Dr.-Ing. N ä g e l - Dresden:

Königliche Hoheit! Meine Herren! Im Anschluß an die interessanten Darlegungen des Herrn Geheimrat Riedler kann ich mich kurz fassen; denn es ist in diesen Darlegungen bereits das Meiste von dem vorweggenommen, was ich ausführen wollte.

Ich schließe mich zunächst den Empfindungen des Herrn Vorredners insofern an, als ich annehme, daß die Ausführungen des Herrn Dr. Diesel bei uns allen das lebhafteste Interesse gefunden haben. Ich glaube, diese Tatsache für mich deshalb ganz besonders in Anspruch nehmen zu dürfen, weil ich es mir etwa seit Jahresfrist zur Aufgabe gemacht habe, die Geschichte der Ölmaschinen zum Gegenstande eines besonderen Studiums zu machen. Die Erfolge der bisherigen Arbeit auf diesem Gebiete lassen es nun nicht gut zu, einige Punkte und Anschauungen des Dieselschen Vortrages vor diesem Zuhörerkreis unberührt zu lassen.

Ich möchte eingangs erwähnen, daß ich nur einige Punkte des Vortrages anführen kann, bei denen ich gewisse Ergänzungen zu machen habe, und daß es mir wegen der Kürze der zu Gebote stehenden Zeit absolut versagt ist, alle diejenigen zahlreichen Stellen zu unterstreichen, in denen ich auf Grund meiner eigenen Forschungen mit dem Herrn Vortragenden e i n e r Meinung bin. Ich betone dies ganz besonders deshalb, um nicht durch Aufzählung der einzelnen Differenzpunkte bei Ihnen den Eindruck zu erwecken, als ob ich eine Schärfe in die Verhandlungen hineinbringen wollte. Das ist nicht beabsichtigt.

Herr Dr. Diesel leitete seinen Vortrag ein, indem er die hohe Verdichtung als das Ziel seiner Erfindung charakterisierte. Er möchte diese Verdichtung nicht in Zusammenhang gebracht wissen mit dem Zweck, die Selbstzündung beim Anlassen der kalten Maschine sicherzustellen. Diese Frage kann meiner Meinung nach einwandfrei nur von denen beantwortet werden, die tatsächlich in verantwortlicher Weise Dieselmotoren bauen und liefern. Man wird sie fragen: aus welchen Gründen halten Sie die Kompression noch so hoch. Ich habe eine derartige Umfrage bei namhaften Firmen und Konstrukteuren angestellt, und es ist mir die Antwort geworden, daß man leider mit Rücksicht auf die Sicherheit der Selbstzündung beim Anlassen der kalten Maschine bisher bei der hohen Verdichtung stehen bleiben mußte. Es sind sogar in dieser Hinsicht besondere Versuche angestellt worden,

um die untere Grenze der Verdichtung festzulegen, auf die man sich herunterbegeben wollte, unbekümmert um geringe Änderungen, die etwa der thermische Wirkungsgrad dadurch erleiden würde, nur mit dem ausgesprochenen Zweck, gerade nur die Selbstzündung beim Anlassen der kalten Maschine zu sichern.

Ich habe nun nach dem Studium des gesamten Aktenmaterials, das mir zur Verfügung steht, den Eindruck gewonnen, daß Herrn Diesel an seiner Auslegung des Zweckes der hohen Verdichtung deshalb gelegen ist, weil diese Auslegung den Zusammenhang nachzuweisen erleichtert, der sich nach dem damaligen Stande der Technik zwischen dem ursprünglichen Erfindungsgedanken und der Versuchsmaschine vom Jahre 1897 nur schwer konstruieren ließ. Ich will auf diese Frage nicht näher eingehen, da das zu einer thermodynamischen Diskussion führen würde, für die ich, glaube ich, nicht auf sehr viel Interesse in einer kurzen Diskussionsrede rechnen kann. Ich möchte in diesem Zusammenhange jedoch erwähnen, daß ich es eigentlich im geschichtlichen Sinne bedauere, daß Herr Diesel in seinem interessanten Vortrage nicht die bereits vorhandenen Grundlagen skizziert hat, an die sich tatsächlich seine Ideen anreihen. Es käme hier einmal die bedeutsame Schrift des Herrn Otto Köhler über die Theorie der Gasmotoren in Betracht, die im Jahre 1887 erschien und seitens des Herrn Vorredners schon kurz erwähnt wurde. Sie enthält bereits eine reife Beurteilung einiger hauptsächlichen Maßnahmen, die das Arbeitsverfahren der späteren Dieselmashine kennzeichnen. Es sind ferner die Ingenieure Capitaine, Brüssler und Julius Söhnlein zu nennen, die mit ihren Arbeiten dem behandelten Thema so nahe stehen, daß ihre Namen genannt werden müssen, sobald von der Entstehungsgeschichte der Ölmaschine die Rede ist.

Ich will damit keineswegs die Bewertung des Dieselschen Erfindungsgedankens irgendwie schmälern, sondern ich wiederhole ausdrücklich: lediglich zur vollständigen Kennzeichnung der Geschichte der Entstehung der Dieselmashine halte ich es für wichtig, diese Namen und die sich an sie knüpfenden Ideen in diesem Zusammenhange zu nennen. Es ist mir gelungen, durch das Studium des Briefwechsels zwischen Werner von Siemens und Julius Söhnlein einzelne Daten festzustellen, die, glaube ich, noch nicht allgemein bekannt sind. Es sind zum Beispiel bis zum Jahre 1885 nach den Söhnleinschen Prinzipien bereits einige Maschinen im Charlottenburger Werk der Firma Siemens & Halske gebaut und in Betrieb genommen worden. Werner von Siemens hatte diesen Maschinen ein lebhaftes Interesse entgegengebracht. Es ist bemerkenswert, daß Söhnlein am 4. Juli 1887 einen Brief an den fern von Berlin weilenden Werner von Siemens richtete, in dem er ihm mitteilt, in welcher Weise er gegenwärtig mit der Maschine arbeitet. In diesem Briefe wird bereits die Kompressionszündung mit außerordentlicher Klarheit beschrieben. In anderen Briefen wird auf die Wichtigkeit des Arbeitsverfahrens hingewiesen, bei dem die Luft getrennt von dem Brennstoff komprimiert und das Öl staubförmig eingeblasen wird, bereits unter Verwendung von hochkomprimierter Luft. Capitaine hat über seine Arbeiten selbst in der „Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure“ und in der Zeitschrift „Schiffbau“ berichtet. Durch eine „gütliche Übereinkunft“ — wie sich Capitaine im „Schiffbau“ selbst ausdrückt — ist ihm durch Herrn Diesel die Waffe aus der Hand genommen worden, die sich gegen diesen zu richten drohte.

Es ist nun, wenn wir jetzt auf diese Entwicklung zurückblicken, von hervorragendem Interesse festzustellen, daß die Vorkämpfer, die ich genannt habe, den Entwicklungsvorgang ihrer Ölmaschinen auf der Gasmaschine aufbauten und in den Arbeitsdrücken langsam, von unten nach oben vordrangen. Damals in den 80er Jahren verdichtete die Viertakt-Gasmashine etwa auf drei Atmosphären, um sich in der Folgezeit nach wesentlich höheren Druckstufen der Verdichtung weiter zu entwickeln. Brüssler gelangte mit seiner Ölmaschine bis zu 7 bis 8 Atmosphären und Capitaine etwa bis zu 16 Atmosphären Kompressions-

spannung. Ihren Bestrebungen zur folgerichtigen Fortentwicklung ihrer Maschinen wurde Halt geboten durch Momente, die sich aus widrigen Begleiterscheinungen ihrer Tätigkeit herleiteten. Nun kam in den 30 er Jahren Diesel, der die Druckstaffel vom oberen Ende zu betreten anfing, zuerst von 250 Atmosphären Verdichtungsdruck redete und schließlich bei 30 bis 40 Atmosphären an sein Ziel gelangte. Inzwischen war die Viertakt-Gasmaschine mit ihren Höchstdrücken fast auf dieselbe Stufe emporgeklettert. Heute übersehen wir diese hinter uns liegende Entwicklungszeit, in der die beiden Maschinengattungen — Gasmaschine und Dieselmashine — von entgegengesetzten Richtungen kommend, sich auf einem Mittelwege getroffen haben, nicht in bezug auf den Arbeitsvorgang, aber in bezug auf die Höchstdrücke und damit in bezug auf die konstruktiven Maßnahmen, die zur Bewältigung dieser Drücke dienen. Hierin dürfen wir ein ausgezeichnetes Merkmal der heutigen Entwicklungsstufe der Verbrennungskraftmaschinen und ihrer engen gegenseitigen Beziehungen erblicken. Es kommt vor, daß wir einer solchen Maschine heute auf den ersten Blick nicht ansehen können, handelt es sich um eine Gasmashine oder handelt es sich um eine Dieselmashine. Erst ein genaueres Eingehen auf die konstruktiven Einzelheiten vermag uns die Frage zu beantworten.

Während sich nun an Herrn Diesel ein Erfindergeschick erfüllt hat, wie es sich selten erfüllt, indem ihm der Lohn für seine Erfindertätigkeit auch in jeder Form, die wir uns denken können (Unruhe), und in reichstem Maße zuteil geworden ist, ist es jenen unglücklichen Vorkämpfern nicht vergönnt gewesen, den Erfolg ihrer erfinderischen Bestrebungen zu genießen. Eine höhere Macht — Krankheit, Mißgeschick, materielle Not — hat dem freien Spiel ihrer Kräfte ein zu frühes Ende gesetzt.

Ich möchte nur noch mit einigen Worten auf die Erstlingsgeschichte der Dieselmashine eingehen, welche uns Herr Dr. Diesel soeben erzählt hat, und nochmals die seltene Tatkraft hervorheben, mit welcher Herr Dr. Diesel in dieser Zeit die Verwirklichung seines Erfindungsgedankens angebahnt und durchgesetzt hat. Es war für mich als denjenigen, der sich besonders die Erforschung jener Zeit zur Aufgabe gemacht hat, an Hand der Akten ein sehr schwieriges Unternehmen, hier eine Entscheidung darüber zu treffen, wer eigentlich in dieser Arbeitszeit der Gebende und wer der Empfangende war, die Maschinenfabrik Augsburg einerseits oder Herr Dr. Diesel anderseits? Ich will nur erwähnen, daß das, was wir heute gehört haben, lediglich ein Auszug war aus den Versuchsprotokollen, die fast sämtlich von Herrn Diesel selbst verfaßt worden sind (steigende Unruhe). Die Versuchsprotokolle stehen mir selbst zur Verfügung, und ich kann natürlich daraus nicht ermitteln, von wem der eine, von wem der andere Vorteil in konstruktiver Beziehung erreicht worden ist. Ich glaube nun, daß wir zu diesem Urteil die Folgezeit heranziehen müssen, welche uns eben Herr Geheimrat Riedler vorgetragen hat, und daß wir aus dieser den Rückschluß anwenden dürfen auf jene Zeit, indem wir sagen: Herr Dr. Diesel wird auch in bezug auf diese erste Entwicklungszeit der Dieselmashine der Maschinenfabrik Augsburg, der Umgebung, der Luft, in der er dort gearbeitet, zu ganz außerordentlichem Danke, auch in konstruktiver Beziehung, verpflichtet sein, zu höherem Danke, als es in dem Vortrage zum Ausdruck kam, in dem nur am Schlusse der Mitwirkung dieser Firma kurz gedacht wurde. (Lebhafte Rufe: Oh, oh! Große Unruhe.)

Meine Herren! Mit der Berufung auf den Kemptener Motor muß dem Herrn Vortragenden ein Irrtum in der Beweisführung unterlaufen sein. Nach den mir zur Verfügung stehenden Akten hat dieser Erstlingsmotor, für den ich mich besonders interessierte, in seiner Dienstzeit eine ganz außerordentliche Veränderung seines Mechanismus erfahren müssen, um betriebsfähig erhalten zu werden. Seine Lebensdauer läßt daher keinen Rückschluß auf seinen ursprünglichen Zustand zu. Ferner liegt mir der Briefwechsel vor, der zwischen Herrn Dr. Diesel einerseits und der Maschinenfabrik Augsburg und Herrn Ge-

heimrat von Buz anderseits in jener Zeit stattgefunden hat. Aus diesen Briefen geht hervor, daß nicht von Anfang an Herr Dr. Diesel die Ölmaschine als den eigentlichen Zweck seines Schaffens im Auge gehabt hat. Vielmehr ist aus dem Briefwechsel festzustellen, daß noch im Jahre 1899 Herr Dr. Diesel von Herrn Geheimrat von Buz und damit von der Maschinenfabrik Augsburg die Gelegenheit und Mithilfe dazu erbittet, sein eigentliches Ziel zu verwirklichen und die Diesel-Gasmaschine und die Kohlenstaubmaschine zu entwickeln. Ich kann nur meiner Bewunderung darüber Ausdruck geben, mit welchem sicheren Zielbewußtsein die Maschinenfabrik Augsburg diese Ideen des Herrn Diesel als abwegig und aussichtslos erkannte und nur der Ölmaschine eine Zukunft zusprach. Diese klare Erkenntnis muß deshalb besonders hoch geschätzt werden, weil es zur damaligen Zeit unmöglich war, die gegenwärtige Entwicklung der Ölfrage vorauszuhahnen.

Meine Herren! Nach solchen tatsächlichen Feststellungen muß ich dem Vortrag in mancher Beziehung den Maßstab eines geschichtlichen Dokumentes vorenthalten. Ich glaube im allgemeinen sagen zu dürfen, daß wir, wenn ein Erfinder von seinen im Entstehen begriffenen Erfolgen berichtet, mit Freuden dem Enthusiasmus zuhören werden, mit dem er seine neuen Ideen zum Vortrag bringt. Es wäre unfreundlich, ihm sofort die kühnen Hoffnungen durch nüchterne Erwägungen zu zerstören und dadurch der Wirklichkeit vorzugreifen, die ohnehin solche kühnen Hoffnungen oft allzu schnell auf ein bescheidenes Maß herabstimmt. Hier aber handelt es sich um eine Erfindung, welche 15 Jahre zurückliegt. Diese Tatsache berechtigt uns wohl zu dem Wunsche, daß uns als Entstehungsgeschichte der Erfindung eine ganz objektive, unter Berücksichtigung alles verfügbaren Materials verfaßte Darstellung dargeboten wird. Es fragt sich, ob es im Interesse der Sache nicht ratsam gewesen wäre, wenn in dieser Erkenntnis Herr Dr. Diesel als Held einer außerordentlich wichtigen Entwicklungsepoke des Maschinenbaues — zu welcher Eigenschaft ich nicht anstehe, ihm meinen Glückwunsch auszusprechen — darauf verzichtet hätte, sich zugleich als den Geschichtsschreiber dieser Epoche hinzustellen. (Geringer Beifall von wenigen Mitgliedern, starkes Zischen und heftige Mißbilligung in der ganzen Versammlung).

Herr Maschinenbaudirektor R o s e n b e r g - Geestemünde:

Euere Königliche Hoheit, meine Herren! Herr Dr. Diesel hat uns einen Vortrag über die Entstehungsgeschichte des Motors gehalten. Ich will nicht eingreifen in den Streit: hier Diesel, hier Söhnlein! Ich würde es bedauern, wenn der Streit so weit ausgesponnen wird, daß das Ausland davon seinen großen Nutzen zieht (lebhafter Beifall), wozu heute schon die Neigung besteht. Ich las in einer Nummer des „Engineering“, daß nicht Herr Dr. Diesel, sondern ein Engländer eigentlich das Verdienst der Erfindung des Dieselmotors hat. (Hört! Hört! und schallende Heiterkeit.)

Anschließend an die Diskussion, die wir im vorigen Jahre hier in bezug auf Schiffs-dieselmotoren hatten, möchte ich mir vielmehr gestatten, Ihnen einen Bericht über den heutigen Stand des Schiffsdieselmotors zu geben.

Es sind in Deutschland im letzten Jahre drei ozeangehende Dieselschiffe in Dienst gestellt, und zwar „Christian X“ von der Hamburg-Amerika-Linie, erbaut in Kopenhagen von der Firma Burmeister & Wain. Das 7400 t große Schiff ist als Doppelschraubenschiff mit zwei Stück achtzylindrigem einfach wirkenden Viertaktmotoren von zusammen 2600 PSi. gebaut. Weiter die 6500 t große „Monte Penedo“ der Hamburg-Südamerikanischen Dampfschiffahrts-Gesellschaft, erbaut von den Howaldtswerken in Kiel. Die zwei Stück vierzylindrigem einfach wirkenden Zweitaktmotoren von zusammen 2300 PSi sind von der Firma Gebrüder Sulzer in Winterthur gebaut. Als drittes Schiff ist dieser Tage das 2700 t große Einschraubenmotorschiff „Rolandseck“ der Deutschen Dampfschiffahrts-Gesellschaft

„Hansa“, erbaut von der Schiffswerft Joh. C. Tecklenborg A.-G., Geestemünde, in Dienst gestellt. Das Schiff hat einen sechszylindrigen einfach wirkenden Zweitaktmotor, System Tecklenborg-Carels von 2000 PSi.

„Christian X“ hat bereits eine Rundreise nach Zentralamerika vollendet. „Monte Penedo“ hat die Ausreise nach Südamerika hinter sich und „Rolandseck“ ist erst vor wenigen Tagen in Dienst gestellt und hat vorgestern seine erste Ausreise angetreten.

Ob Zweitakt oder Viertakt das bessere ist, vermögen wir heute noch nicht zu entscheiden. Ob beide Systeme nebeneinander bestehen werden, wissen wir heute ebenfalls nicht, doch wird die Zeit auch darüber Klarheit schaffen.

Bevor wir aber im nächsten Jahre hier wieder zusammenkommen werden, hat Deutschland eine ganze Reihe mehr Dieselschiffe im Betrieb. Soweit mir bekannt, baut die Germaniawerft in Kiel drei Tankschiffe für die Deutsch-Amerikanische Petroleum-Gesellschaft. Hamburg. Die beiden ersten Schiffe von je 7900 t Tragfähigkeit erhalten je zwei Stück sechszylindrige einfach wirkende Zweitaktmotoren von zusammen 3100 PSi. Das dritte Schiff von 15 000 t Tragfähigkeit erhält zwei Stück sechszylindrige einfach wirkende Zweitaktmotoren von zusammen 5000 PSi. Alle Motoren dieser drei Schiffe werden nach eigenen Konstruktionen der Germaniawerft ausgeführt.

Weiter sind im Bau bei der Aktiengesellschaft „Weser“ ein Stück 6000 t großes Doppelschraubenschiff für die Hamburg-Amerika-Linie. Das Schiff erhält zwei Stück dreizylindrige Zweitaktmotoren von zusammen 2200 PSi nach Junkers-Tandemsystem. Ferner baut die Firma J. Frerichs & Co. A.-G., Emswarden, zwei Tankschiffe für die Steaua Romana in Bukarest. Das erste 4100 t große Schiff erhält zwei Stück Zweizylinder-Zweitaktmotoren von zusammen 2000 PSi in Junkers' Ausführung. Das zweite Schiff von 7200 t erhält zwei Stück vierzylindrige Zweitaktmotoren von zusammen 3600 PSi, gleichfalls in Junkers' System. Die Reiherstieg-Schiffswerft und Maschinenfabrik in Hamburg hat einen Auftrag auf ein 7500 t großes Tankschiff mit einem sechszylindrigen einfach wirkenden Zweitaktmotor von 2750 PSi. Die Firma Blohm & Voß in Hamburg baut zwei Motorschiffe, das eine von 7000 t mit zwei doppeltwirkenden Zweitaktmotoren mit je drei Zylindern von zusammen 2400 PSi, das zweite von 9000 t mit zwei einfachtwirkenden Zweitaktmotoren mit je vier Zylindern von zusammen 3900 PSi.

Ich möchte den Wunsch aussprechen, daß die Motorschiffe, die wir jetzt schon im Betrieb haben und die wir im Laufe des kommenden Jahres noch in Fahrt stellen werden, sich bestens bewähren mögen. Das, glaube ich, wäre die beste Krönung für die Arbeit, für die Forschungen des Herrn Dr. Diesel, das wäre der beste Dank, den die deutsche Industrie ihrem Erfinder, Herrn Dr. Diesel, abstatte könnte. (Lebhafte anhaltender Beifall.)

Herr Dr.-Ing. Diesel - München (Schlußwort):

Königliche Hoheit! Meine Herren! Die Diskussionsreden der Herren Professoren Riedler und Nägel sind zu einem Teil persönliche Angriffe, die ich überhaupt nicht beantworten will, zum andern Teil beziehen sie sich nicht auf den Inhalt meines Vortrages.

Ich habe also sehr wenig zu sagen. Ich hatte doch ausdrücklich erwähnt, daß mein Thema streng auf die „Entstehungszeit“ des Dieselmotors beschränkt sei. Herr Geheimrat Riedler hat von der nachfolgenden Zeit gesprochen, d. h. von der „Entwicklungszeit“ des Motors, von der ich am Schlusse meines Vortrages nur kurz erwähnen konnte, daß ich leider darauf heute nicht eingehen könne, weil zu viele Namen zu nennen, zu viele Verdienste aufzuzählen seien, und weil dem enormen Geistesaufwand und konstruktiven Können der zahlreichen Mitarbeiter dieser Periode nur durch eine

gesonderte Behandlung (die ich mir vorbehielt) Gerechtigkeit widerfahren könne. (Zustimmung.) Daß ich den Mitarbeitern der „Entstehungszeit“ nicht ebenso dankbar sei wie denen der „Entstehungszeit“, können nur diejenigen behaupten, die mich nicht kennen. (Lebhafte Zustimmung.) Ich benutze jede Gelegenheit, zu erwähnen, wie viele und erfolgreiche Mitarbeiter an der Entwicklung des Dieselmotors beteiligt waren, daß ich darauf stolz bin und gerade darin den schönsten Lohn meiner bescheidenen Arbeit erblicke. Was aber die Entstehungszeit betrifft, so kann ich nicht aufzählen, wie oft ich schon in öffentlichen Vorträgen, namentlich auch im Auslande, ausgesprochen habe, daß ohne die tatkräftige Mithilfe der Firmen Fried. Krupp. und Maschinenfabrik Augsburg der Dieselmotor nicht entstanden wäre.

Wenn Herr Geheimrat Riedler von der Zeit gesprochen hat, die der in meinem Vortrage behandelten nachfolgte, so hat Herr Professor Nägel hauptsächlich von der vorhergehenden Zeit gesprochen (heiterer Beifall); beides kam in meinem Vortrage nicht vor.

Jede Entwicklung baut auf den Werken der Vorgänger auf, das weiß niemand besser als ich selbst, und ich bin weit entfernt, die Verdienste der von Herrn Nägel genannten Herren irgendwie schmälern zu wollen, das wird mir die hohe Versammlung auch dann noch glauben, wenn ich hinzufüge, daß ich diese Namen zur Zeit der Entstehung meines Motors nicht kannte, und daß die Neuerheit meines Motors nicht nur im Patentverfahren, sondern auch in langwierigen Patentstreitigkeiten und in sorgfältigen Untersuchungen zahlreicher Sachverständiger, darunter derjenigen der Firma Krupp, der amerikanischen Dieselgesellschaft, Lord Kelvins und anderer, erwiesen wurde.

Herr Professor Nägel hat auch erwähnt, daß mein Vortrag nicht objektiv gewesen sei. Ob ein Vortrag, den man über eigene Arbeit hält, ganz objektiv sein kann, weiß ich nicht. (Beifall.) Ich habe von vornherein erwähnt, daß persönliche Erinnerungen dabei nicht ganz auszuschalten seien, und daß Herr Geheimrat Busley meine Bedenken in dieser Beziehung nur dadurch beseitigte, daß er die Verantwortung für die Wahl des Themas übernahm. Ich habe meine Abhandlung auch nicht als Geschichte hingestellt, sondern als Bericht über eine „Forschungsarbeit“; über eigene Forschungsarbeiten zu berichten, ist aber in der wissenschaftlichen Welt allgemein üblich und wird gewöhnlich auch nicht als Anmaßung angesehen.

Ich habe die Entstehung des Dieselmotors nach bestem Wissen und Gewissen geschildert, so wie ich sie im Bewußtsein habe, und wie sie in den Akten niedergelegt ist; die vorgeführten alten Zeichnungen und wörtlichen Zitate aus den alten Journalen sind einwandfreie Zeugen aus der Entstehungszeit, die jeder selbst nachprüfen kann.

Mehr habe ich nicht zu sagen!
(Minutenlang anhaltender, sich immer wieder erneuernder, brausender Beifall.)

Seine Königliche Hoheit, Großherzog Friedrich August von Oldenburg:

Meine Herren! Herr Dr. Diesel hat sich mit liebenswürdiger Bereitwilligkeit der mühevollen Aufgabe unterzogen, die Entstehungsgeschichte seines Motors in unserer Gesellschaft zum Vortrag zu bringen. Seine Arbeit ist zum Merkstein in unseren Jahrbüchern geworden. Wir können sicher sein, daß der Aufsatz in der gesamten technischen Welt die ihm gebührende Würdigung voll und ganz finden wird. Dem genialen Erfinder, Herrn Dr. Diesel, aber spreche ich im Namen der Versammlung unsren allerwärmsten Dank aus. (Lebhafter, langanhaltender Beifall.)

Nachschrift des Herrn Dr.-Ing. Diesel.

Mit Rücksicht auf die heftigen persönlichen Angriffe, welchen Herr Dr.-Ing. Diesel ausgesetzt war, hat es der Vorstand für erforderlich gehalten, ihm ausnahmsweise zu seinem Schlußwort noch die folgenden Bemerkungen zu gestatten:

Auf die wenigen sachlichen Bemerkungen der Herren Diskussionsredner erwidere ich nachträglich noch folgendes:

Um Herrn Riedler die schwierige Entscheidung der Frage, ob der Motor von 1897 „marktfähig“ oder „gangbar“ oder „brauchbar“ war, zu erleichtern, zitiere ich folgende Stelle aus einem wichtigen Dokument vom 11. März 1897 (vgl. auch Seite 351):

„Nachdem durch die bisherigen Versuche ein verkaufsfähiger Motor des Dieselschen Systems konstruiert und erprobt worden ist, soll nunmehr mit der fabrikationsmäßigen Herstellung des Dieselmotors begonnen werden.“

gez. Maschinenfabrik Augsburg.
H. Buz, Direktor.

gez. Fried. Krupp.
Das Direktorium
Albert Schmitz. Ludwig Klüpfel.

Meine Angaben über den Kemptener Motor sind ebenfalls Dokumenten aus der Zeit entnommen, nämlich Korrespondenzen und Zirkularen, welche die Maschinenfabrik Augsburg seinerzeit selbst über diese Maschine herausgab. Herr Riedler übersieht, daß die Maschine von 1897 schon der dritte Motor war, ohne die verschiedenen Zwischenkonstruktionen zu rechnen, und daß er schon 80 % Wirkungsgrad (nicht 63 %, wie Herr Riedler sagt) hatte; ferner übersieht Herr Riedler, daß die Maschinenfabrik Augsburg damals durch die fünfjährige Versuchsperiode auch schon weitgehende Fabrikationserfahrungen gesammelt hatte. Daß trotzdem die Fabriken noch viel, sehr viel zu leisten hatten, ist selbstverständlich und steht durchaus nicht in Widerspruch zu meiner Mitteilung, daß damals die grundlegenden Gesetze des Dieselmotorbaues und die typischen Konstruktionsformen festgelegt waren.

Endlich wirft Herr Riedler (wie schon so viele vor ihm) die Frage auf: „Was ist von den Grundanschauungen Diesels verwertet worden, war die Grundanschauung richtig, oder war sie falsch?“ Habe ich mich denn nicht bemüht, ebenfalls nicht zum ersten Male, zu zeigen, wie ich nach und nach durch „zahllose Irrtümer“ hindurch auf das endgültige Verfahren gekommen bin; ist denn nicht meine ganze Darstellung eben die Geschichte dieses langsamens Werdeprozesses mit all seinen Wandlungen und Irrungen, und habe ich nicht unzählige Male wiederholt, daß die wirkliche Maschine ein „Komromiß“ zwischen dem Ideal und dem Erreichbaren sei? Sollen wir lieber darüber trauern, daß die Isotherme nur für ganz kleine Leistungen erreicht und für große Leistungen durch andere Kurven ersetzt wurde, oder uns darüber freuen, daß überhaupt ein Fortschritt in der Wärmeverwertung erzielt wurde?

Herr Professor Nägel behauptet, die hohe Kompression sei „leider“ nur nötig wegen der Sicherheit der Zündung beim Anlassen der kalten Maschine, sie ist also weiter nichts als eine Zündvorrichtung zum Anlassen. Wenn dem so ist, so rate ich allen Dieselmotorfabriken, sofort die Kompression auf die Hälfte zu vermindern und für das Anlassen eine einfachere und billigere Zündeinrichtung zu treffen. In diesem Fall muß ich sogar den „enormen Aufwand an Geist und konstruktivem Können“, welchen die Fabriken der

Entwicklung der Maschine widmeten, bedauern, wenn das alles bloß diesem auf viel einfacherem Wege erreichbaren Zweck gegolten hat.

Was die Kohlenstaubversuche betrifft, so habe ich gesagt, daß bei den Augsburg Versuchen die flüssigen Brennstoffe als das erste und wichtigste Ziel angesehen wurden und daß die Versuchsmaschine auf Grund der damaligen Abmachungen nur für flüssige Brennstoffe gebaut war. Später habe ich in der Tat, wie Professor Nägele anführt, die Maschinenfabrik Augsburg dringend gebeten, die Kohlenstaubversuche durchzuführen. Übrigens halte ich heute noch den Kohlenstaubmotor für technisch durchführbar; die bessere Auswertung der Kohle durch Verkokung und Vergasung, die in neuerer Zeit so mächtig einsetzt, hat aber das Interesse hierfür sehr stark vermindert. Ich werde auf diese Frage bei Gelegenheit der Veröffentlichung der siebenten Versuchsreihe zurückkommen, ebenso auf die Frage der Gasmaschine, die im Zusammenhange mit der erwähnten besseren Auswertung der Kohle meiner Ansicht nach wieder aktuell geworden ist.

gez. R. Diesel.

XV. Die Treibmittel des Dieselmotors mit besonderer Berücksichtigung der Seeschiffahrt.

Vorgetragen von Dr. Aufhäuser-Hamburg.

Die Entwicklung des Dieselmotorenbetriebs ist gegenwärtig in ein Stadium getreten, in welchem die Brennstofffrage erhöhte Bedeutung gewonnen hat. Hängt doch die weitere Verbreitung und die allgemeine Einführung des Motors vor allem davon ab, daß er voraussetzungslos für alle zur Verfügung stehenden Treibmittel verwendet werden kann.

Gegenwärtig werden die meisten Dieselmotoren mit einem Qualitätsbrennstoff, dem Gasöl, betrieben. Die Verwendung des teuren Gasöls kann jedoch nicht als die endgültige Lösung der Brennstofffrage betrachtet werden. Viel bedeutungsvoller wäre vielmehr die Verwendbarkeit von zwei Treibmitteln, die in großen Mengen und zu billigen Preisen zur Verfügung stehen: das rohe Erdöl und das Teeröl.

Im Prinzip ist das Problem, auch diese beiden Brennstoffe zu verwenden, gewiß heute schon gelöst. Es gibt schon sehr viele Motoren, die mit Teeröl betrieben werden oder mit Rohöl; ja, in vereinzelten Fällen sind sogar vielversprechende Anfänge mit rohem Teer gemacht worden. Was jedoch der allgemeinen Einführung von Rohöl und Teeröl heute noch hindernd im Wege steht, das sind bei ihnen gewisse Eigenschaften, die im Betrieb zu Schwierigkeiten und Unsicherheiten führen.

Dies ist auch der Grund, warum die Seeschiffahrt, soweit sie bereits zum Dieselmotorenbetrieb übergegangen ist, den billigen Treibmitteln gegenüber eine noch abwartende Stellung einnimmt. Dies ist wohl zu begreifen, wenn man bedenkt, daß das Motorschiff sich unbedingt auf sein Treibmittel verlassen können

muß, da ihm nicht die Hilfsmittel und Reserven zur Verfügung stehen, die an Land stets zu haben sind.

Anderseits hätte aber gerade die Seeschiffahrt ein hervorragendes Interesse an der Verwendbarkeit von Rohöl und von Teeröl. Führen doch die meisten Seestraßen des Weltverkehrs nach Ländern, in welchen Rohpetroleum in unerschöpflichen Mengen billig zur Verfügung steht. Man könnte sich keinen idealeren Zustand denken, als daß das Motorschiff sich in überseeischen Ländern mit Brennstoff für die Rückreise, vielleicht sogar für eine neue Hinreise versieht. Die allgemeine Verwendung von Teeröl wäre ebenfalls sehr erwünscht, allerdings aus ganz anderen Gründen. Es ist anzunehmen, daß die Verwertung der Kohle durch trockene Destillation unter Gewinnung der wertvollen Nebenprodukte eine immer weitere Ausbreitung annehmen wird. Dadurch wird auch eine Steigerung eintreten in der Produktion von Teerölen, so daß das Teeröl im Laufe der Zeit wohl ebenfalls ein billiger Brennstoff werden wird.

Es entsteht daher für uns die Frage:

Durch welche Eigenschaften sind jene Schwierigkeiten und Unsicherheiten begründet, die heute noch der allgemeinen Verwendung von gewissen Treibmitteln, insbesondere von Rohöl und von Teeröl, entgegen stehen ?

Alle flüssigen Brennstoffe leiten sich — wenn man vom Spiritus und von den vegetabilischen Ölen absieht — von zwei Stammsubstanzen ab, nämlich vom Teer und vom Erdöl. Unter Teer ist dabei in der Hauptsache der Steinkohlenteer verstanden, in untergeordnetem Maße auch der Braunkohlenteer. Aus diesen Stammsubstanzen werden durch Destillation die eigentlichen flüssigen Brennstoffe hergestellt, und zwar sind es die mittleren Destillate, welche als Dieselmotortreibmittel vornehmlich in Betracht kommen. Die niedrig siedenden Anteile sind für den Automobilbetrieb und viele andere technische Verwendungszwecke geschätzt und wertvoll, während die hochsiedenden weder für den Explosions- noch für den Dieselmotor brauchbar sind. Eine Ausnahme hiervon macht nur das für den Dieselmotor verwendete rohe Erdöl, welches naturgemäß ebensowohl niedrigsiedende als auch hochsiedende Bestandteile enthält.

Die technische Klassifikation der Dieselmotortreibmittel ist also eine recht einfache und läßt eigentlich gar nicht die Unterschiede erwarten, die in den Eigenschaften und im Verhalten von Treibmitteln der gleichen Klasse beobachtet werden. Gerade der Dieselmotor ist es, welcher auf diese Unterschiede in empfindsamer Weise reagiert. Wenn auch die dadurch verursachten Betriebsschwierigkeiten sehr oft nur als Ausnahmen von der Regel zu bezeichnen sind, so hat das doch

bei gewissen Treibmitteln, vor allem beim Rohöl und auch beim Teeröl, dazu geführt, daß viele Betriebe, vor allem auch die Seeschiffahrt, diesen Brennstoffen gegenüber eine noch abwartende Stellung einnehmen.

Alle diese Erscheinungen sind in der chemischen Natur der Brennöle begründet. Wenn es meine Aufgabe sein soll, diese chemische Natur zu erklären und daraus Schlußfolgerungen für den Dieselmotorenbetrieb zu ziehen, so muß ich zunächst darauf hinweisen, daß die Treibmittel Kohlenwasserstoffe sind und als solche organische Körper. Die organische Chemie aber, oder, wie man sie noch viel treffender bezeichnen kann, die „Chemie des Kohlenstoffs“ ist, um einen nahe-liegenden Ausdruck zu gebrauchen, die „Chemie der unbegrenzten Möglichkeiten“ im besten Sinne dieses Wortes. Der Kohlenstoff hat als einziges von allen chemischen Elementen die Fähigkeit, daß seine Atome sich unter sich verbinden können oder, besser gesagt, sich aneinander reihen. Die Zahl der Kohlenstoffatome, die sich aneinanderreihen können, und damit auch die Größe des Moleküls, ist eine fast unbegrenzte. Noch viel zahlreicher sind die Konstitutionsmöglichkeiten, d. h. die verschiedenen Stellungen der in einem Molekül vereinigten Kohlenstoffatome zueinander. Diese Möglichkeiten finden ihren Ausdruck in dem Grundgesetz der Isomerie, welches besagt, daß selbst organische Verbindungen von genau der gleichen Formel eine verschiedene Konstitution und damit verschiedene Eigen-schaften aufweisen können. Ein anschauliches Bild von diesen Verhältnissen gibt der sogenannte Stammbaum des Teers, den man öfters auf den Ausstellungen der großen Farbenfabriken sehen kann. Man sieht da, wie aus der Stammsubstanz Teer sich unübersehbar viele Abkömmlinge ableiten, deren letzte Verzweigungen die Tausende von Teerfarbstoffen sind. Diese Mannigfaltigkeit ist ursprünglich schon in der Stammsubstanz zu suchen. In der Tat weiß man heute noch nicht, wieviel verschiedene Körper eigentlich im Teer enthalten sind, und man kann ruhig behaupten, daß es überhaupt keine zwei Teere gibt, die einander völlig gleich sind. Ähnliches gilt auch für die andere Stammsubstanz der Treibmittel, für das rohe Erdöl. Bei diesem zeichnen sich schon die in den verschiedenen Ländern gefundenen Rohöle durch starke Verschiedenheit in der chemischen Zusam-men-setzung aus. Diese Ungleichmäßigkeit der Stammsubstanzen geht natürlich auch zum Teil auf ihre Destillate über und kann nur durch sorgfältigste, eng begrenzte Destillation auf ein praktisch zuträgliches Maß zurückgeführt werden.

Dieselbe Variation in den Eigenschaften und im Verhalten ist übrigens auch bei den Kohlen zu finden. Nur hat sie bei diesen keine praktische Bedeutung, da die gewöhnliche Verwendung der Kohlen zur Feuerung keine fein differenzierten

Eigenschaften verlangt. Dagegen tritt bei der Gasfabrikation diese Variationsmöglichkeit der Kohlen schon deutlich in die Erscheinung.

Will man ganz allgemein erkennen, ob ein flüssiger Brennstoff für den Dieselmotor geeignet ist oder nicht, so muß man unterscheiden zwischen der *a b s o l u t e n* Brauchbarkeit oder der Brauchbarkeit überhaupt und der *r e l a t i v e n* Brauchbarkeit oder dem *G r a d* der Brauchbarkeit.

Unter welchen Grundbedingungen ein flüssiger Brennstoff überhaupt für den Dieselmotor geeignet ist — absolute Brauchbarkeit — darüber herrschen heute kaum noch Zweifel. Bekanntlich gingen die ersten Versuche Diesels dahin, feste Brennstoffe in feinster Staubform in seinem Motor zu verbrennen. Dieser Gedanke erwies sich aus mancherlei Gründen als unausführbar. Unter den gleichen Gesichtspunkten sind auch flüssige Brennstoffe unbrauchbar, wenn sie die Eigenschaften der festen Brennstoffe in abgeschwächtem Maße besitzen. Ungeeignet sind also vor allem solche flüssigen Brennstoffe, die unverbrennliche Bestandteile, d. i. Asche und Wasser oder mechanische Beimengungen von Sand usw., in größerer Menge enthalten. Der Aschegehalt soll Zehntelprozente nicht übersteigen; beim Wassergehalt dagegen entscheidet nicht allein die Menge, sondern auch die Natur des Öles. Es gibt flüssige Brennstoffe, wie z. B. Teer oder Teeröle, bei welchen sich schon geringe Mengen von Wasser absolut wie ein Fremdkörper verhalten, während anderseits die rohen Erdöle gleiche Mengen von Wasser recht gut vertragen können.

Die Dieselmotortreibmittel dürfen ferner keinen bzw. nur sehr wenig freien Kohlenstoff enthalten, und ebenso sollen sie kohlenstoffreiche, schwer verbrennliche Verbindungen nicht in großen Mengen aufweisen. Aus diesen Gründen sind beispielsweise die meisten Gasteere (viel freier Kohlenstoff) und ebenso gewisse Arten von Rohpetroleum (viel Asphalt) von vornherein auszuscheiden.

Für den Heizwert und ebenso für das Flüssigkeitsvermögen (Viscosität) bestehen ebenfalls bestimmte Grenzen, die man aber zahlenmäßig gar nicht festzustellen braucht, da sie mit den vorgenannten ausschließenden Eigenschaften gewöhnlich in engem Zusammenhang stehen.

Viel wichtiger als die absolute Brauchbarkeit ist die relative Brauchbarkeit oder der Grad der Brauchbarkeit. In ihr liegt gewissermaßen der Kernpunkt der ganzen Brennstofffrage, wie sie gegenwärtig auf der Tagesordnung steht; denn es handelt sich dabei immer wieder um die Frage, welche von den bekannten Treibmitteln die besser oder die schlechter geeigneten sind.

Der Schlüssel zu dieser Frage liegt, wie schon einmal erwähnt, in der chemischen Natur der Treibmittel. Sie sind Kohlenwasserstoffe, und für diese ihre Betrachtungsweise ist wichtig:

1. daß sie ausschließlich aus Kohlenstoff und Wasserstoff bestehen. (Zum Unterschied von den festen Brennstoffen, welche daneben auch noch Sauerstoff enthalten.)
2. daß sie Kohlenstoff und Wasserstoff in wechselnden Verhältnissen enthalten.

Wenn wir das Wesen der Treibmittel gründlich verstehen wollen, d. h. wenn wir uns die primitivste Frage stellen: Warum sind sie flüssig, und worin sind ihre technisch schätzbarren Eigenschaften begründet? so müssen wir darauf antworten: Die primäre und alleinige Ursache ist der Wasserstoffgehalt. Der Wasserstoff ist das leichteste und beweglichste und gleichzeitig auch das reaktionsfähigste aller chemischen Elemente. Diese seine Eigenschaften übertragen sich auf alle seine einfachen Verbindungen, d. h. auf solche Verbindungen, die, wie die Kohlenwasserstoffe, neben dem mit dem Wasserstoff verbundenen Element kein anderes Element mehr enthalten. Der Wasserstoffgehalt ist daher die ursprünglichste Eigenschaft aller Treibmittel, und alle anderen technisch schätzbarren Eigenschaften, als da sind Leichtflüssigkeit, Vergasungsfähigkeit, hohe Verbrennungswärme, sind nur eine Folge des Wasserstoffgehalts.

Die Beweglichkeit der Wasserstoffverbindungen äußert sich vor allem in der Kontinuität des Aggregatzustandes der Kohlenwasserstoffe. Während die sauerstoffhaltigen Kohlen nur im festen Aggregatzustand bekannt sind und keine Änderung dieses Aggregatzustandes ohne gleichzeitige völlige chemische Zersetzung vertragen, sind die Kohlenwasserstoffe in allen Aggregatzuständen in ununterbrochener Reihe bekannt. Jedes einzelne Glied dieser Reihe ist wiederum fähig, ohne Zersetzung einen neuen Aggregatzustand anzunehmen. So kann ein flüssiger Kohlenwasserstoff durch Erwärmung den gasförmigen, durch Abkühlung den festen Aggregatzustand annehmen; ein fester Kohlenwasserstoff wiederum kann durch Erwärmung den flüssigen und weiterhin auch den gasförmigen Aggregatzustand annehmen. Wenn wir nun außerdem berücksichtigen, daß das Verhältnis Wasserstoff zu Kohlenstoff stets ein wechselndes ist, so ergibt sich, daß auch die technisch schätzbarren Eigenschaften wechselnde sind, und wir gelangen letzten Endes zu der Schlußfolgerung:

Von zwei Treibmitteln ist stets dasjenige mit dem größeren Wasserstoffgehalt das bessere.

Unter dem Wasserstoffgehalt ist dabei das Molekularverhältnis Wasserstoff zu Kohlenstoff zu verstehen. Bei den einzelnen Kohlenwasserstoffen, d. h. bei den chemisch reinen Verbindungen, ist das Molekularverhältnis ohne weiteres aus der chemischen Formel zu ersehen. Bei den technischen Kohlenwasserstoffen dagegen, welche ja stets Gemische sind, berechnet sich das Molekularverhältnis als ein Durchschnittswert, wenn man den prozentualen Gehalt an Wasserstoff und Kohlenstoff auf die chemischen Äquivalentgewichte umrechnet.

Chemische Äquivalentgewichte: Kohlenstoff C = 12,
Wasserstoff H = 1.

Berechnung des Molekularverhältnisses:

a) Beispiel einer chemischen Verbindung:

Xylol C_8H_{16} , H : C = 10 : 8 = 1,25 : 1.

b) Beispiel eines Treiböls (Gemisch von Kohlenwasserstoffen).

Gasöl: Kohlenstoff = 84,60 %, Wasserstoff = 12,50 %.

$$H : C = 12,50 : \frac{84,60}{12} = 12,50 : 7,05 = 1,77 : 1.$$

Der erste, welcher auf die Wichtigkeit dieses Punktes hingewiesen hat, war Rieppel, der in seiner Arbeit¹⁾ „Versuche über die Verwendung von Teeröl zum Betrieb des Dieselmotors“ dargetan hat, daß das Molekularverhältnis Wasserstoff zu Kohlenstoff das beste Kriterium darstellt, welches uns zur Beurteilung der Brauchbarkeit der Treibmittel zur Verfügung steht.

Wir wollen das Molekularverhältnis von Wasserstoff zu Kohlenstoff in der Folge kurz als „Wasserstoffzahl“ bezeichnen und verstehen darunter das Molekularverhältnis Wasserstoff zu Kohlenstoff, wenn man den Kohlenstoff = 1 setzt.

Der Kohlenstoffgehalt der gebräuchlichen Treibmittel schwankt zwischen etwa 85—96 Gewichtsprozenten entsprechend den chemischen Äquivalentzahlen 7—8.

Der Wasserstoffgehalt schwankt in weiten Grenzen von etwa 7 % (Teeröle) aufwärts bis zu etwa 13,5 % (beste Gasöle). Die Äquivalentzahlen sind dabei, da der Wasserstoff das Atomgewicht = 1 besitzt, den Gewichtsprozenten direkt gleich.

Da die extremen Werte von Kohlenstoff und Wasserstoff naturgemäß nicht zusammenfallen, im Gegenteil sich sogar für gewöhnlich ausschließen (niedriger

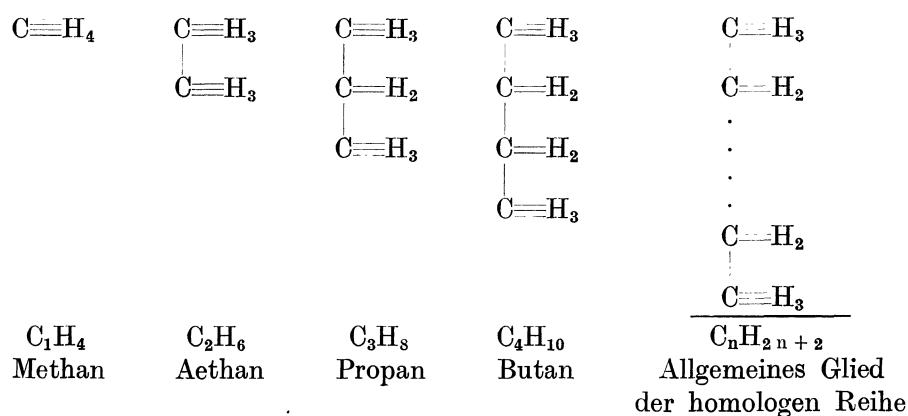
¹⁾ Forschungsarbeiten, herausgegeben vom Verein Deutscher Ingenieure, Heft 55 Berlin 1908.

Wasserstoffgehalt tritt zusammen mit hohem Kohlenstoffgehalt auf und umgekehrt), so ergibt sich für die Wasserstoffzahl ein Spielraum von etwa 0,9 im Minimum bis zu 2,0 im Maximum.

Die Bedeutung der Wasserstoffzahl ist zunächst erkenntlich an dem Fundamentalunterschied, der die ganze Chemie der Kohlenstoffverbindungen beherrscht und deshalb auch in den Brennölen zutage tritt; nämlich an dem Unterschied zwischen den offenen oder kettenförmigen (aliphatischen oder Paraffin-)Verbindungen und den ringförmigen oder Benzolverbindungen.

Die kettenförmigen oder aliphatischen Verbindungen stellen den einfachsten Fall dar, wie er sich aus der Aneinanderreihung der vierwertigen Kohlenstoffatome ergibt. Die Eigenart des Kohlenstoffs, auf welcher sich die ganze organische Chemie aufbaut, ist die Fähigkeit der Kohlenstoffatome, sich untereinander zu binden. Die Zahl der Kohlenstoffatome, die sich auf diese Weise aneinanderreihen können, und damit die Größe des Moleküls, ist eine fast unbegrenzte. Jeder Typ von Verbindungen kann daher nach der Kohlenstoffzahl zu einer Reihe entwickelt werden, welche man eine „homologe“ Reihe nennt.

Nehmen wir den einfachsten Kohlenwasserstoff, das Methan, so können wir daraus eine homologe Reihe entwickeln, welche als Verbindung mit 2 Kohlenstoffatomen aufweist das Aethan, mit 3 Kohlenstoffatomen das Propan, mit 4 Kohlenstoffatomen das Butan usw. Die chemische Zusammensetzung aller dieser Glieder der homologen Reihe läßt sich mathematisch berechnen und entsprechend der Formel $C_n H_{2n+2}$:



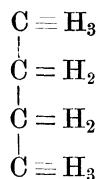
Man erkennt, daß mit zunehmender Kohlenstoffzahl diese Formel einen Näherungswert erreicht für das Verhältnis Wasserstoff zu Kohlenstoff, nämlich

2 : 1. Dies ist für die Betrachtung der Treiböle besonders wichtig, da sie fast nur aus Verbindungen mit hoher Kohlenstoffzahl bestehen. In der vorgenannten homologen Reihe selbst beginnt der flüssige Zustand bei einer Kohlenstoffzahl = 6 und hört auf bei Kohlenstoff = 14, wo der feste Aggregatzustand beginnt. Die Bedeutung der homologen Reihe für die Technik geht indessen über die der rein flüssigen Kohlenwasserstoffe hinaus, da sowohl die niedrigen gasförmigen, als auch die höheren festen Glieder in den flüssigen Kohlenwasserstoffen gelöst vorkommen.

Alle diese Kohlenwasserstoffe sind „gesättigt“, d. h. sie enthalten ebenso viel Wasserstoff als den freien Valenzen des Kohlenstoffs entspricht.

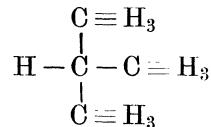
Für den Dieselmotorenbetrieb sind sie unbestreitbar die bestgeeignetsten Kohlenwasserstoffe, einerseits weil sie die höchsten Wasserstoffzahlen aufweisen, die überhaupt möglich sind, nämlich 2 (und selbst noch etwas größer), und dann deshalb, weil die kettenförmige, offene und einfache Bindung der Kohlenstoffatome einen günstigen Einfluß ausübt auf die Einleitung und Schnelligkeit der Verbrennung. Dies läßt sich deutlich erkennen an jenen Treibmitteln, welche in ihrer Zusammensetzung den gesättigten, kettenförmigen Kohlenwasserstoffen am nächsten kommen. Es sind dies vorzüglich die aus deutschem Braunkohlesteer hergestellten Paraffinöle und ferner Petroleumgasöle, auch Rohpetroleum selbst von bestimmter Herkunft.

Es sei noch in Kürze erwähnt, daß Variationen dieser kettenförmigen Kohlenwasserstoffe in großer Zahl möglich sind, einerseits durch verschiedene Stellung der Kohlenstoffatome zueinander, wodurch die kettenförmige Verbindung in eine mehr zentralisierte übergeht,



Normal-Butan

(kettenförmige Konstitution)



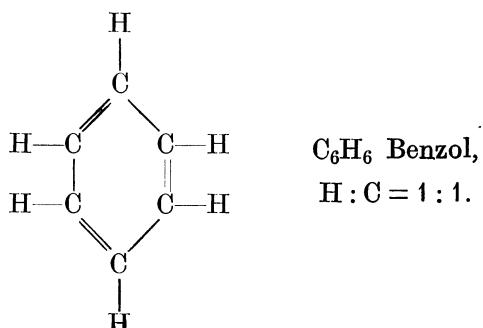
Iso-Butan

(zentralisierte Konstitution)

anderseits durch nicht vollständige Sättigung mit Wasserstoff entsprechend den Formeln $\text{C}_n \text{H}_{2n}$ oder $\text{C}_n \text{H}_{2n-2}$. Auf die Brauchbarkeit der Paraffin-Kohlenwasserstoffe sind diese Variationen jedoch ohne Einfluß.

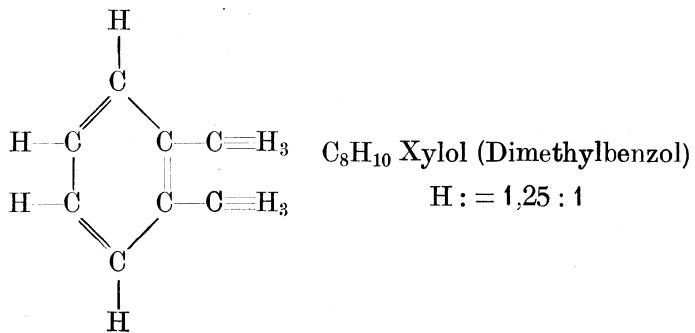
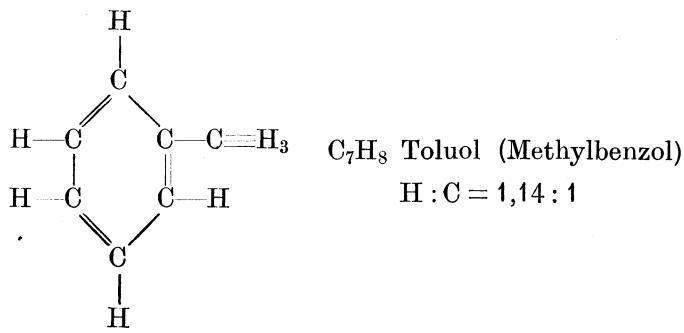
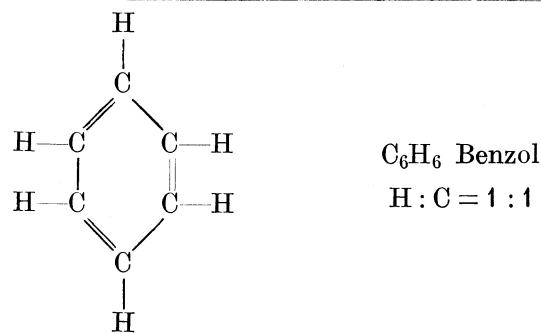
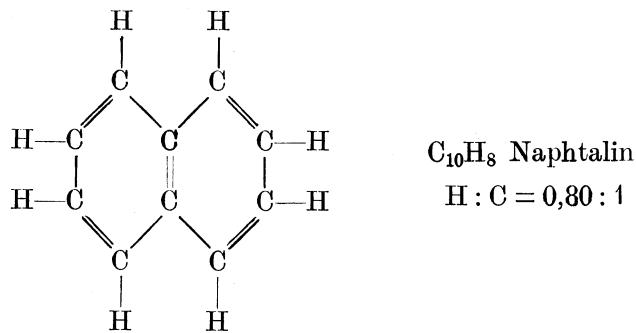
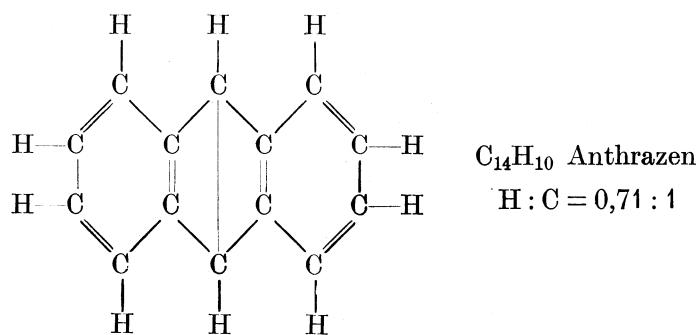
Fundamental verschieden von allen diesen Verbindungen ist die andere

große Klasse der Kohlenwasserstoffe, welche man nach ihrem Grundtyp als die benzolförmigen bezeichnet. Sie sind ihrem Wasserstoffgehalt nach ungesättigte, nach der Bindung der Kohlenstoffatome ringförmige Verbindungen.



Die Art der Bindung im Benzolkern ist heute noch nicht vollständig aufgeklärt. Man weiß nur, daß sie, obwohl sie mit Wasserstoff nur halb gesättigt sind, dennoch in gar keiner Weise den Charakter von ungesättigten Verbindungen zeigen. Sie sind im Gegenteil höchst beständige Verbindungen, die, was die technisch schätzbarer Eigenschaften betrifft, Vergasung und Leichtflüssigkeit, den entsprechenden Gliedern der aliphatischen Reihe gleich, zum Teil sogar überlegen sind. Was sie aber für unsere Betrachtungen unvorteilhaft von den kettenförmigen Verbindungen unterscheidet, das ist eben die ringförmige, starke (teilweise doppelte) Bindung der Kohlenstoffatome, welche zusammen mit dem um rund die Hälfte niedrigeren Wasserstoffgehalt die Verbrennung ungünstig beeinflußt. Die Verbrennungsenergie oder der Heizwert, resultiert ja aus der Verbrennungswärme der einzelnen Atome, vermindert nun jene Wärmemenge, welche aufgewandt werden muß, um die Atome vorher voneinander zu trennen. Da die letztere Wärme bei den Benzolverbindungen mit ihren doppelten Kohlenstoffbindungen bedeutend größer ist als wie bei den aliphatischen, so kann es vorkommen, daß die letzten freigewordenen Kohlenstoffatome der Verbrennung nicht mehr zu folgen vermögen, und es tritt dann Rußbildung auf.

Eigentliche homologe Reihen gibt es bei den Benzolverbindungen nicht; wohl aber kann man bei ihnen unterscheiden eine **V e r s t ä r k u n g** des Benzolcharakters dadurch, daß zwei oder mehrere Benzolkerne miteinander in Verbindung treten, wie z. B. beim Naphthalin und Anthrazen, oder eine **A b s c h w ä c h u n g** des Benzolcharakters dadurch, daß der Benzolkern mit aliphatischen Molekülgruppen in Verbindung tritt. Dies ist z. B. der Fall bei Toluol oder **Methylbenzol, Xylol- oder Dimethylbenzol usw.**



↑ Verstärkter Benzolcharakter
 ↓ Abnehmende Wasserstoffzahlen

Benzolcharakter

↓ Abgeschwächter Benzolcharakter
 ↑ Zunehmende Wasserstoffzahlen

Es ergibt sich für unsere Betrachtung, daß jede Verstärkung des Benzolcharakters ungünstig, jede Abschwächung dagegen günstig für den Dieselmotorenbetrieb wirkt, eine Tatsache, die übrigens im Automobilbetrieb schon lange bekannt ist, wo man einer Beimengung von Toluol und Xylol den Vorzug gibt vor dem reinen Benzol.

Als die reinsten Vertreter des Benzoltyps unter den Treibmitteln haben die Teeröle zu gelten, bei welchen deshalb die hochsiedenden Anteile, die viel Anthrazen enthalten, ausgeschieden werden müssen.

Praktisch kann man den Unterschied zwischen den aliphatischen und den Benzolverbindungen dahin zusammenfassen, daß die aliphatischen Verbindungen jedenfalls innerhalb viel weiterer Grenzen für den Dieselmotor brauchbar sind als die Benzolverbindungen. Der Betrag von hochmolekularen Verbindungen, welcher für den Motor eben noch zulässig ist, kann ein viel größerer sein bei den aliphatischen Verbindungen, wie der Paraffingehalt im Braunkohlenteeröl oder der oft bedeutende Asphaltgehalt im Rohpetroleum beweisen, während die Teeröle schon geringen Mengen von Anthrazen oder Naphthalin gegenüber empfindlich sind. Die beiden Klassen von Kohlenwasserstoffen verhalten sich ferner ganz verschieden gegenüber zersetzenden Einflüssen, die ebenfalls zu Störungen im Dieselmotorenbetrieb führen können. Solche zersetzenden Einflüsse sind die sog. pyrogene Zersetzung, d. h. die Neigung zur Bildung kohlenstoffreicher, in der Hitze beständiger Verbindungen, ferner die Bildung von Polymerisations- und Kondensationsprodukten, welche durch die katalytische Wirkung gewisser Verunreinigungen, wie Schwefel usw., begünstigt wird. Endlich gehört hierher die Einwirkung der Oxydation, welche unter Umständen schon durch den Gehalt an Wasser befördert wird.

Allen diesen zersetzenden Einflüssen gegenüber sind die Benzolverbindungen beständiger, d. h. widerstandsfähiger als die aliphatischen. Wenn sie aber einmal Zersetzung erleiden, so wirken sie ungleich gefährlicher als die Zersetzungprodukte der aliphatischen Kohlenwasserstoffe. Es sei nur z. B. an die Wirkung der Oxydation erinnert. Während die Oxydation im Rohpetroleum zu asphaltähnlichen Stoffen führt (wie zum Teil schon in der Natur geschehen), die keinen aggressiven Charakter haben, sind die Oxydationsprodukte der Benzolkohlenwasserstoffe Verbindungen von direktem Säurecharakter (Phenole), die auf Metalle angreifend wirken. Aus diesem Grunde hat auch der an und für sich geringe Sauerstoffgehalt der Teeröle oder des Teers eine praktische Bedeutung, die ihm bei den aliphatischen Treibmitteln nicht zukommt.

Im allgemeinen läßt sich daher sagen, daß hochmolekulare Zersetzungsmittel oder Oxydationsprodukte bei den Treibölen des aliphatischen Typs viel weniger zu bedeuten haben als bei den Treibölen des Benzoltyps. Rohe, d. h. nicht durch Destillation vorbehandelte Treibmittel sind daher nur beim aliphatischen Typ denkbar und tatsächlich schon, wie die Verwendung von asphaltigem, rohem Erdöl beweist, praktisch erprobt. Beim Benzoltyp dagegen, dessen Vertreter das Teeröl ist, muß schon die Destillation sehr eng begrenzt werden, damit hochsiedende Anteile ausgeschieden werden.

Überträgt man nun diese theoretischen Betrachtungen auf die technischen Treiböle, so muß man zunächst berücksichtigen, daß diese stets Gemische sind. Ihr Charakter als Mischungen ist um so ausgeprägter, je größer der Temperaturbereich ist, innerhalb dessen ein bestimmtes Destillationsprodukt gewonnen wurde. Eine extreme Stellung nimmt dabei das Rohöl ein, welches überhaupt nicht durch Destillation verändert ist und deshalb eine ursprüngliche Mischung darstellt. Die Wasserstoffzahl ist deshalb für die technischen Treibmittel stets nur ein Durchschnittswert, der aber, sofern man ihn nur zu deuten weiß, dadurch nichts an Bedeutung verliert. Die Wasserstoffzahl entspricht jedenfalls annähernd dem Hauptanteil des Treibmittels. Beimischungen von niedrig siedenden Anteilen erhöhen die Wasserstoffzahl; Beimengungen von höher siedenden Anteilen — das wird stets der weitaus häufigere Fall sein — erniedrigen die Wasserstoffzahl. Auch dabei ist ein Unterschied zwischen dem aliphatischen Typ und dem Benzoltyp ohne weiteres vorauszusehen. Bei dem aliphatischen Typ entsprechen auch die hochsiedenden Kohlenwasserstoffe noch immer dem Nährungswert 2 für die Wasserstoffzahl, wie sie sich aus der allgemein geltenden Formel $C_nH_{2n} + 2$ oder C_nH_{2n} erkennen läßt. Die Wasserstoffzahl bei aliphatischen Typen zeigt deshalb im allgemeinen keine große Verschiedenheit, und wenn sie schon einmal heruntergeht, so deutet dies auf Beimengungen von pyrogenen oder oxydierten Zersetzungsmitteln oder, was oft das Nächstliegende ist, auf Beimengungen von Benzolkohlenwasserstoffen.

Beim Benzoltyp dagegen sind die Schwankungen in der Wasserstoffzahl verhältnismäßig viel größer, und jede Beimengung von Verbindungen mit verstärktem Benzolcharakter (Naphthalin und Anthrazen) äußert sich schon in recht empfindlicher Weise. Darüber, wie die Wasserstoffzahl als Durchschnittswert zu deuten ist, gibt uns die Siedeanalyse Aufschluß, welche uns erkennen läßt, wie groß die Menge der bei verschiedenen Temperaturen überdestillierten Anteile ist. Der günstigste Fall wird immer der sein, daß die einzelnen Siedefraktionen eine mit steigender Temperatur gleichmäßige, nicht sprungweise abnehmende Kohlen-

stoffzahl zeigen. Es läßt sich dann die erweiterte Bedeutung der Wasserstoffzahl formulieren in dem Satz:

Von zwei Treibölen mit gleicher Wasserstoffzahl ist dasjenige das bessere, welches die engere Siedegrenze und den regelmäßigeren Siedeverlauf (Siedekurve) aufweist.

Vergleicht man die gebräuchlichsten Treibmittel auf Grund ihrer Wasserstoffzahlen, so gelangt man tatsächlich zu einer Scheidung zwischen den aliphatischen und den Benzoltypen, wie sich aus nachfolgender Klassifikation ergibt:

I.

Treibmittel des aliphatischen oder Paraffintyps.

Wasserstoffzahlen von 1,60—2,0.

Theoretischer Höchstwert: Das Hexan $C_6 H_{14}$, Wasserstoffzahl = 2,33.

Wasserstoffzahl 2—2,2: Niedrigsiedende Automobiltreiböle oder Benzine.

Wasserstoffzahl 1,80—1,90: Hochwertige Dieselmotortreibmittel, das sind raffiniertes Petroleum und beste Petroleumsgasöle.

Wasserstoffzahl 1,60—1,80 umfaßt die gebräuchlichsten Dieselmotortreibmittel, nämlich: Gewöhnliches Gasöl mit 1,60—1,80,
Braunkohlenteeröl oder Paraffinöl mit 1,60—1,70,
Rohes Erdöl mit 1,65.

Das rohe Erdöl, welches für die Seeschiffahrt von besonderem Interesse ist, zeigt bei verschiedensten Herkünften (aus Kalifornien, Rumänien, Borneo usw.) mit großer Annäherung die Zahl 1,65, so daß in diesem Falle erst die Siedeanalyse weiteren Aufschluß geben kann. Den höchsten Wert, nämlich 1,80, habe ich bei einem persischen Rohöl beobachtet, welches sich denn auch in allen übrigen Eigenschaften als ein vorzügliches Treibmittel erwies.

II.

Treibmittel des Benzoltyps.

Wasserstoffzahlen: 0,9—1,1.

Die einzigen Vertreter dieses Typs sind die Teeröle, welche somit unter den Treibmitteln eine Klasse für sich darstellen.

Die Wasserstoffzahl der Teeröle beträgt 0,9—0,95 und wird nur in seltenen Fällen wenig größer als 1.

Die Qualität der Teeröle hängt natürlich in hohem Maße von der Qualität des ursprünglichen Teeres und von der Art seiner Verarbeitung (Teerdestillation) ab. Da, wie ich nachfolgend noch zeigen werde, die Qualität der Teere neuerdings eine viel bessere wird, so ist auch für die Teeröle eine Besserung der Qualität zu erwarten.

III.

Die pseudoflüssigen Brennstoffe oder Teere.

Wasserstoffzahlen: 0,5—0,9.

Als pseudoflüssige Brennstoffe möchte ich die Teere deshalb bezeichnen, weil sie keine eigentlichen Flüssigkeiten sind, sondern Gemenge von Flüssigkeiten mit freiem Kohlenstoff und kohlenstoffreichen, festen Verbindungen. Ihre Bedeutung für den Dieselmotorenbetrieb liegt darin, daß sie einerseits die Stammsubstanz für die Teeröle bilden, deren Qualität mit der Qualität des Teeres in engstem Zusammenhang steht, anderseits darin, daß man bereits den Anfang damit macht, auch gewisse Arten von Teer direkt als Treibmittel zu verwenden.

Ausschlaggebend für die Qualität und Verwendbarkeit des Teers ist sein Gehalt an freiem Kohlenstoff. Dieser Gehalt ist außerordentlich schwankend und hängt mit den technischen Methoden der Verkokung aufs engste zusammen. Während z. B. der Teer aus den älteren Gasanstalten mit Horizontalretorten bis zu 30 % freien Kohlenstoff enthält, geht der Gehalt an freiem Kohlenstoff beim Koksofenteer (Zechenteer) herunter bis auf 5—7 %; sein Minimum erreicht er bei dem Teer der modernsten Gasanstalten mit Vertikalretorten, nämlich 1—3 %.

Die wahre Qualität des Teers als flüssiger Brennstoff tritt daher erst dann klar zutage, wenn man die Wasserstoffzahl nur für das Verhältnis Wasserstoff zu gebundenem Kohlenstoff berechnet, d. h. wenn man den freien, nicht an Wasserstoff gebundenen Kohlenstoff ausschaltet.

Beispiel:

G a s t e e r: Wasserstoff = 4,09 %, Kohlen-

stoff = 92,50 %, Wasserstoffzahl = 0,53,

derselbe nach Abzug von freiem Kohlen-

stoff = 30,00 %,

Gebundener Kohlenstoff . . . = 62,50 %, „ „ = 0,79,

Fettgassteer: Wasserstoff = 5,40,

Kohlenstoff = 94,10 %, „ „ = 0,69,

derselbe nach Abzug von freiem Kohlen-

Gebundener Kohlenstoff \equiv 79,10 %. \equiv 0,82.

V e r t i k a l o f f e n t e e r: Wasserstoff

= 6,40 %, Kohlenstoff = 88,00 %, Wasserstoffzahl = 0,87,

derselbe nach Abzug von freiem Kohlen-

stoff = 1,60 %

Gebundener Kohlenstoff . . . = 86,40 %, „ „ = 0,89.

Wie man sieht, nähern sich die so erhaltenen Werte sehr weitgehend den Brennstoffen des Benzoltyps, insbesondere beim Vertikalofenteer, der für den Dieselmotorenbetrieb am allerersten in Betracht kommt.

Freilich werden diese Betrachtungen für die Hauptmengen des produzierten Gasteers theoretische bleiben, solange es nicht gelingt, den freien Kohlenstoff aus dem Teer zu entfernen, wozu trotz mancherlei Vorschläge (u. a. auch Zentrifugieren) recht wenig Aussichten bestehen. Dies wird aber auch gar nicht nötig sein; durch die Ausbreitung der modernen Entgasungsmethoden mittels Vertikalretorten und Kammeröfen wird ganz von selbst auch die Qualität des Teers eine bessere werden.

Wenn ich bis hierher versucht habe, die Eigenschaften und das Verhalten der Treibmittel aus ihrer chemischen Natur heraus zu erklären, so möchte ich zum Schluß zu der praktischen Schlußfolgerung übergehen, nämlich zu der Frage: Auf welche Weise wird es möglich sein, die noch bestehenden Schwierigkeiten bei gewissen Treibmitteln zu überwinden und zu einer allgemeinen und voraussetzungslosen Verwendbarkeit insbesondere des Rohöls und des Teeröls zu gelangen?

Diese Frage muß für das Rohöl und für das Teeröl unter ganz verschiedenen Gesichtspunkten behandelt werden. Beim Rohöl ist es die stark schwankende Menge von hochsiedenden Anteilen und von Zersetzungprodukten (Asphalt), welche die Anwendung dieses Öls mit einer gewissen Unsicherheit belastet. Beim Teeröl dagegen, welches mit großer Sorgfalt hergestellt wird, ist derartiges nicht zu befürchten. Hier handelt es sich vielmehr um den Verbrennungsvorgang selbst, welcher immer noch gewisse Schwierigkeiten bietet. Beim rohen Erdöl würde sich also die Aufgabe ergeben, Vorkehrungen zu treffen, welche es verhindern, daß die störenden Beimengungen über ein gewisses Maß hinaus im Öl verbleiben. Mit anderen Worten, es würde sich um eine Vorbehandlung des rohen Erdöls handeln, welche sich etwa mit der Wasserreinigung vergleichen ließe, welch letztere ja auch nicht eine vollständige Entfernung der Kesselsteinbildner bezweckt, sondern nur deren Zurückführung auf ein erträgliches Maß.

Die nächstliegende Methode, die teilweise Destillation, kommt natürlich für eine Vorbehandlung des Rohöls nicht in Frage, obgleich es an Vorschlägen dieser Art, selbst für Seeschiffe, nicht gefehlt hat. Wollte man diesen Weg einschlagen, so wäre man überdies nicht mehr berechtigt, von der Verwendung von „Rohölen“ zu sprechen. Viel eher diskutierbar wäre dagegen das Gegenteil der Destillation, nämlich die Behandlung durch Kälte. Da die störenden Beimengungen immer hochmolekular sind, und die Erstarrungstemperatur mit zunehmender Größe des Moleküls steigt, so wäre das Verfahren des partiellen Ausfrierens wohl eines Versuches wert. Man braucht dabei noch gar nicht an sehr tiefe Temperaturen zu denken, da schon die mit sinkender Temperatur rasch abnehmende Löslichkeit der betreffenden Stoffe dem Verfahren zu Hilfe käme.

Einfacher wären solche Verfahren, die auf der Einwirkung von gewissen Mineralsubstanzen, wie Tonerde, Kaolin, Fullererde usw. auf hochsiedende Ölanteile beruhen. Die hochsiedenden Anteile werden durch solche Substanzen teilweise niedergeschlagen, die Wirkungsweise selbst ist ihrer Art nach nicht genau bekannt. Sie kann ebensowohl eine rein mechanische Filtrationswirkung sein als ein chemischer Vorgang. Jedenfalls hängt die Wirkung selbst, die in vereinzelten Fällen tatsächlich den Erfolg einer fraktionierten Filtration gehabt hat, sehr stark von der physikalischen Beschaffenheit der betreffenden Substanzen ab. Es ist auch schon lange bekannt, daß Aluminiumhydroxyd in feinster flockiger Form die Eigenschaft hat, hochmolekulare Verbindungen niederzuschlagen oder wie man dies bezeichnet zu „koagulieren“, ein Verfahren, von dem man bei der Trinkwasserreinigung heute schon ausgiebigen Gebrauch macht. Die sauerstoffhaltigen Verbindungen, zu denen ja auch die Asphalte gehören, sind solchen Reaktionen besonders zugänglich.

An solchen Vorbehandlungsmethoden des Rohöls hätte vor allem die Seeschiffahrt ein besonderes Interesse, um geschützt zu sein gegen die Ungleichmäßigkeit der Lieferungen, und die damit verbundenen Störungen.

Noch besser wäre es freilich, wenn es gelingen würde, in jedem Fall auch ohne Vorbehandlung auszukommen, und damit komme ich zu dem Punkte, in welchem das Rohöl sich mit dem Teeröl trifft: Es ist dies die Forderung der allgemeinen und voraussetzungslosen Verwendbarkeit von Roh- und Teeröl. Diese Forderung ist für das Teeröl überhaupt die allein entscheidende; denn die Qualität des Teeröls, das heute schon mit besonderer Sorgfalt und speziell für Motorzwecke hergestellt wird, kann wohl nicht mehr erheblich gesteigert werden.

Man hört deshalb sehr oft die Ansicht, der Brennstoff sei bisher dem Motor

schon genug entgegengekommen und es sei wieder einmal an der Zeit, daß der Motor für den Brennstoff etwas tue.

Ich möchte mich in diesen Streit nicht hineinmischen; aber ich möchte darauf hinweisen, daß es zwischen Motor und Brennstoff schließlich noch ein sehr wichtiges Mittelding gibt. Es ist dies der Verbrennungsprozeß selbst. Gewiß läßt sich an der Grundlage des Verbrennungsprozesses nicht rütteln. Er ist und bleibt die Vereinigung der Elemente mit dem Sauerstoff unter Wärmeentwicklung. Aber die Mittel und Wege, durch welche diese Vereinigung zustande kommt, können verschieden sein und sind es auch heute schon in der Technik. Auch der Dieselmotor ist von dem normalen Verbrennungsprozeß schon von Anfang an abgewichen insofern, als er den Verbrennungsvorgang sich in komprimierter Luft abspielen läßt. Wenn diese Methode, die an und für sich ja günstig wirken muß, für gewisse Brennstoffe, wie die Teeröle, nicht immer vollkommen ausreicht, so müssen eben neue Mittel und Wege gefunden werden. Wir müssen bedenken, daß der Verbrennungsprozeß, wie jeder chemische Reaktionsvorgang, nur dann in vollkommenster Weise verläuft, wenn die für ihn günstigsten Gleichgewichtsbedingungen gegeben sind. Wenn wir nun schon zugeben müssen, daß die ringförmige chemische Konstitution der Benzolverbindungen für uns heute noch manches Unerklärliche bietet und von unserer gewöhnlichen Vorstellung der chemischen Bindung vollständig abweicht, so können wir eigentlich gar nicht erwarten, daß die Gleichgewichtsbedingungen für die Verbrennung der Benzolverbindungen die gleichen sind wie für die aliphatischen, bei welch letzteren sie verhältnismäßig einfach liegen und von dem gewöhnlichen Verbrennungsprozeß der übrigen Brennstoffe nicht wesentlich abweichen. Und in dieser Unkenntnis der Gleichgewichtsbedingungen liegt vielleicht der Schwerpunkt der ganzen Teerölfrage.

Wir wissen, daß auch für den Verbrennungsprozeß die günstigsten Gleichgewichtsbedingungen stets abhängig sind von Menge und Art der aufeinander wirkenden Stoffe und ferner von der Temperatur. In dieser Richtung müßten auch die Mittel gesucht werden, um den Verbrennungsprozeß der Benzolderivate zu vervollkommen. Man braucht dabei noch gar nicht etwa an die Verwendung von reinem Sauerstoff oder auch nur von einer mit Sauerstoff angereicherten Verbrennungsluft zu denken. Ein Ausweg zeigt sich vielmehr schon darin, daß gewisse Stoffe, die mit der Verbrennung selbst nichts zu tun haben und nur in kleinen Mengen vorhanden zu sein brauchen, schon sehr oft einen wesentlichen Einfluß auf den Gang der Verbrennung ausüben. Ich erinnere in dieser Beziehung nur an den Wasserdampf, der auf alle Verbrennungsprozesse, auch in den einfachsten Feuerungen, einen gewissen Einfluß ausübt, ein Einfluß, der auch dem

Feuchtigkeitsgehalt der komprimierten Luft im Dieselmotor ganz zweifellos zu kommt. Bei manchen Stoffen ist dieser Einfluß ein dermaßen bedeutender, daß sie imstande sind, eine an und für sich träge verlaufende chemische Reaktion zu beschleunigen und zu vervollkommen. Man nennt diese Stoffe „K a t a l y - s a t o r e n“ und macht von ihnen in der Technik schon heute weitgehenden Ge brauch. Ich erinnere nur an die Rolle des katalytisch wirkenden Platins bei der modernen Fabrikationsmethode für die Schwefelsäure.

Wenn es schon möglich ist, träge verlaufende Reaktionen durch solche Katalysatoren zu beschleunigen, um wieviel leichter muß es erst sein für den Verbrennungsprozeß, der ja als das Schulbeispiel eines exotherm verlaufenden Vorgangs zu gelten hat. In der Tat gibt es auch für den Verbrennungsprozeß Katalysatoren. Dahin gehören z. B. die (allerdings sehr teueren) sog. Platinmetalle, welche für solche Zwecke, insbesondere für flammenlose Verbrennung, bereits heute in beschränktem Maße Anwendung finden. Es wäre sehr wohl denkbar, daß auch der Verbrennungsprozeß im Dieselmotor durch geeignete Katalysatoren seine letzte Vervollkommnung erreichen könne. Da die Menge der Katalysatoren stets nur eine sehr geringe zu sein braucht und demgemäß ihr Raumanspruch sehr klein ist, so würde ihre Verwendung im Dieselmotor wohl ohne besondere Schwierigkeiten und insbesondere ohne konstruktive Änderungen möglich sein. Wichtig ist allein die chemische Auswahl der betreffenden Stoffe und ihre Überführung in eine Form von feinster Verteilung, und ich werde vielleicht später einmal die Ehre haben, über diesbezügliche Versuche an dieser Stelle zu berichten.

Diskussion.

Herr Direktor S a i u b e r l i c h - Osterholz-Scharmebeck:

Euere Königliche Hoheit! Meine Herren! Der Herr Vortragende hat mit Recht bemerkt, daß das Gasöl für die Verwendung im Dieselmotor zu teuer sei. Es wird mit Unrecht in der Motorentechnik häufig Rohöl genannt, obwohl es eines der vielen Destillationsprodukte aus dem rohen Erdöl ist. Für Seeschiffe kann das Gasöl bei weiterer Verbreitung des Dieselmotors überhaupt nicht in Frage kommen, weil es nicht in den erforderlichen Quantitäten beschafft werden kann. Diese Tatsache ergibt sich leicht aus der folgenden Be trachtung. Die Erdölproduktion der Welt beträgt etwa 45 Millionen Tonnen. Das rohe Erdöl wird im allgemeinen einem Destillationsprozeß unterworfen, bei welchem bis zu etwa 150 ° C etwa 10 % Benzin, weiter bis etwa 275 ° C 25—30 % Petroleum und bis etwa 350 ° C die Mittelöle sich ergeben, welche das umfassen, was wir im allgemeinen Gasöl nennen und nur etwa 10 % ausmachen. Die sogenannten Rückstände, in Rußland Masut, in Rumänien Pakura, in Amerika Liquid fuel genannt, bleiben übrig. Aus ihnen

werden die Schmieröle gewonnen, bei weiterer Destillation auch Paraffin, Asphalt und härtestes Pech. Wo keine weitere Verarbeitung der Rückstände stattfindet, bilden sie das bekannte Kesselheizungsmaterial. Hieraus geht hervor, daß im ganzen nur etwa 4,5 Millionen Gasöl hergestellt werden können, die selbstverständlich für den Seebetrieb deshalb nicht in Frage kommen. Am besten wird man sich die Bedeutung dieser Zahl vorstellen, wenn man sich die Kohlenweltproduktion von 1500 Millionen Tonnen vor Augen führt und dabei bedenkt, daß Deutschland hiervon 1911 160 Millionen Tonnen Kohlen und 74 Millionen Tonnen Braunkohlen aufgebracht hat. Das bedeutet, daß man mit den vorhandenen 4,5 Millionen Tonnen Gasöl niemals hätte daran denken können, Großseeschiffahrt zu treiben.

Der Herr Vortragende sieht nun in der Verwendung von rohem Erdöl und Teeröl die Lösung für den Betrieb der Dieselmotoren der Seeschiffahrt. Ich bin der Ansicht, daß aus ganz bestimmt nachzuweisenden Gründen beide Öle für diesen Zweck allgemein gesprochen nicht verwendet werden können. Das Teeröl ist auch in absehbarer Zeit in noch weit geringeren Mengen vorhanden als das Gasöl und schon aus diesem Grunde nicht anwendbar. Deutschland produziert pro Jahr etwa 450 000 t, die übrigen Länder etwa das gleiche Quantum. Zweifellos wird das Teeröl eine sehr große Rolle im Dieselmotorenbetrieb spielen, aber meines Erachtens nur für stationäre Dieselmotoren und vor allem auch für die deutsche Binnenschiffahrt. Für diese Zwecke wird das Teeröl sich vorzüglich behaupten können, da auch bei der am 16. November dieses Jahres erfolgten Zollermäßigung von 3,60 M auf 1,80 M ausländische Schweröle es schwer haben werden, bei gegenwärtigen Teerölpreisen zu konkurrieren.

Das rohe Erdöl kann im allgemeinen auch aus wirtschaftlichen Gründen nicht in Frage kommen. Seine Bestandteile sind viel zu wertvoll, als daß man es ohne Aufteilung in den Handel bringen könnte. Der Preis, welcher gezahlt werden müßte, wenn man die flüchtigen Stoffe im rohen Erdöl belassen wollte, würde viel zu hoch sein und die Konkurrenz mit der Kohle nicht aushalten können. Beispielsweise möchte ich anführen, daß eine Tonne rohen Erdöles, um mit der Kohle bezüglich der Brennstoffkosten pro PS e. bei Seeschiffen konkurrieren zu können, höchstens 60 M kosten dürfte. Dabei ist wohl zu beachten, daß die indirekten Vorteile des Motors noch nicht in Anrechnung gebracht sind. Wird das rohe Erdöl aber auf Benzin und Petroleum verarbeitet, so würde aus einer Tonne dieses Materials ganz roh veranschlagt, zu erzielen sein:

100 kg Benzin mit einem Verkaufspreis von 25 M,
300 kg Petroleum mit einem Verkaufspreis von 36 M,
die Reste 600 kg mit 60 M pro Tonne gerechnet, würden 36 M erzielen,

und auf Grund dieser Verarbeitungsmethode würde ein Gesamtpreis von etwa 100 M zu erzielen sein, also zwei Drittel mehr als was für das rohe Erdöl an sich erzielt werden könnte. Die Petroleumgesellschaften würden für das rohe Erdöl, um keinen Schaden zu erleiden, gegen 10 M pro 100 kg verlangen müssen, eine Summe, die der Dieselmotorbetrieb in der Konkurrenz mit der Kohle wohl niemals bezahlen können wird. Da der Verkaufspreis dieser Produkte der Hauptsache nach aus den Lagerungs- und Transportkosten sich zusammensetzt, die Gewinnungskosten an sich nicht ausschlaggebend sind, so erkennt man, daß die Verwendung des rohen Erdöles ohne vorherige Auswertung der flüchtigen Bestandteile im allgemeinen unmöglich ist. Das Benzin wird heute mit Gold aufgewogen und bei weiterer Einschränkung der Produktion unbezahlbar werden. Bei dieser Berechnung ist die Destillation der Mittelöle für die Fabrikation von Gas noch gar nicht in Betracht gezogen worden.

Der Herr Vortragende hat *a u s d r ü c k l i c h* auf der vierten Seite seines Vortrages bemerkt, daß das für die Verwendung vorgeschlagene rohe Erdöl noch die niedrigsten

und hoch siedenden Bestandteile enthalte! Aus dem oben angegebenen Grunde ist es einfach unmöglich, diesem Vorschlage in der Seeschiffahrt nachzukommen. Die Petroleumgesellschaften werden sich nicht bereit finden, ein solches Opfer zu bringen. Dazu kommt noch, daß sich ein Brennmaterial mit flüchtigen Bestandteilen nicht einmal technisch gut für den Verbrennungsprozeß eignet. Wer sich mit derartigen Versuchen beschäftigt hat, wird gefunden haben, daß die leichteren Bestandteile leicht Vorzündungen hervorrufen und schlechte spitze Diagramme zeitigen.

Meine Herren! Meiner Ansicht nach muß und wird man bis auf verschwindende Ausnahmen im Seeschiffsbetrieb in der Zukunft nur noch die Rückstände verwenden, welche nach dem Destillationsprozeß der rohen Erdöle verbleiben, diejenigen Rückstände, die man bisher unter dem Kessel verfeuert hat, oder solche, in denen die Mittelöle zurück behalten sind. Bekanntermaßen werden diese Rückstände unter den Kesseln sehr unwirtschaftlich ausgenutzt und würden zu einer unvergleichlich größeren Wirtschaftlichkeit bei der Verbrennung im Motorzylinder gelangen. Von den Rückständen werden jedenfalls genügende Quantitäten für den Seeschiffsbetrieb beschafft werden können. Nach den obigen Zahlen würden bei der heutigen Weltproduktion etwa 25 Millionen Tonnen Rückstände vorhanden sein, soweit dieselben nicht für andere Zwecke Verwendung finden. Wenn sich die Rückstände für die Verbrennung in Seeschiffsmotoren eignen, wird niemand in Zukunft dieselben unter den Kesseln verbrennen wollen, also würde mindestens das gesamte, heute unter dem Kessel verbrannte Material für den Dieselmotor in der Seeschiffahrt zur Verfügung stehen. Eine gewisse Verbreitung über diese Frage erscheint notwendig, da dieselbe vielleicht als die allerwichtigste zu bezeichnen ist, mit welcher sich die Seeschiffahrt heute zu beschäftigen hat. Allzulange leider hat die deutsche Motorentechnik an der Verwendung des Gasöles festgehalten. Mit Genugtuung können wir aber heute feststellen, daß inzwischen eine ganze Reihe von Versuchen mit Motoren gemacht worden sind, welche gezeigt haben, daß es sehr wohl möglich sein wird, die Rückstände im Dieselmotor zu verbrennen.

Mir stehen auf diesem Gebiete Versuchsresultate zur Verfügung, welche von Herrn Professor Junkers, Aachen, durchgeführt worden sind, und zwar mit den rumänischen Rückständen, der sogenannten Pakura. Die Junkersmaschine eignet sich, gerade weil sie aus den notwendigen Bedingungen für eine gute Verbrennung heraus entwickelt worden ist, in hervorragendem Maße für die Lösung schwieriger Verbrennungsprobleme, abgesehen davon, daß auch die vorzügliche Spülung die Benutzung schwer zu verarbeitender Materialien durch gute mechanische Reinigung des Zylinders unterstützt.

Die Versuche sind an einer Maschine von 200 mm Zyl. \varnothing 2 × 400 mm Hub und einer Leistung von normal 150, maximal 200 e PS. vorgenommen. Zu berücksichtigen ist, daß die Maschine als Versuchsmaschine bereits im Jahre 1907 erbaut ist und an ihr noch eine große Anzahl von inzwischen noch erfundenen Verbesserungen fehlt. Die Maschine ist für Leistungserhöhungen bis 50 % über der normalen erbaut und hat mit Rücksicht auf anzustellende Forschungen unverhältnismäßig große Spülungen und Kompressoren, weshalb sich bei den Versuchen ein relativ ungünstiger mechanischer Wirkungsgrad ergibt, was bei der Beurteilung der Resultate berücksichtigt werden muß.

Die Versuche wurden vom 23. Januar bis zum 9. Februar 1912 durchgeführt, und zwar mit den gewöhnlichen Gasöldüsen. Mit Absicht wurde ein entsprechend der täglichen Betriebsarbeitszeit unterbrochener Betrieb gewählt, weil derselbe für die Maschine beschwerlich erscheint, indem sie immer wieder aus dem kalten Zustand in den Beharrungszustand gebracht werden mußte und von der Inbetriebnahme bis zu diesem Zeitpunkt infolge kälterer Wandung die meisten Rückstände zu erwarten waren. Während der ganzen Zeit kamen irgendwelche Betriebsstörungen bei den Arbeitszylindern, Kolben, Düsen,

Zerstäubern, Brennstoffnadeln usw. nicht vor. Das an den Laufflächen haftende Schmieröl konnte ohne weiteres vollständig mit Petroleum und Putzlappen entfernt werden. Die an den vier Kolben haftenden kleinen Teilchen wogen 10 g. Die Kolbenringe zeigten genau dasselbe gute Aussehen wie bei gewöhnlichem Gasölbetrieb. Der Brennstoffverbrauch stieg vom Beginn der Versuche bis zum Schluß nicht. Die Ablagerungen im Auspuffkranz waren nicht störend und konnten leicht abgekratzt werden. An der für Gasöl vorgesehenen Maschine wurde außer dem Aufbohren der Zerstäuberplatten nichts geändert. Nur mußte das Öl auf 20—25° vorgewärmt werden, weil es durch die für gewöhnliches Gasöl vorgesehenen Saugleitungen nicht zuverlässig den Pumpen zufloß. Bei größeren Leitungen würde dies überflüssig sein.

Die Güte der Verbrennung beweist der thermische Wirkungsgrad von reichlich 46 %. Das Diagramm zeigte durchaus korrekte Linien und einen mittleren Druck von 11 Atmosphären. Der Verbrauch pro PS e. und Stunde betrug etwa 210 g, fürwahr ein ausgezeichnetes Resultat bei den ungünstigen Verhältnissen der Maschine! Auch mit kalifornischem und mexikanischem Öl sind umfangreiche Versuche vorgenommen, die zur Zufriedenheit aller Fachleute ausfielen.

Ich bin der Meinung, daß gerade die Junkers-Maschine berufen sein wird, die Frage der wirtschaftlichen Verbrennung der Rückstände in erster Linie gut zu lösen.

Es wäre sehr interessant, an dieser Stelle zu erfahren, welche Resultate man auf diesem Gebiet auch bei anderen Systemen gewonnen hat. Versuche darüber hat auch Lane in London angestellt und im „Engineering“ am 23. August veröffentlicht. Er schreibt darüber, daß er mit Erfolg die schwersten Rückstände im Motor verarbeitet habe bis zu einem spezifischen Gewicht von nahezu 0,98, welche bei gewöhnlicher Temperatur kaum fließen. Interessant ist seine Bemerkung, daß er zur Erzielung der Verbrennung eine Kompression von nur 30—32 Atmosphären braucht. Die früher weit verbreitete Anschauung, daß die Kompression bei schwerem Öl gesteigert werden müßte, ist als irrig zu bezeichnen.

In den obigen Ausführungen glaube ich bewiesen zu haben, daß für die Seeschiffahrt die von dem Herrn Vortragenden vorgeschlagenen Brennstoffe nicht in Frage kommen können, sondern alle Anstrengungen gemacht werden müssen, um den Großschiffsmotor für die Verbrennung von Petroleumrückständen brauchbar zu machen. Daß wir auf die dauernde Verwendbarkeit dieses Materials in der Seeschiffahrt hoffen dürfen, glaube ich in obigen Ausführungen nachgewiesen zu haben.

Herr Ingenieur Lühr - Bremen:

Euere Königliche Hoheit, meine Herren! Die Herren Vorredner haben schon darauf hingewiesen, wie wichtig es ist, das Teeröl zur Verwendung im Dieselmotor zu bringen. Nun hat aber die Verbrennung des Teeröls bisher trotz aller Vorarbeiten doch recht viele Schwierigkeiten gemacht. Der Herr Vortragende hat am Schlusse seiner Ausführungen darauf hingewiesen, daß es vielleicht durch besondere, einfache Mittel möglich sei, das Teeröl im Dieselmotor zur guten Verbrennung zu bringen, und er nimmt als solche Mittel Katalysatoren an, eventuell — doch betonte er dies nicht so sehr — die Vorwärmung. Wie sich durch Versuche der Aktiengesellschaft „Weser“ vor Jahresfrist herausgestellt hat, ist aber die Vorwärmung doch ein besonders gutes Mittel, um die deutschen Brennstoffe zur Verwendung zu bringen. Die Vorwärmung des Brennstoffes allein wurde schon seinerzeit von Herrn Dr. Rieppel angegeben und hat auch einige gute Erfolge gezeigt. Leider wurde ihr Wert doch wohl nicht genügend beachtet. Denn bis in die neuere Zeit hinein haben wir von endgültigen Erfolgen in der Öffentlichkeit nichts gehört. Von der Aktiengesellschaft „Weser“ wurde deshalb eine hohe Vorwärmung der Einblaseluft hinzugefügt. Es wird zum Beispiel mittels eines Nickelstahlrohres die Einblaseluft quer

durch das Auspuffrohr hindurchgeführt, so daß schon bei den ersten Zündungen in der Maschine eine kräftige Vorwärmung der Luft stattfinden kann. Dazu wurde, wie erwähnt, die Vorwärmung des Brennstoffes beibehalten. Das Teeröl bzw. der Teer wird in einem besonderen Behälter, der zwischen Brennstoffpumpe und Brennstoffventil in die Brennstoffleitung eingeschaltet ist, mittels Warmwassers vorgewärmt. Dieses Warmwasser wird im äußeren Mantel des doppelwandig gegossenen Auspuffrohrs erzeugt und fließt mit dem übrigen Kühlwasser der Maschine ab. Die Vorwärmung erfolgt erst hinter der Brennstoffpumpe, um den volumetrischen Wirkungsgrad der Pumpe nicht zu verschlechtern.

Die Vorwärmung des Brennstoffes auf 60° hat genügt, auch Vertikalofenteer zur Verwendung zu bringen, nur muß bei besonders schwerflüssigem Teer noch eine Mischung mit etwa 30 % Teeröl stattfinden. Die Vorwärmung der Luft wird auf etwa 100 bis 150° getrieben und genügt dann auch für schwerflüchtigste Brennstoffe.

Bei Verwendung dieses Verfahrens lag die Befürchtung nahe, daß infolge der Vorwärmung Zündungen im Brennstoffventil stattfinden könnten. Diese Explosionen sind jedoch während einer einjährigen Frist nicht eingetreten, und wir erklären uns das einfach damit, daß im Brennstoffventil dauernd ein Druck von 50 bis 60 Atmosphären herrscht, so daß die Vorwärmung nicht schädlich werden kann, weil einfach unter dem hohen Druck keine Dampf- und Gasbildung auftritt und infolgedessen auch keine Entzündung. Es wurde versuchsweise die Vorwärmung auf 200° und darüber getrieben, irgendwelche Explosionen, die man durch Rückschlagsventile hätte unschädlich machen können, sind nicht aufgetreten. Es ist möglich, daß die wandelbaren Kohlenwasserstoffe eine Umlagerung ihrer Moleküle erfahren, daß sich die abgeschwächte benzolartigen Kohlenwasserstoffe (das Xylol und das Toluol), wovon ja immer Spuren im Teeröl und im Teer enthalten sind, trennen in benzolhaltige auf der einen und alyphatische Kohlenwasserstoffe auf der andern Seite, und daß dabei die alyphatischen Kohlenwasserstoffe dazu dienen, die Verbrennung einzuleiten. Es ist sogar möglich, daß unter dem hohen Druck und der hohen Temperatur eine Umwandlung von benzolartigen in alyphatische Kohlenwasserstoffe eintritt.

Sicher ist es von Interesse, wenn Herr Dr. Aufhäuser uns seine Meinung zu dieser Annahme von Umwandlungen bezw. Umlagerungen der Kohlenwasserstoffe mitteilt. Tatsache ist jedenfalls, daß im Laufe des letzten Jahres von der Aktiengesellschaft „Weser“ etwa 10 Maschinen gebaut bezw. umgebaut worden sind für Teeröl- und Teerbetrieb und daß dieselben auch bei geringer Belastung einwandfrei mit Hilfe dieser Vorwärmung mit Teeröl und Teer allein, ohne Zusatz von Zündöl, laufen. Allerdings muß in der Anlaufperiode der kalten Maschine während etwa 5 Minuten Dauer noch ein Hilfsbrennstoff benutzt werden. Es brauchen aber auch hierfür keine ausländischen Öle beschafft zu werden, sondern man nimmt einfach unbrauchbar gewordenes Schmieröl aus dem Kurbelkasten, füllt damit für den Anlauf den Brennstoffzwischenbehälter, der eingangs erwähnt wurde, auf und läßt dann die Maschine in bekannter Weise an. Wenn das Schmieröl verbraucht ist, läuft die Maschine mit Teeröl und Teer allein weiter.

Für die Überseeschiffe ist ja, wie Herr Direktor Sauberlich schon gesagt hat, dieses Verfahren vielleicht nicht so wichtig, doch scheint es von außerordentlicher Bedeutung für die Binnenschiffahrt und auch für stationäre Zwecke zu sein. Der Teer kostet zurzeit pro 100 kg etwa 4 ℳ , das Teeröl 5 ℳ und das Gasöl unverzollt, also schon an der deutschen Küste, 10 ℳ , und wenn der Zoll hinzukommt, 12 bis 13 ℳ .

Herr Dr. phil. Dahm - Essen (als Guest):

Königliche Hoheit! Meine Herren! Herr Dr. Aufhäuser hat Ihnen soeben in seinem Vortrage gezeigt, welche Anforderungen man im allgemeinen an Treiböle stellen soll, um einen sicheren Betrieb im Dieselmotor zu erhalten. Er hat Ihnen dabei vor-

geführt, daß die elementare Zusammensetzung eines Öles, insbesondere der Wasserstoffgehalt und weiterhin die Wasserstoffzahl, einen Anhaltspunkt für die Brauchbarkeit desselben im Motor ist.

So einfach und schön es nun wäre, ein Öl nach diesem Gesichtspunkt hin beurteilen zu können, so glaube ich doch, daß diese Methode keinen Eingang in die Praxis finden wird, aus dem einfachen Grunde, weil zu viele theoretische und praktische Erfahrungen gegen diese einfache Folgerung sprechen.

Wenn wir einmal in der organischen Chemie verschiedene Reihen von Verbindungen, und zwar nur diejenigen, die in dem Gas-, Braunkohlen- und Steinkohlenteeröl vorkommen, untereinander betrachten, so finden wir, daß bei den rein chemischen Körpern sich keine Beziehungen zwischen der Wasserstoffzahl und deren physikalischen und chemischen Eigenschaften festlegen lassen. Von den vielen Beispielen, die ich zur Bekräftigung dieser Tatsache anführen könnte, möchte ich Ihnen nur zwei entgegenhalten, Azethylen und Benzol. Beide besitzen die Wasserstoffzahl 1 und beide zeigen, wie Ihnen allen bekannt ist, ein vollständig verschiedenes Verhalten sowohl in physikalischer als auch in chemischer Beziehung.

Dieselbe Verschiedenheit aber, die bei rein chemischen Körpern auftritt, ist aber auch bei deren Gemenge, was die Treiböle alle sind, vorhanden. Wäre dieses nicht der Fall, so müßte irgendeine physikalische oder chemische Eigenschaft, auf deren Grundlage sich die Brauchbarkeit eines Öles für einen Motor aufbaut, in einem gewissen proportionalen Verhältnis zu der Wasserstoffzahl stehen. Das ist aber nicht der Fall. Aus einer Tabelle, welche vor einigen Jahren Herr Dr. Rieppel veröffentlicht hat und welche die wichtigsten physikalischen Konstanten der verschiedenen Öl enthält, geht hervor, daß weder das spezifische Gewicht, Viskosität noch der Heizwert der Wasserstoffe direkt oder umgekehrt proportional der Wasserstoffzahl sind. Herr Dr. Rieppel führte trotz dieser unsicheren Grundlage s. Zt. die Bewertung eines Öles nach der Wasserstoffzahl ein auf Grund seiner damaligen Versuchsergebnisse. Der Erfolg war der, wie bei der Unsicherheit der Grundlage zu erwarten war, daß durch die Fortschritte in der Technik dieser Maßstab bald überholt wurde. Die Versuche mit Teeröl, die z. Zt. des Herrn Dr. Rieppel ungünstig verlaufen waren und die ein Hauptbeweisstück für die Einführung der Wasserstoffzahl bildeten, haben kurze Zeit darauf gegenteilige Ergebnisse gezeitigt. Als Chemiker der Deutschen Teerprodukten-Vereinigung G. m. b. H., Essen-Ruhr kann ich Ihnen heute nur kurz mitteilen, daß Teeröl bei einer ganzen Reihe von Dieselmotoren ohne Schwierigkeiten als Treibmittel benutzt wird, und daß selbst diejenigen Teeröle mit der kleinsten Wasserstoffzahl, die Anthracenöle, durchaus brauchbar für den Dieselmotor sind.

Ein wichtiger Punkt, der vielleicht noch in Betracht käme, um eine gewisse Beziehung zwischen der Wasserstoffzahl und der Brauchbarkeit eines Öles im Motor festzulegen, wäre die Ölgasbildung. Sicherlich hat dieser Vorgang, wie er in der Praxis verwertet wird, und die Benutzung eines Öles in dem Motor große Ähnlichkeit. In beiden Fällen werden die Öle auf eine verhältnismäßig hohe Temperatur erwärmt. Eine Abspaltung von niederen Gliedern der homologen Reihen tritt ein; sie sind in letzterem Falle die Ursache der Zündung in dem Motor.

Im allgemeinen hat es sich gezeigt, daß tatsächlich ein wasserstoffreicheres Öl auch eine stärkere Ölgasbildung aufweist. Es gibt aber auch hier Ausnahmen, von denen ich Ihnen nur eine aufführen möchte, nämlich ein englisches Schieferteeröl, Liquid Fuel. Dieses Treiböl hat eine Wasserstoffzahl, die zwischen denjenigen des Teer- und Gasöls liegt.

Aus den Dampfdruckkurven, welche Herr Dr. Rieppel s. Zt. aufgenommen hat, geht aber hervor, daß die Ölgasbildung stärker ist als die sämtlichen andern Öle, trotzdem nach der Wasserstoffzahl nur eine mittlere Ölgasbildung zu erwarten gewesen wäre. Ich glaube

also aus diesem Grunde ebenfalls davor warnen zu dürfen, ein Öl nach seinem Wasserstoffgehalt zu bewerten, zumal bei der Ölgasbildung, welche sicherlich dem Verbrennungsprozeß im Dieselmotor am nächsten steht, auch Versuche in neuerer Zeit bewiesen haben (Prof. Haber und Dr. Hempel), daß keine genaue Regelmäßigkeit zwischen dem Wasserstoffgehalt eines Öles und der Ölgasbildung besteht.

Zum Schlusse möchte ich noch zu einigen speziellen Punkten in dem Vortrage von Herrn Dr. Aufhäuser Stellung nehmen und weiterhin kurz einige Vorteile bei der Verwendung von Teeröl erwähnen.

Zunächst hat Herr Dr. Aufhäuser erklärt, daß der Zusatz von Toluol bzw. Xylol zu Benzol dazu dient, eine leichtere Entzündbarkeit des Benzols hervorzurufen, weil dadurch die Wasserstoffzahl erhöht würde. Dieses ist nicht der Fall, Toluol bzw. Xylol werden einzige und allein zu Benzol hinzugesetzt, um die Kältebeständigkeit dieses Treibmittels zu erhöhen, und um weiterhin insbesondere für Toluol, dessen Produktion nicht vollständig von den Farbenfabriken aufgenommen werden kann, ein wirtschaftliches Absatzgebiet zu schaffen.

Herr Dr. Aufhäuser hat ferner erklärt, daß die Oxydation von Teeröl Phenole liefert. Auch dieses ist nicht der Fall. Phenole sind zwar in den Ölen enthalten, aber bei der Oxydation wird man deren Prozentsatz niemals anreichern können, sondern es entstehen dabei, was ja auch bei einfachen Körpern, wie z. B. bei Naphthalin und Anthracen der Fall ist, primär Chinone, welche bei weiterer Oxydation unter Bildung von Carbonsäure zerfallen.

Zu den Vorteilen, die für eine Verwendung des Teeröls in dem Dieselmotor sprechen, gehören in erster Linie die Tatsachen, daß dieses Öl in großen Mengen im Inlande selbst erzeugt wird und daß die Schiffe in dem Bezug dieses Treibmittels von dem Auslande, welches den Preis für Erdöldestillate und Erdölrückstände macht, unabhängig sind. Weiterhin ist als Vorteil das spezifische Gewicht des Teeröls zu erwähnen, das mit 1,08 unter allen für den Dieselmotor in Betracht kommenden Ölen am höchsten ist. Diese Eigenschaft bietet zunächst eine große Sicherheit für die Lagerung des Öles. Im Falle einer Feuersbrunst auf den Schiffen können die Teeröle ohne weiteres unter Wasser gesetzt werden und so von dem Flammenherd durch eine isolierende Masse abgetrennt werden. Weiterhin gestattet es eine größere Menge Öl in einem kleinen Raum unterzubringen. Zuletzt wäre als Vorteil des Teeröls noch zu bemerken, daß der Unterschied zwischen dem oberen und unteren Heizwert verhältnismäßig gering ist und somit die tatsächlich in Arbeit umgesetzte Menge einen höheren Betrag erhält.

Herr Dr. Aufhäuser - Hamburg (Schlußwort):

Ich möchte zunächst zu den Ausführungen des ersten Herrn Diskussionsredners bemerken, daß er mich scheinbar gründlich mißverstanden hat. Auch ich habe nicht das rohe Erdöl gemeint, sondern das „Rohöl“, unter welchem man den Destillationsrückstand versteht. Wer jemals rohes Erdöl gesehen hat mit seinem deutlichen Gehalt an Sand und an Wasser und den andern schillernden Verunreinigungen, der nimmt ganz von selbst davon Abstand, ein solches Öl in einen Motor zu schicken. Das, was Herr Direktor Saiüberlich bemerkt hat, war ja eben der Gipfel meiner Ausführungen, nämlich daß man unter „Rohöl“ jene 65 % Rückstände versteht, die bei der Destillation nach dem Abscheiden von Benzin und Leuchtöl erhalten werden. Es könnte der Petroleumindustrie überhaupt nicht zugemutet werden, auf die wertvollen Bestandteile Benzin und Leuchtöl zugunsten des Dieselmotors zu verzichten.

Ich möchte mich dann zu Herrn Dr. Dahm von der Teerprodukten-Vereinigung wenden. Herr Dr. Dahm hat insbesondere ausgeführt, es spräche gegen die Wasserstoffzahl, daß zwei typisch verschiedene Verbindungen wie das Acetylen C_2H_2 und das Benzol

$C_6 H_6$ dieselbe Wasserstoffzahl haben. Dieses Beispiel ist insofern schlecht gewählt, als es im Gegenteil für die Wasserstoffzahl spricht. Das Acetylen ist das glänzendste Beispiel für die Wasserstoffzahl, denn Acetylen und Benzol sind zwar genau gleich in bezug auf die Wasserstoffzahl, aber verschieden in bezug auf die Bindung. Das Acetylen ist eine aliphatische, kettenförmige, offene Verbindung, das Benzol eine geschlossene ringförmige. Gemeinsam sind bei den Verbindungen bloß die übeln Eigenschaften, die sich aus der Wasserstoffzahl erkennen lassen. Das Acetylen ruft ebenso, wie es das Benzol unter bestimmten Umständen tut, und bildet unter den Gasen dasselbe Schmerzenskind bei der Verbrennung, wie das reine Benzol unter den Kohlenwasserstoffen.

Dann hat Herr Dr. Dahm bemerkt, daß Rieppel in seinem Buch über das Teeröl gesagt hat, der Heizwert, das spezifische Gewicht, die Viskosität würden gar keine Regelmäßigkeit beweisen in bezug auf die Brennstoffzahl. Dem muß ich vollständig beistimmen. Rieppel kommt ja auf Grund dieser Überlegung zu dem Schluß, daß es überhaupt kein Kriterium gibt als die Wasserstoffzahl. Es gibt Öle mit niederen Heizwerten, die gut verbrennen, weil sie gute Wasserstoffzahlen haben, und Öle mit hohen Heizwerten, die schlecht verbrennen, weil das Verhältnis der Wasserstoffzahl ein schlechtes ist. Man kann z. B. sagen, daß für gewöhnlich jedes Teeröl hinter jedem Paraffinöl zurücksteht, obwohl dieses einen Heizwert hat, der unter dem des Teeröls liegen kann.

Ferner bemerkte Herr Dr. Dahm, daß man dem Benzol Xylol bzw. Toluol zusetzt, um es kältebeständig zu machen. Das stimmt. Aber den andern Vorteil, daß dadurch die Verflüssigung herabgemindert wird, nehmen die Automobilisten zwar stillschweigend, aber doch sehr gern mit.

Endlich der Oxydationsprozeß. Daß das Phenol sich im Teeröl erst bildet, habe ich nicht behauptet. Es wird auch selten der Fall sein. Tatsache ist, daß es schon vorhanden ist im Teeröl, daß es daher für die säureartigen Wirkungen, die so viel Unannehmlichkeiten im Dieselmotorbetrieb verursachen, als Ursache zu betrachten ist.

Was nun schließlich das Verhältnis zwischen oberem und unterem Heizwert betrifft, so ist es völlig richtig, daß die Differenz bei Teeröl kleiner ist als bei Gasöl. Bei Teeröl beträgt die Differenz ungefähr 7×54 , das ist ungefähr 400 W. E., während sie bei Gasöl ungefähr 12×54 , das ist 600 W. E. beträgt. Aber das Endresultat — und auf dieses allein kommt es ja an — ist doch besser bei den aliphatischen Verbindungen, denn wenn Sie 600 von 10 600 (Gasöl) abziehen, kommen Sie immer noch auf eine höhere Zahl, als wenn Sie 400 von 10 000 (Teeröl) abziehen. Der untere Heizwert erreicht eben bei Teerölen immer nur etwa 9500 W. E. gegen 10 000 W. E. bei den Gasölen.

Endlich möchte ich noch Herrn Ingenieur Lühr von der Aktiengesellschaft „Weser“ bemerken, daß ich an die Umwandlung der Benzolverbindungen in aliphatische unter dem Einfluß der Vorwärmung nicht glaube. Ich erblicke den Nutzen der Vorwärmung vielmehr darin, daß das Teeröl in den Motor jenen Wärmeinhalt schon mitbringt, der nötig ist, um die Differenz auszugleichen, welche in der Wärmeintensität bei der Verbrennung des Benzoltyps einerseits und des aliphatischen Typs anderseits besteht. (Beifall.)

Seine Königliche Hoheit der Großherzog von Oldenburg:

Meine Herren! Als Herr Dr. Aufhäuser seinen Vortrag anmeldete, waren wir sehr erfreut, ihn als eine passende Ergänzung dem Vortrag des Herrn Dr. Diesel anreihen zu können. Außerdem kann der Vortrag unseren Schiffsmaschinenbauern als eine willkommene Vervollkommenung ihrer Kenntnis von dem Wesen und der Zusammensetzung der jetzt im Vordergrund des Interesses stehenden Treiböle dienen. Wir sind deshalb Herrn Dr. Aufhäuser für die in seinem Vortrage gegebenen Anregungen zu großem Dank verbunden.

XVI. Das Problem des Oberflächenwiderstandes.

Der Flüssigkeitswiderstand in Röhren, Kanälen und Flüssen.

Der Widerstand von Schiffen im Wasser und in der Luft.

Vorgetragen von Dr.-Ing. Gümmer-Charlottenburg.

Inhaltsangabe.

1. Stand der abstrakten Hydrodynamik.
2. Begriff der inneren Reibung einer Flüssigkeit.
3. Bedeutung der Größe $\frac{dv}{dx}$.
4. Die innere Reibung: eine Schubkraft.
5. Über das Wesen des Schubmoduls η .
6. Tabelle des Schubmoduls η für Wasser, Luft und Wasserdampf.
7. Gleichgewichtsbedingungen an einem Flüssigkeitselement.
8. Stationäre Bewegung einer Flüssigkeit zwischen zwei vollkommen glatten einander parallelen feststehenden Flächen.
9. Stationäre Bewegung einer Flüssigkeit in einem vollkommen glatten Rohr.
10. Prüfung der Annahmen durch den Versuch.
11. Graphische Ermittlung des Zusammenhangs zwischen Geschwindigkeit und Schubkräften.
12. Stationäre Bewegung einer Flüssigkeit zwischen zwei vollkommen glatten Flächen, welche sich mit der relativen Geschwindigkeit V gegeneinander verschieben: Flüssigkeitsbewegung in Lagern.
13. Stationäre Bewegung einer Flüssigkeit längs einer vollkommen glatten ebenen Fläche.
14. Beschleunigte Bewegung der Flüssigkeit.
15. Schichtenströmung, kritische Geschwindigkeit, wirbelnde Bewegung.
16. Erläuterung der drei Zustände an Versuchsresultaten.
17. Die diskontinuierliche Flüssigkeitsbewegung der abstrakten Hydrodynamik.
18. Andere Ableitung des quadratischen Widerstandsgesetzes für ideale Flüssigkeiten.
19. Einfluß der Schubspannungen auf die diskontinuierliche Bewegung.
20. Der Oberflächenwiderstand eine Folge diskontinuierlicher Flüssigkeitsbewegung.
21. Über den Begriff der Oberflächenrauhigkeit, Unterschied zwischen Oberflächenwiderstand und Wirbel-Widerstand.
22. Über die Form der Wirbel beim Strömen einer Flüssigkeit zwischen zwei parallelen feststehenden materiellen Flächen.
23. Die Kräfte am Wirbelsystem und der Einfluß der Wirbel auf die Flüssigkeitsbewegung.

24. Über die Grenzen der Wirbelbewegung.
25. Die Wirbeltheorie der abstrakten Hydrodynamik.
26. Begründung unserer Vorstellung: Versuche Ahlborns und Reynolds über die Form der Wirbel.
27. Weitere Begründung durch Geschwindigkeitsmessungen in offenen Kanälen und Flüssen.
28. Weitere Begründung durch Analyse der Geschwindigkeitsmessungen in Rohren.
29. Theorie der Oberflächenreibung von Boussinesq.
30. Einfluß der durch die Oberflächenreibung erzeugten Wirbelbewegung auf fremde Körper.
31. Der Vorgang des stationären Strömens in Rohren bis zur kritischen Geschwindigkeit.
32. Das Kriterium der kritischen Geschwindigkeit für cylindrische Röhren.
33. Kritik des Reynoldsschen Kriteriums.
34. Folgerungen aus dem Kriterium für die kritische Geschwindigkeit.
35. Das Kriterium der kritischen Geschwindigkeit für Welle in Lager.
36. Bedeutung der kritischen Geschwindigkeit in der Technik.
37. Zusammenhang der Kräfte mit der mittleren Geschwindigkeit.
38. Vereinfachte Darstellung der Kräfte.
39. Geschwindigkeitsverteilung bei verschiedener mittlerer Geschwindigkeit.
40. Geschwindigkeitsverteilung bei verschiedenem Rauhigkeitsgrad.
41. Geschwindigkeitsverteilung bei verschiedenem Rohrdurchmesser.
42. Geschwindigkeitsverteilung für $\frac{V_m}{R} = \text{konstant}$.
43. Geschwindigkeitsverteilung für $V_m \cdot R = \text{konstant}$.
44. Bestätigung von 38 bis 43 durch Versuche.
45. Versuche über den Druckabfall in Rohrleitungen.
46. Darstellung der Versuche in einer Exponential-Funktion.
47. Darstellung in x und $\frac{y}{x}$.
48. Darstellung in unbenannten Größen.
49. Darstellungsart von-Blasius und Stanton.
50. Neue Art der Darstellung.
51. Ableitung der einzelnen Bestimmungsgrößen, kritische Geschwindigkeit, Randgeschwindigkeit und Schubmodul aus den Resultaten der Widerstandsmessung.
52. Besprechung der Versuchsanordnungen.
53. Versuche Morrow.
54. Versuche Hagen.
55. Versuche Ruckles.
56. Versuche Saph & Schoder.
57. Versuche Fritzsche mit Luft.
58. Versuche Eberle mit Dampf.
59. Zusammenstellung der Versuchsergebnisse in Taf. I und II und in Tabellenform.
60. Extrapolation in einer Exponentialfunktion.
61. Röhren mit rechteckigem Querschnitt.
62. Bewegung der Flüssigkeit in offenen Kanälen und Flußläufen.
63. Versuche Engels.
64. Kritik der Bielschen Formel.
65. Der Oberflächenwiderstand ebener materieller Flächen in unbegrenzter Flüssigkeit.
66. Geschwindigkeitsverteilung quer zur Fläche.
67. Berechnung der kritischen Geschwindigkeit.
68. Die Strömungsverhältnisse oberhalb der kritischen Geschwindigkeit.

69. Unterschied zwischen ruhender Flüssigkeit und bewegter Fläche und strömender Flüssigkeit und ruhender Fläche.
70. Die Froudeschen Versuche: Ableitung des spezifischen Oberflächenwiderstandes.
71. Forderung der Ausdehnung der Froudeschen Versuche.
72. Versuche Calvert, Vergleich mit den Froudeschen Versuchen.
73. Berechnung der Flüssigkeitsenergie des Nachlaufes für eine 200 m lange Platte. Unterschied zwischen ebener Platte und Schiff.
74. Nutzanwendung auf kurze Flächen, Schraubenflügel usw.
75. Die Darstellung des Oberflächenwiderstandes in dimensionslosen Größen.
76. Dimensionslose Darstellung der Froudeschen Versuche.
77. Die Notwendigkeit des Vorschaltens einer Reibungsfläche für Modellversuche.
78. Der wellenbildende Widerstand.
79. Dimensionslose Darstellung des wellenbildenden Widerstandes.
80. Versuche von Engels und Gebers.
81. Versuche von Eiffel: Zusammenhang des Wellen- und Wirbelwiderstandes.
82. Dimensionslose Darstellung des Gesamtwiderstandes eines in der Wasserfläche schwimmenden Schiffes.
83. Froudes Versuche mit „Greyhound“.
84. Zusammenhang zwischen Wellenform, Schiffslänge und Schiffsgeschwindigkeit.
85. Einfluß der Eigenschwingung der Bugwelle auf den Schiffswiderstand.
86. Berücksichtigung der Schraubenwirkung bei Modellversuchen.
87. Das Ziel der Modellschleppversuche und die Möglichkeit der Vorausbestimmung des Schiffswiderstandes.
88. Die Notwendigkeit von Versuchen am Schiff.
89. Gleichartigkeit aller Schlußfolgerungen für Wasser und Luft.
90. Schlußbetrachtung.

In der Arbeit sind alle Werte, wo nicht ausdrücklich anders bemerkt, in kg, m und Sek. ausgedrückt. Sämtliche Rechnungen, welche in der Arbeit vorkommen, sind mit einem 500-mm-Rechenschieber auf der 250-mm-Skala vorgenommen.

1.

Die abstrakte Hydrodynamik, welche sich auf den Eigenschaften einer gedachten reibungsfreien „idealen“ Flüssigkeit aufbaut, kommt zu Schlüssen, welche mit den tatsächlichen Beobachtungen im allgemeinen nicht in Übereinstimmung sind. Am krassesten zeigt sich dies wohl in den beiden Sätzen der abstrakten Hydrodynamik, daß der Widerstand einer Flüssigkeit gegen einen durch sie hindurch bewegten Körper einer bloßen Vergrößerung der Trägheit des Körpers gleichkommt, der Körper also im stationären Zustand überhaupt keinen Widerstand erleidet, und, daß in einer wirbelfreien Flüssigkeit Wirbel weder entstehen noch vergehen können, beides Sätze, welche jeder Erfahrung mit wirklichen Flüssigkeiten widersprechen.

2.

Die Ursache für die trotz aller mathematisch glänzender Arbeiten faktisch unzureichenden Erfolge der abstrakten Hydrodynamik liegt in der Vernachlässigung einer wesentlichen Eigenschaft der wirklichen Flüssigkeiten, der Zähigkeit oder der inneren Reibung.

Die innere Reibung einer Flüssigkeit ist definiert als die Kraft, welche sich der relativen Verschiebung zweier Flüssigkeitsschichten entgegensemmtzt. Bedeutet f ein Flächenelement der aneinander sich verschiebenden Schichten, dv die Geschwindigkeitsdifferenz der beiden Flüssigkeitsschichten im senkrechten Abstand dx der beiden Flächenelemente, so ist die Größe der Reibungskraft

$$S = f \cdot \eta \cdot \frac{dv}{dx} \dots \dots \dots \dots \quad (1)$$

ein von Newton aufgestelltes, heute durch zahlreiche präzise Messungen¹⁾ sicher gestelltes Naturgesetz. η ist hierbei eine Konstante, welche nur von der Art und der Temperatur der Flüssigkeit abhängt, vom Druck der Flüssigkeit in den technisch in Betracht kommenden Grenzen unabhängig ist.

3.

Der Umstand, daß der Wert S — innere Reibungskraft zweier um 1 m voneinander abstehender Flächen von der Größe 1 m² bei der Geschwindigkeitsdifferenz von 1 m — nur eine geringe Größe besitzt — für Wasser von 10 ° C ist S gleich 0,0001329 kg — läßt die Bedeutung der inneren Reibung der Flüssigkeit als gering gegenüber anderen an der Flüssigkeitsmasse wirkenden Kräften, z. B. der Erdbeschleunigung erscheinen. Diese Auffassung ist berechtigt, wenn es sich um Aufgaben handelt, welche die Ermittlung einer endlichen Ruhelage bezeichnen, bei welchen also dv im Gleichgewichtszustand verschwindet. Bei allen Aufgaben der Hydrodynamik jedoch bedeutet die Vernachlässigung der inneren Reibung eine Annahme, welche nicht ohne weiteres als gerechtfertigt angesehen werden kann; denn die Betrachtung der Gleichung (1) zeigt, daß auch bei beliebig kleinem v und beliebig

¹⁾ Grundlegend:

Poiseuille, Recherches expérimentales sur le mouvement des liquides dans les tubes de très-petits diamètres. 1844.

G. Hagen, Über den Einfluß der Temperatur auf die Bewegung des Wassers in Röhren. Monatsberichte der preußischen Akademie der Wissenschaften. Berlin 1854.

E. Hagenbach, Poggendorfs Annalen 109. 1860.

kleinem η die Größe S jeden beliebigen Wert von 0 bis unendlich annehmen kann, wenn bei endlichem dv/dx entsprechend klein ist, ganz ebenso wie die Beschleunigungskraft $\frac{m \cdot dv}{dt}$ jeden beliebigen Wert annehmen kann, ganz gleichgültig, wie klein die Masse m oder die Geschwindigkeit v ist, wenn nur bei endlichem dv/dt entsprechend gering ist.

4.

Die innere Reibung kann demnach ebensowenig wie die Beschleunigungskraft als eine vernachlässigbare Größe bei der Behandlung hydrodynamischer Aufgaben aufgefaßt werden, um so weniger als die innere Reibung die eigentliche, die Bewegungen übertragende Kraft innerhalb einer Flüssigkeitsmasse ist, sobald eine andere Bewegung in Frage kommt, als die in der Angriffslinie der äußeren Kraft. Hiernach ist also die innere Reibung eine der Schubkraft elastischer Körper völlig gleichartige Kraft.

Die Größe der Schubkraft elastischer Körper wird ausgedrückt durch

$$S = f \cdot G \cdot \frac{dy}{dx} \quad \dots \dots \dots \quad (2)$$

wo dy die relative Verschiebung zweier um dx voneinander abstehender Flächenelemente f in der Ebene der Elemente, G der Schubmodul ist. Der Unterschied zwischen dem Problem der Schubspannung eines elastischen Körpers und dem Problem der inneren Reibung einer Flüssigkeit liegt lediglich darin, daß in dem Problem der inneren Reibung einer Flüssigkeit statt der Verschiebungsstrecke dy die Verschiebungsgeschwindigkeit dv auftritt. Dieser Gleichartigkeit der Kräfte entsprechend werden wir in dieser Arbeit statt des Ausdrucks Innere Reibung oder Zähigkeit stets den Ausdruck Schubkraft bzw. Schubmodul gebrauchen.

Nach dem unter 3 und 4 Gesagten dürfen wir folgern, daß es ebenso aussichtslos ist, eine den tatsächlichen Verhältnissen entsprechende Beschreibung der Flüssigkeitsbewegung bei Vernachlässigung der inneren Reibung — der Schubspannungen — zu geben, wie es aussichtslos sein würde, eine Elastizitätslehre fester Körper unter Leugnung der Schubspannungen aufzubauen.

5.

Das Gesetz der Schubkräfte war von Newton als Hypothese g e f ü h l s-m ä ß i g aufgestellt worden. Es wird gut sein, wenn wir versuchen, uns eine konkrete Vorstellung über die Art dieser Kräfte zu machen, um die Gültigkeitsgrenzen des Gesetzes möglichst anschaulich zu erfassen.

Die Tatsache, daß der Schubmodul des Wassers außerordentlich stark von der Temperatur abhängig ist, (vergl. Tabelle I) läßt die Schubkraft als eine Kraft erscheinen, welche mit der Lagerung und dem Bewegungszustand der kleinsten Teilchen einer Flüssigkeit zusammenhängt. Tatsächlich lassen sich die Gesetze der Schubkraft unter den Annahmen der kinetischen Gastheorie für Gase und auch genügend gut für Flüssigkeiten aufbauen¹⁾. Eine einfachere Vorstellung von dem Wesen der Schubkraft kann man sich durch die folgende von der üblichen Anschauung der kinetischen Gastheorie abweichende Überlegung bilden. (Fig. 1).

Stellen wir uns die **Molekularbewegung als harmonische Schwingung der Moleküle** vor, so ist die Zentralkraft, welche sich mit der Beschleunigungskraft des Moleküls im Gleichgewicht befindet, ausgedrückt durch

$$M \omega^2 a,$$

wenn M die Masse eines Moleküls, a die Schwingungsamplitude, ω die Winkelgeschwindigkeit der Schwingung bedeutet. Die maximale Schwingungsgeschwindigkeit eines Moleküls beträgt demnach ωa . Temperatur- und Stoffgleichheit vorausgesetzt, besitzen sämtliche Moleküle gleiche Schwingungsgeschwindigkeit und gleiche Schwingungsamplitude.

Betrachten wir zwei parallele benachbarte Schichten von Molekülen, deren Mittenabstand gleich $2a$ ist, so steht, wenn beide Schichten sich in relativer Ruhe befinden, die Schwingungsebene der Moleküle senkrecht zu den Schichtebenen.

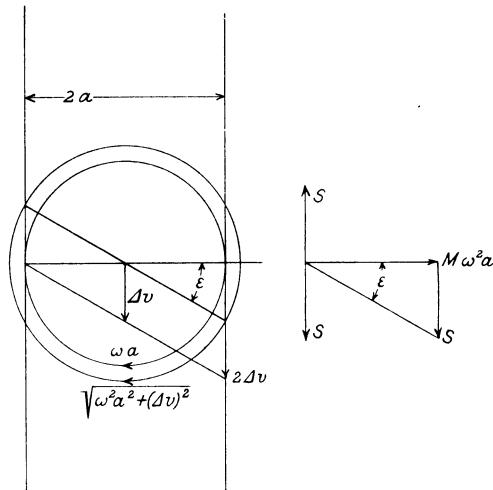


Fig. 1.

¹⁾ Vgl. Winkelmann, Handbuch der Physik Bd. III. G. Jäger, Die kinetische Theorie der Gase; ferner Bd. I. L. Grätz, Reibung.

6.
T a b e l l e I.

Art der Flüssigkeit	Grad Celsius	η kg Sek. m^2	γ kg m^3	
Wasser (Süßwasser)	0	0,000 182 0	999,87	nach Thorpe und Rodger (1897) aus Winkelmanns Handbuch der Physik Band I Seite 1397.
	1	0,000 175 6	999,92	
	2	0,000 169 6	999,97	
	3	0,000 164 0	999,99	
	4	0,000 158 8	1000,00	
	5	0,000 153 9	999,99	
	6	0,000 149 3	999,97	
	7	0,000 144 9	999,92	
	8	0,000 140 7	999,88	
	9	0,000 136 7	999,80	
	10	0,000 132 9	999,73	
	11	0,000 129 3	999,63	
	12	0,000 125 8	999,53	
	13	0,000 122 4	999,40	
	14	0,000 119 1	999,27	
	15	0,000 115 9	999,12	
	16	0,000 112 8	998,97	
	17	0,000 109 9	998,74	
	18	0,000 107 2	998,62	
	19	0,000 104 6	998,42	
	20	0,000 102 1	998,23	
	21	0,000 099 7	998,01	
	22	0,000 097 4	997,80	
	23	0,000 095 2	997,56	
	24	0,000 093 0	997,32	
	25	0,000 090 9	997,07	
	26	0,000 088 9	996,81	
	27	0,000 086 9	996,54	
	28	0,000 085 0	996,26	
	29	0,000 083 2	996,47	
	30	0,000 081 4	995,67	
	40	0,000 066 7	992,20	
	50	0,000 055 9	988,10	
	60	0,000 047 7	983,20	
	70	0,000 041 4	977,80	
	80	0,000 036 3	971,80	
	90	0,000 032 2	965,30	
	100	0,000 028 9	958,40	
Luft		0,000 001 755 unabhängig von Temperatur	abhängig von Temperatur und Druck	nach O.E. Meyer aus Jäger, Kinetische Theorie der Gase : in Winkelmanns Handbuch der Physik Bd. III Wärme
Wasserdampf		0,000 000 994 unabhängig von Temperatur	abhängig von Temperatur und Druck	nach Landolt, Börnstein, Roth physikalisch chemische Tabellen 1912 und den Versuchen von Chr. Eberle. (Siehe Abschn. 58.)
Seewasser:		Versuche mit Seewasser zur Festsetzung des Schubmoduls η liegen m. W. nicht vor. Aus den zahlreichen Untersuchungen über den Schubmodul η von Salzlösungen lässt sich schließen, daß die chemische Zusammensetzung des Seewassers zwar einen Einfluß auf die Größe von η besitzt, die Änderung von η mit der chemischen Zusammensetzung des Seewassers in den für den Schiffbau in Frage kommenden Grenzen jedoch weit hinter den Einfluß der Temperatur auf den Schubmodul zurücktritt		

Besitzen die beiden Ebenen eine relative Geschwindigkeit Δv , so kann diese Geschwindigkeit erzeugt gedacht werden durch die Wirksamkeit einer am Molekül angreifenden harmonischen Kraft S oder durch die Wirksamkeit einer im Schwingungsmittelpunkt wirkenden harmonischen Kraft S und eines harmonischen Kräftepaars S_a . Das Kräftepaar S_a bewirkt eine Drehung der Schwingungs-ebene um den Winkel ε , die Einzelkraft S eine Verschiebung der beiden Schichten gegeneinander.

Die Kraft S läßt sich berechnen aus der Beziehung

$$\frac{S}{M \omega^2 a} = \frac{\Delta v}{\omega a} \quad \dots \dots \dots \dots \dots \quad (3)$$

$$S_{\text{pro Moleköl}} = \frac{M \omega^2 a}{\omega a} \cdot \Delta v = M \omega a \cdot \frac{\Delta v}{a}$$

oder wenn wir mit m die Masse der Moleküle pro Flächeneinheit der Schicht, mit x die Achse senkrecht zu den Schichten bezeichnen, ergibt sich

$$S_{\text{pro Flächeneinheit}} = m \omega a \cdot \frac{dv}{dx}$$

Wir erkennen hieraus, daß $m \omega a$ gleichbedeutend mit dem Schubmodul η , dieser also abhängig ist erstens von dem Molekulargewicht, also von der Art der

Flüssigkeit, zweitens von der Schwingungsgeschwindigkeit der Moleküle also von der Temperatur und drittens von dem gegenseitigen Abstand der Moleküle, also von dem Aggregatzustand der Flüssigkeit.

Die Messungen des Schubmoduls bestätigen diese Ergebnisse. In Tabelle I ist der Schubmodul η für Wasser, Luft und Wasserdampf zusammengestellt. Mit den in der Tabelle gegebenen Werten sind sämtliche Umrechnungen der später angeführten Versuche vorgenommen worden. Die im allgemeinen sehr befriedigenden Resultate der Umrechnungen zeigen, daß man die in

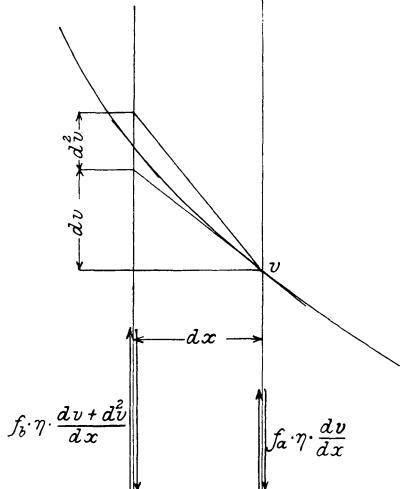


Fig. 2.

der Tabelle angegebenen Werte als für technische Zwecke genügend genau ansehen darf.

7.

Betrachten wir in einem Flüssigkeitsstrom (Fig. 2) ein Element von den Grundflächen f_a und f_b , der Höhe 1 und der Dicke dx , in dessen einer Fläche f_a die Flüssigkeit mit der Geschwindigkeit v_a , in dessen zweiter Fläche f_b die Flüssigkeit mit der Geschwindigkeit v_b strömt, so ist die an dem Element wirkende Schubkraft

$$f_a \cdot \eta \cdot \frac{dv}{dx} - f_b \cdot \eta \cdot \frac{dv + d^2 v}{dx} \quad \dots \dots \dots \quad (4)$$

welcher durch die äußere Kraft $P = p dx$, sowie durch die Massenbeschleunigung

$$\frac{f_a + f_b}{2} \cdot dx \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{dv}{dt} \quad \dots \dots \dots \quad (5)$$

Gleichgewicht gehalten wird. Befindet sich die Flüssigkeit im stationären Bewegungszustand, so müssen die Schubkräfte mit den äußeren Kräften im Gleichgewicht sein.

Allgemein gilt:

$$-f_a \cdot \eta \cdot \frac{dv}{dx} + f_b \cdot \eta \cdot \frac{dv + d^2 v}{dx} + p dx + \frac{f_a + f_b}{2} \cdot dx \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{dv}{dt} = 0 \quad (6)$$

8.

Angenommen, die Flüssigkeit befindet sich zwischen zwei vollkommen glatten parallelen Flächen in stationärer Bewegung und die Druckdifferenz zweier um L von einander entfernten, zu der Strömungsrichtung senkrechten Ebenen $h \cdot \gamma$ sei als konstant bekannt, so lässt sich die Geschwindigkeitsverteilung der Flüssigkeit bestimmen aus der Gleichung (Fig. 3)

$$L \cdot \eta \cdot \frac{d^2 v}{dx^2} + h \gamma = 0 \quad \dots \dots \dots \quad (7)$$

wenn die Breite des Flusses gleich l , die Länge, für welche die Druckdifferenz $h \gamma$ bekannt ist, gleich L ist. Hieraus folgt:

$$L \cdot \eta \cdot \frac{dv}{dx} = -h \gamma x + C_1$$

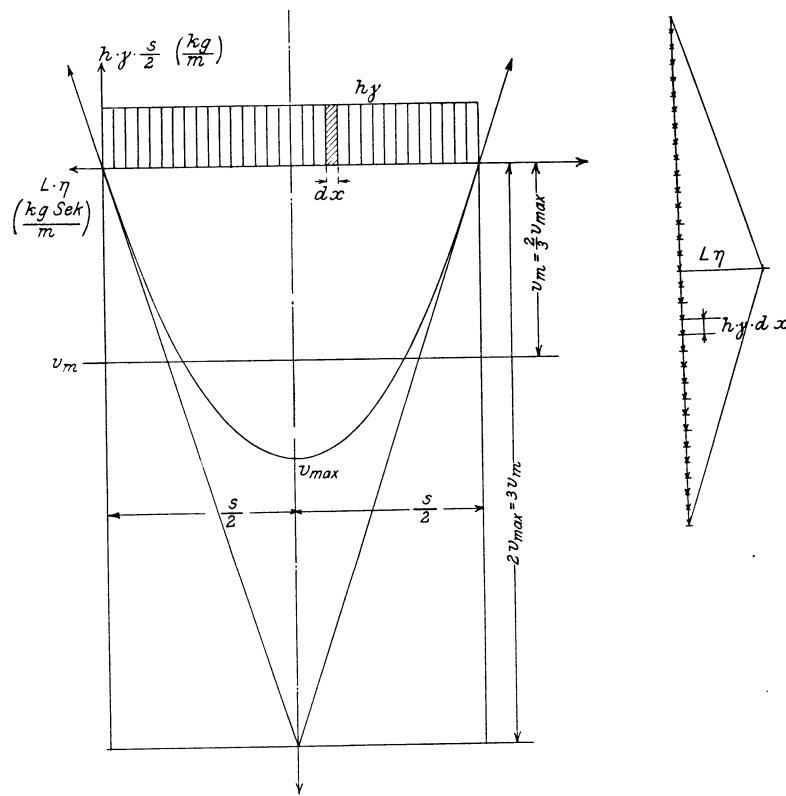
$$L \cdot \eta \cdot v = -\frac{h \gamma x^2}{2} + C_1 x + C_2$$

Ist der Abstand der Flächen = s , und nehmen wir an, daß die Geschwindigkeit v an den Flächen gleich Null ist, so bestimmen sich die Konstanten C_1 und C_2 aus den Bedingungen

$$x = 0, \quad \frac{dv}{dx} = 0, \quad C_1 = 0,$$

$$x = \frac{s}{2}, \quad v = 0, \quad C_2 = h \gamma \frac{s^2}{8},$$

Stationärer Zustand bei Bewegung der Flüssigkeit zwischen zwei parallelen Platten unterhalb der kritischen Geschwindigkeit.



Breite der Fläche = 1 m,
Länge der Fläche = L m,
 $h \gamma$ Druckdifferenz in $\frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$ auf Länge L .

Fig. 3.

sonach

$$L \eta v = h \gamma \left(\frac{s^2}{8} - \frac{x^2}{2} \right),$$

$$v = \frac{h \gamma}{2 L \eta} \left(\left(\frac{s}{2} \right)^2 - x^2 \right) \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \quad (8)$$

woraus die maximale Geschwindigkeit für $x = 0$

$$V_{\max} = \frac{h \gamma s^2}{8 \eta L}$$

Die Geschwindigkeitsverteilung des Flusses ist eine Parabel. Die mittlere Geschwindigkeit ergibt sich zu $\frac{2}{3}$ der maximalen Geschwindigkeit

$$V_m = \frac{1}{12} \cdot \frac{h \gamma s^2}{\eta L} \dots \dots \dots \quad (9)$$

Die von der Flüssigkeit auf die Wand übertragene Schubkraft berechnet sich zu

$$S_{\text{Wand}} = L \cdot \eta \cdot \frac{2 V_{\max}}{\frac{s}{2}} = \frac{6 L \eta V_m}{s}$$

Diese Schubkraft steht im Gleichgewicht mit den äußeren Kräften, also mit

$$h \gamma \cdot \frac{s}{2}$$

sonach

$$\frac{h \gamma}{L} = \frac{12 \cdot \eta V_m}{s^2} \dots \dots \dots \quad (10)$$

9.

Von besonderem Interesse ist die Bewegung des Wassers in kreisförmigen Röhren (Fig. 4). Nehmen wir wieder stationären Zustand an, so ist für einen ringförmigen Körper vom mittleren Radius $r + \frac{dr}{2}$ und der Länge L nach Gleichung 4 und 5

$$\text{die Schubkraft } \eta \cdot L \cdot \left(-2 r \pi \cdot \frac{dv}{dr} + 2(r+dr) \pi \left(\frac{dv}{dr} + \frac{d^2 v}{dr^2} \right) \right)$$

gleich der äußeren Kraft

$$2 \left(r + \frac{dr}{2} \right) \cdot \pi \cdot dr \cdot h \cdot \gamma$$

woraus:

$$\begin{aligned} \eta L \cdot \left(-2 r \pi \cdot \frac{dv}{dr} + 2 r \pi \frac{dv}{dr} + 2 r \pi \cdot \frac{d^2 v}{dr^2} + 2 dr \pi \cdot \frac{dv}{dr} + 2 dr \pi \cdot \frac{d^2 v}{dr^2} \right) \\ = 2 r \pi dr h \gamma + dr \pi dr \cdot h \gamma \end{aligned}$$

sonach

$$\eta \cdot L \cdot \left(2 r \pi \cdot \frac{d^2 v}{dr^2} + 2 \pi dv \right) = 2 r \pi dr h \gamma$$

sonach

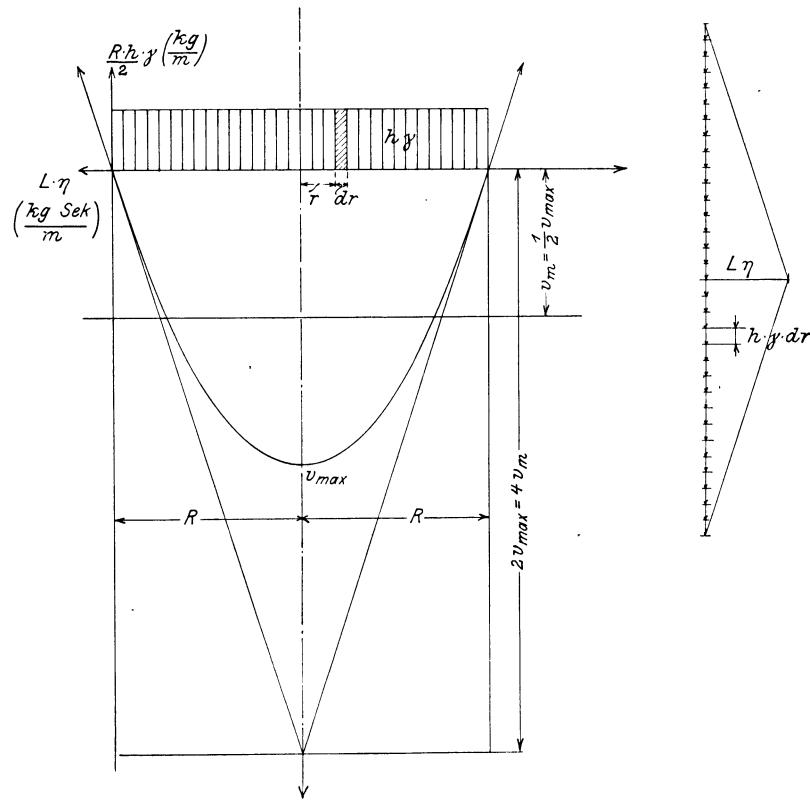
$$\frac{h \gamma}{L} = \eta \left(\frac{d^2 v}{dr^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{dv}{dr} \right)$$

woraus

$$v = -\frac{1}{4} \cdot \frac{h \gamma}{L \eta} \cdot r^2 + C_1 \cdot \ln r + C_2$$

Aus der Bedingung, daß in der Rohrachse eine endliche Geschwindigkeit herrschen

Stationärer Zustand unterhalb der kritischen Geschwindigkeit in kreisförmigen Rohren.



Länge des Rohres = L m,
 $h \gamma$ = Druckdifferenz $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^2}\right)$ auf Länge L

Fig. 4.

muß, ergibt sich $C_1 = 0$, und aus der weiteren Annahme, daß die Flüssigkeit an der Rohrwandung nicht gleitet, also für $r = R$, $v = 0$ ergibt sich

$$C_2 = \frac{1}{4} \cdot \frac{h \gamma}{L \eta} R^2,$$

sonach

$$v = \frac{1}{4} \cdot \frac{h \gamma}{L \eta} (R^2 - r^2) \quad \dots \dots \dots \quad (11)$$

Hiernach besteht für einen Achsenschnitt des Rohres vom Radius R das gleiche Verteilungsgesetz der Geschwindigkeit der Flüssigkeit, wie zwischen zwei Platten, welche um das Maß s voneinander abstehen, die Geschwindigkeitsverteilung stellt sich in einem Achsen schnitt als Parabel dar.

Die maximale Geschwindigkeit in der Rohrachse ($r = 0$) ergibt sich zu

$$V_{\max} = \frac{1}{4} \frac{h \gamma}{L \eta} \cdot R^2$$

Die mittlere Geschwindigkeit ist gleich der mittleren Ordinate des Paraboloids

$$V_m = \frac{1}{8} \frac{h \gamma}{L \eta} \cdot R^2 \quad \dots \dots \dots \quad (12)$$

Die Schubkraft, welche von der Flüssigkeit an die Wand übertragen wird, hält dem Gesamtdruck auf die Rohrfläche das Gleichgewicht, sonach

$$S = R^2 \pi h \gamma = 2 R \pi L \eta \frac{4 V_m}{R} = 8 \pi L \eta V_m, \quad \dots \dots \quad (13)$$

woraus

$$\frac{h \gamma}{L} = \frac{8 \eta V_m}{R^2} \quad \dots \dots \dots \quad (14)$$

10.

Gleichung 12 ist geeignet, durch Messung des Druckes und der Ausflußmenge die Richtigkeit der Annahmen — Gleichmäßigkeit der Druckverteilung über den Querschnitt, Geschwindigkeitsverteilung nach einer Parabel, Geschwindigkeit an der Rohrwandung gleich Null — zu prüfen. Tatsächlich ergeben die Ausflußversuche, welche zuerst von Poiseuille und Hagen angestellt und nachher vielfach wiederholt worden sind, die strenge Gültigkeit dieser Annahmen, solange die Geschwindigkeit für ein bestimmtes Rohr und für eine bestimmte Flüssigkeit einen gewissen Betrag nicht überschreitet, so daß wir auch die obige Gleichung (1)

$$S = f \eta \frac{dv}{dx},$$

welche uns zu der Gleichung (12) geführt hat, als den Ausdruck eines fest begründeten Naturgesetzes ansehen dürfen.

11.

Die Gleichung (7)

$$L \cdot \eta \frac{d^2 v}{dx^2} + h \gamma = 0$$

gestattet eine einfache graphische Lösung. Trägt man die Werte $h \gamma dx$ in einem Kräftepolygon mit dem Polabstande $L \cdot \eta$ aneinander an, so ergibt das zu dem Kräftepolygon gehörige Seilpolygon die Geschwindigkeitskurve entsprechend der Beziehung

$$-h \gamma dx : L \eta = d^2 v : dx$$

Mittels dieser graphischen Methode sind wir in den Stand gesetzt, umgekehrt aus einem beliebigen Geschwindigkeitsdiagramm eines Flusses die zugehörige Kräfteverteilung zu ermitteln für den Fall, daß der Schubmodul η bekannt ist, oder auch bei bekannter Kräfteverteilung aus dem Geschwindigkeitsdiagramm den Schubmodul der einzelnen Schichten zu berechnen (vergl. hierzu Fig. 3, 4 u. 19).

12.

Für die Theorie [der Lagerreibung ist die Art der Flüssigkeitsbewegung von Bedeutung, welche eintritt, wenn eine ebene Fläche f parallel zu einer feststehenden Fläche im Abstande s mit der Geschwindigkeit V bewegt wird. Sind die Flächen vollkommen glatt, so findet ein Gleiten der Flüssigkeit an keiner der beiden Flächen statt, die Geschwindigkeit der zwischen den beiden Flächen befindlichen Flüssigkeit wächst von dem Werte Null an der feststehenden Fläche linear mit dem Abstande von dieser Fläche und besitzt an der bewegten Fläche die Geschwindigkeit V dieser Fläche.

Die bei der Bewegung der Fläche f zu überwindende Schubkraft ist

$$S = f \eta \frac{V}{s} \dots \dots \dots \dots \dots \dots \quad (15)$$

Handelt es sich, wie bei der Bewegung einer Welle in einem Lager nicht um ebene Flächen, sondern um die konzentrische Drehung eines Zylinders in einem zweiten feststehenden Zylinder, so läßt sich, wenn die Differenz der Zylinderradien klein ist im Verhältnis zum Radius der Zylinder, die Gleichung 15 direkt zur Berechnung des erforderlichen Drehmomentes benutzen. Ist R der Radius des inneren Zylinders (der Welle), L die Lagerlänge, s die Dicke der Schmierschicht, n die

minutliche Umdrehungszahl der Welle, so ermittelt sich das Drehmoment M bei vollkommen glatten Lagerflächen zu

$$M = \frac{2R\pi L\eta 2R\pi n R}{60 s} = \frac{R^3 L \eta n \pi^2}{15} \quad \dots \dots \dots \quad (16)$$

Auch diese Beziehung läßt sich bequem zur experimentellen Ermittlung des Schubkoeffizienten sowie zur Bestätigung der Schubgleichung 1 benutzen¹⁾.

13.

Für den Schiffbau bietet die Bewegung des Wassers längs einer ebenen Fläche besonderes Interesse. Setzen wir eine absolut glatte Oberfläche voraus und nehmen wir an, daß sich die Fläche mit der Geschwindigkeit V in der nach allen Seiten unbegrenzten Flüssigkeit in ihrer eigenen Ebene geradlinig bewege, so werden wir aus unserer Kenntniß der Bewegung der Flüssigkeit zwischen zwei feststehenden Flächen über die Bewegung der die Fläche umgebenden Flüssigkeit die Aussagen machen können, daß die der Fläche benachbarte Molekülschicht an der Fläche klebt, also die Geschwindigkeit der Fläche besitzt, und daß diese Geschwindigkeit mit dem Abstande von der Fläche abnimmt und jedenfalls in der Entfernung unendlich den Wert Null besitzt.

Eine genügend gute Beschreibung der Flüssigkeitsbewegung längs der Platte und quer zu derselben gibt die Gleichung

$$v = V e^{-x} \sqrt{\frac{\gamma}{2 g \eta t}} \quad \dots \dots \dots \quad (17)$$

Hierbei bedeutet V die absolute Geschwindigkeit der Fläche in m pro Sek., v die absolute Geschwindigkeit der Flüssigkeit im Abstande x senkrecht von der Fläche und in der Entfernung Vt von der Eintrittskante der Fläche, γ ist das Gewicht der Flüssigkeit pro m^3 , η der Schubmodul in $\frac{kg \text{ Sek}}{m^2}$.

Nach dieser Gleichung ist die Geschwindigkeitsverteilung längs einer absolut glatten Fläche von 200 m Länge berechnet und in Fig. 5 dargestellt, und zwar für Geschwindigkeiten der Fläche von 1 m und von 10 m pro Sek. für Querschnitte, welche 10 bzw. 100 bzw. 200 m von der Eintrittskante entfernt liegen. Man erkennt, wie die von der Fläche in Bewegung gesetzte Wassermasse längs der Fläche zu-

¹⁾ M. M. Couette Etudes sur le frottement des liquides Annales de Chimie et de Physique 6. XXI. 1890.

nimmt. Die gesamte in der Entfernung Vt von der Eintrittskante pro 1 m^2 Oberfläche der Flüssigkeit innewohnende Bewegungsgroße ermittelt sich zu

$$\frac{\gamma}{g} V \cdot \sqrt{\frac{2g\eta t}{\gamma}} \quad \dots \dots \dots \dots \dots \quad (18)$$

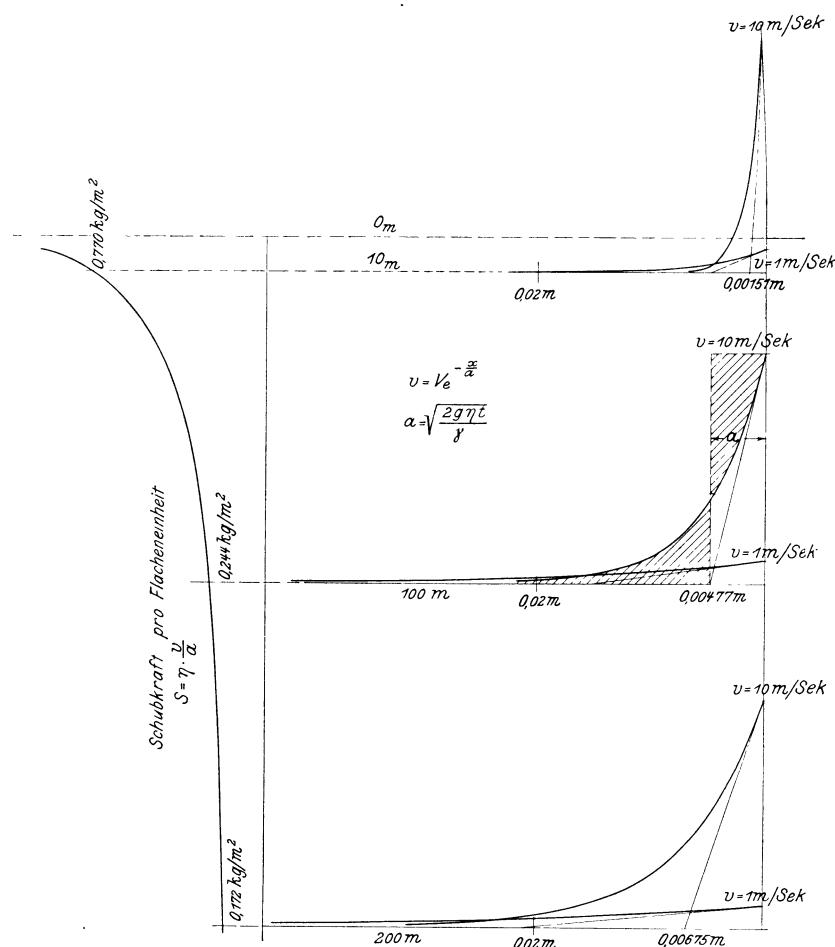


Fig. 5.

die pro 1 m^2 Oberfläche in der Entfernung Vt von der Eintrittskante an der Fläche angreifende Schubkraft ergibt sich zu

$$S = \eta V \sqrt{\frac{\gamma}{2g\eta t}} \quad \dots \dots \dots \dots \dots \quad (19)$$

Die Schubkraft pro Flächeneinheit ist hiernach für die vollkommen glatte Fläche an der Eintrittskante unendlich groß und nimmt mit $\frac{1}{\sqrt{t}}$ ab.

Die Gesamtkraft, welche an einer Fläche von der Länge L und der Breite von 1 m wirkt, ermittelt sich aus

$$R = \int_0^L S dx = \int_0^L \eta V \sqrt{\frac{2 \gamma}{2 g \eta t}} dx \dots \dots \dots \quad (20)$$

woraus mit $Vdt = dx$

$$R = \sqrt{\frac{2 \eta L V^3 \gamma}{g}} \dots \dots \dots \quad (21)$$

In Fig. 6 ist für eine absolut glatte Fläche und die Geschwindigkeit $V = 10 \text{ m/Sek.}$, sowohl die Verteilung der Schubkraft pro $\text{m}^2 S$, wie der Gesamtkraft R pro m Breite aufgetragen. Der Vergleich mit der Fig. 48 zeigt die allge-

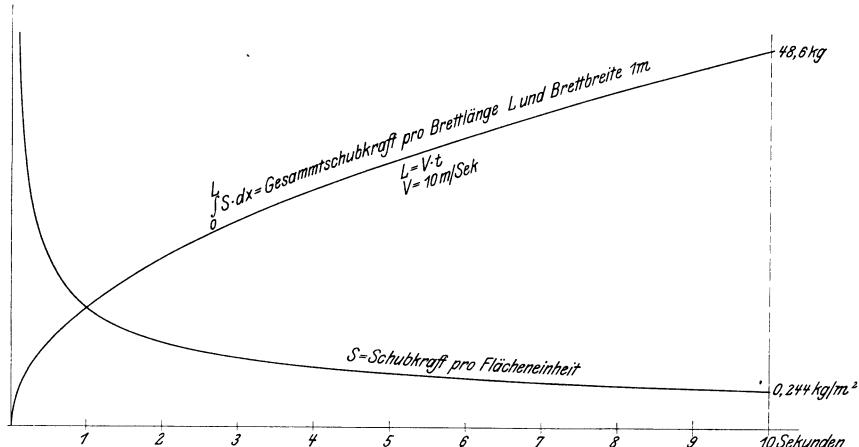


Fig. 6.

meine Übereinstimmung unserer Ableitungen für vollkommen glatte Flächen mit den Messungen an materiellen glatten Flächen.

Auf wesentlich anderem Wege und ohne über die Geschwindigkeits- und Schubkraftverteilung längs und quer zur Fläche Auskunft zu geben, ermittelte Blasius¹⁾ die Kraft pro 1 m Breite zu

$$R = 0,6635 \sqrt{\frac{\eta \cdot L V^3 \gamma}{g}}$$

in allgemeiner, wenn auch nicht numerischer Übereinstimmung mit unserer Gleichung.

¹⁾ H. Blasius, Grenzschichten in Flüssigkeiten mit kleiner Reibung. Zeitschrift für Mathematik und Physik 56. 1908.

In Fig. 7 ist ferner nach Gleichung (17) die Geschwindigkeit eines Flüssigkeitsteilchens in der Entfernung von 0,001 m von der Fläche dargestellt, und zwar in Prozenten der absoluten Geschwindigkeit der Fläche. Man erkennt, daß die Geschwindigkeit zuerst rasch, dann langsamer zunimmt und daß das Flüssigkeitsteilchen erst nach unendlich langer Einwirkungszeit die Geschwindigkeit V der Fläche selbst erreicht.

Das Problem der Bewegung der Flüssigkeit längs einer vollkommen glatten Fläche besitzt geringe praktische Bedeutung, da bei materiellen Flächen ein solcher

Geschwindigkeit eines Punktes im Abstande $x = 0,001$ m in Prozenten der absoluten Geschwindigkeit der bewegten Fläche bei $15^\circ C$ in Wasser aus $v = V \cdot e^{-x} \sqrt{\frac{\gamma}{2g\eta t}}$.

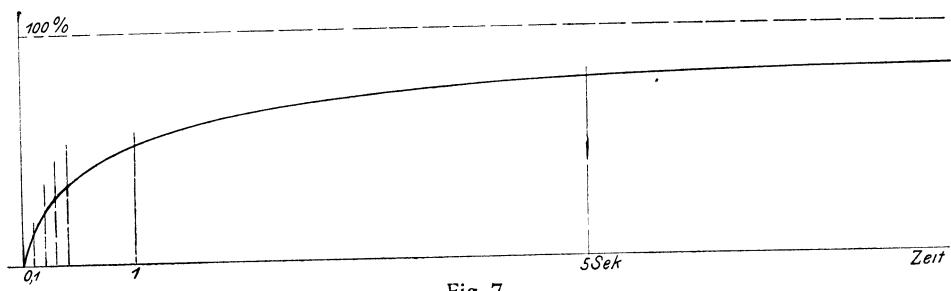


Fig. 7.

Zustand überhaupt nur für den Augenblick existieren könnte, in welchem die Bewegung der Platte beginnt, oder bei einer praktisch nicht in Frage kommenden geringen Geschwindigkeit der Platte (vergl. Abschn. 67).

14.

Strömt Flüssigkeit in beschleunigter Bewegung in Röhren oder zwischen zwei Flächen, so tritt zu den äußeren Kräften noch die Massenbeschleunigung der Flüssigkeit, so daß nach Gleichung (6) die Bewegung bestimmt ist durch

$$\eta \frac{d^2 v}{dx^2} + \frac{\gamma}{g} dx \frac{dv}{dt} + h \gamma dx = 0. \quad \dots \dots \dots \quad (22)$$

Die Lösung der Gleichung ergibt Kurven von dem in Fig. 8 und Fig. 41 gezeichneten Charakter. Solange der stationäre Zustand noch nicht eingetreten ist, ist die Kurve eine flach gedrückte Parabel. Am ausgesprochensten zeigt sich diese Erscheinung beim Ausfluß der Flüssigkeit aus einem kurzen Rohre

oder Mundstück¹⁾; die Geschwindigkeit ist hierbei nahezu über den ganzen Querschnitt konstant, erst in unmittelbarer Nähe der Wandung macht sich der Einfluß der Schubspannungen bemerkbar.

15.

In den bisherigen Betrachtungen haben wir angenommen, daß die Flüssigkeit an der Oberfläche haftet und nur Schubspannungen in Flächen parallel der Oberfläche auftreten, die Bewegung des Wassers also in Schichten parallel zur Wandung erfolgt. Diese Bewegungsform ist für beliebige Geschwindigkeiten nur bei vollkommen glatten Flächen zutreffend, bei materiellen Flächen nur bis zu einer gewissen Geschwindigkeit, der „kritischen“ Geschwindigkeit. Überschreitet die Geschwindigkeit des Flusses bzw. der Fläche diese kritische Geschwindigkeit, so treten völlig geänderte Strömungsverhältnisse auf, indem die Bewegung des Wassers von der schichtengleichmäßigen Strömung in wirbelnde Strömung übergeht. Dieser Übergang ist ein außerordentlich plötzlicher.

Geschwindigkeitsverteilung beim Ausfluß aus einem Mundstück.
John R. Freeman, Am. Soc. Civ. Eng. 1889.

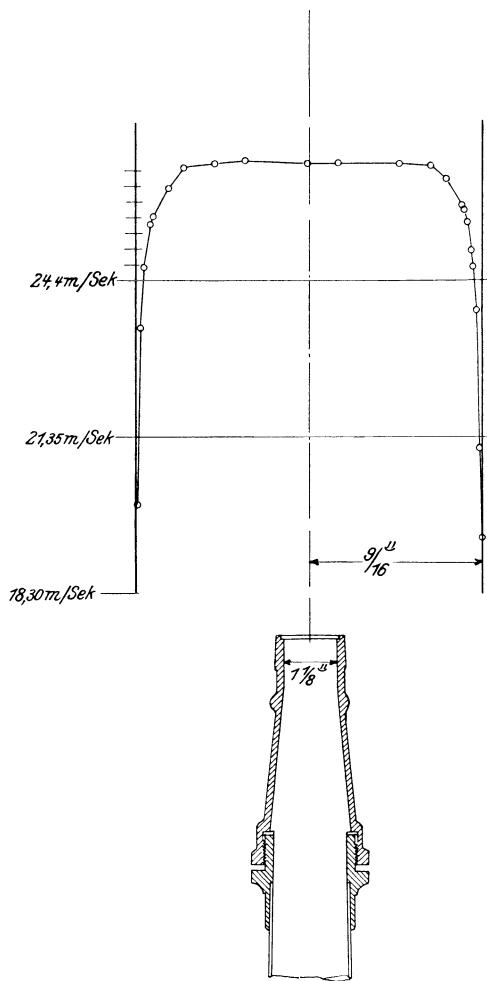


Fig. 8.

Wie wir oben aus Gleichung 13 gesehen haben, ist die Schubkraft unterhalb der kritischen Geschwindigkeit beim Strömen der Flüssigkeit in Röhren gegeben durch

$$S = 8 R \pi L \eta \frac{V_m}{R} = R^2 \pi h \gamma.$$

Formt man diese Gleichung um, so erhält man die Beziehung

$$\frac{R^2 h \gamma}{V_m L \eta} = 8. (23)$$

¹⁾ John R. Freeman, Experiments relating to hydraulics of fire streams. Transactions American Society of Civil Engineers Nr. 426 Vol. XXI, 1889.

Ermittelt man aus vorliegenden Versuchen den Wert

$$\frac{R^2 h \gamma}{V_m L \eta}$$

und trägt man diesen Wert zu den zugehörigen Werten der Geschwindigkeit V_m oder zu einem mit der Geschwindigkeit proportionalen Werte, z. B. dem Wert $\frac{V_m R \gamma}{\eta g}$ auf, so findet man, daß bei einem bestimmten Werte von $\frac{V_m R \gamma}{\eta g}$ ein

plötzlicher Sprung des bis dahin konstanten Wertes $\frac{R^2 h \gamma}{V_m L \eta}$ eintritt. In den Figuren

Geschwindigkeitsverteilung in einem Rohr oder zwischen zwei parallel Flächen.

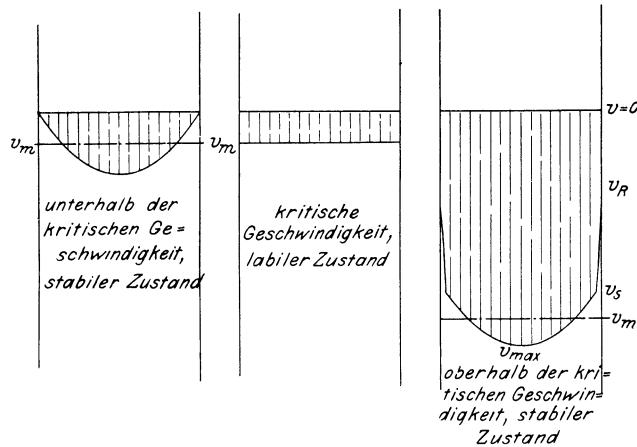


Fig. 9

27 bis 41 sind eine große Reihe von Versuchen in dieser Weise umgerechnet dargestellt. So lange sich der Wert $\frac{V_m R \gamma}{\eta g}$ unterhalb eines gewissen, des „kritischen“ Wertes befindet, ist für Rohre der Wert $\frac{R^2 h \gamma}{V_m L \eta}$ konstant gleich 8. Für die Bewegung der Flüssigkeit zwischen zwei parallelen Flächen ist der entsprechende Wert $\frac{s^2 h \gamma}{V_m L \eta}$ nach Gl. 10 gleich 12 (vergl. Fig. 21).

16.

Überschreitet $\frac{V_m R \gamma}{\eta g}$ den kritischen Wert, so wächst $\frac{R^2 h \gamma}{V_m L \eta}$ sprungweise an und nähert sich mit wachsendem $\frac{V_m R \gamma}{\eta g}$ mehr und mehr einem V proportionalen Werte, d. h. während die von der Flüssigkeit an die Wand

abgegebene Kraft $R^2 \pi h \gamma$ unterhalb der kritischen Geschwindigkeit sich mit der Geschwindigkeit ändert, ändert sie sich oberhalb der kritischen Geschwindigkeit nach einem Gesetz, welches mit wachsender Geschwindigkeit mehr und mehr Abhängigkeit von dem Quadrat der Geschwindigkeit ausdrückt.

Unter Geschwindigkeit ist in den Tafeln für Rohre und Ringpalten stets die mittlere Geschwindigkeit V_m des Flusses verstanden, welche sich aus der Liefermenge, der Zeit und dem Durchtrittsquerschnitt berechnet.

Unsere Aufgabe besteht nun darin, die plötzliche Änderung des Widerstandsgesetzes bei Überschreiten der kritischen Geschwindigkeit zu erklären. Hierzu ist zunächst erforderlich, festzustellen, welche Umstände überhaupt die Abhängigkeit des Widerstandes vom Quadrat der Geschwindigkeit bedingen, nachdem wir aus dem Bisherigen gesehen haben, daß die Schubkräfte lediglich eine Abhängigkeit des Widerstandes von der ersten Potenz der Geschwindigkeit bewirken.

Die Kenntnis der kritischen Geschwindigkeit und ihre Kennzeichnung als Grenze zwischen Schichtenströmung und wirbelnder Strömung verdanken wir den klassischen Untersuchungen Reynolds.¹⁾

17.

Die Betrachtung einer schubspannungsfreien Flüssigkeit lehrt, daß ein Körper bei stationärer Bewegung in einer solchen Flüssigkeit keinen Widerstand erfährt, er also auch umgekehrt der Bewegung der Flüssigkeit keinen Widerstand entgegengesetzt, wenn nur die Stromlinien sich hinter dem Körper wieder schließen. Die Berücksichtigung der Schubspannungen als den Erzeugenden von Schichtenströmung führt zu einer Abhängigkeit des Widerstandes von der ersten Potenz der Geschwindigkeit. Tatsächlich zeigen aber alle durch Flüssigkeit bewegte Körper, sei es, daß sie sich an der Flüssigkeitsoberfläche bewegen, sei es, daß sie völlig in Flüssigkeit eingetaucht sind, Oberflächenwiderstand und zwar in den technisch in Frage kommenden Geschwindigkeitsgrenzen eine Abhängigkeit des Widerstandes etwa vom Quadrat der Geschwindigkeit.

¹⁾ Osborne Reynolds, An experimental investigation of the circumstances which determine whether the motion of water shall be direct or sinuous, and of the law of resistance in parallel channels Philosophical Transactions of the Royal Society of London Vol. 174 1883.

Um diese Widersprüche zu beseitigen, hat die abstrakte Hydrodynamik die Vorstellung der diskontinuierlichen Flüssigkeitsbewegung eingeführt, welche von der Tatsache ausgeht, daß bei der Bewegung der Flüssigkeitsteilchen um einen die Flüssigkeitsteilchen ablenkenden Körper die senkrecht zur Bahnrichtung wirkenden Kräfte einen derartigen Betrag annehmen können, daß eine Ablösung der Flüssigkeitsbahn von dem Körper eintritt. In Anwendung auf einen durch die Flüssigkeit bewegten Körper folgt, daß hinter dem Körper sich eine nach hinten offene Schleppe toten Wassers bildet, welche am Körper haftet, sich also mit der Geschwindigkeit des Körpers bewegt und durch eine scharfe Grenzfläche von der ruhenden Flüssigkeit getrennt ist. Das Problem der so charakterisierten diskontinuierlichen Bewegungen ist von Helmholtz¹⁾ aufgestellt, dann von Kirchhoff weiter entwickelt worden. Die Methode genügt jedoch, da sie die Schubkräfte, welche gerade bei den plötzlichen Geschwindigkeitsänderungen der diskontinuierlichen Flüssigkeitsbewegung in der Grenzschicht von Bedeutung werden, vernachlässigt, nur zur Betrachtung freier Strahlen.

Die Anwendung auf die Bewegung eines Körpers in Flüssigkeit führt zu der Wirklichkeit fremden Flüssigkeitsbewegungen.

Das Problem der diskontinuierlichen Flüssigkeitsbewegungen ist aber insofern für die Hydrodynamik von besonderer Bedeutung, als nur durch dieses die Möglichkeit gegeben ist, das quadratische Widerstandsgesetz des Körperwiderstandes und auch des Oberflächenwiderstandes zu erfassen.

18.

Bewegt sich eine völlig untergetauchte Fläche f mit der relativen Geschwindigkeit v quer in einer als Ganzes ruhenden Flüssigkeit, so wird jedes Flüssigkeitsteilchen beim Vorbeigang der Fläche zu zwei aufeinanderfolgenden Bewegungen gezwungen,

- erstens zu einer Bewegung vor der Fläche nach außen,
- zweitens zu einer Bewegung hinter der Fläche nach innen.

Die der Flüssigkeit im ersten Teil der Bewegung mitgeteilte Bewegungsgröße wird beim Zusammentreffen der beiden symmetrischen Flüsse ganz oder teilweise vernichtet, je nach dem Auftreffwinkel der beiden Flüsse.

¹⁾ Helmholtz, Monatsberichte der Akademie der Wissenschaften zu Berlin. 1868.

Ist v die absolute Geschwindigkeit der Fläche f , (Fig. 10.) und bedeutet f_1 den Flüssigkeitsquerschnitt im Umkehrpunkt der seitlichen Flüssigkeitsbewegung, v_1 die mittlere Geschwindigkeit des Flusses in diesem Punkt, so ist jedenfalls

$$f v = 2 f_1 v_1$$

und die der Flüssigkeit sekundlich mitgeteilte Bewegungsgröße läßt sich ausdrücken durch

$$2 f_1 v_1 \frac{\gamma}{g} v_1 = f v \frac{\gamma}{g} v_1$$

Drückt man v , im Verhältnis von v aus, was unter Voraussetzung ähnlicher Strömungsbilder zulässig ist, so kann die Bewegungsgröße auch dargestellt werden durch

$$C \cdot f \cdot \frac{\gamma}{g} v^2 \dots \dots \dots \quad (24)$$

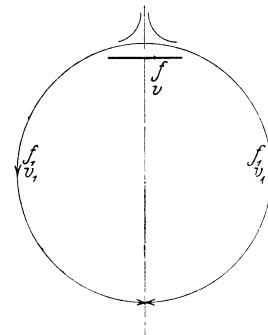


Fig. 10.

Da nach unserer Annahme diese Bewegungsgröße verloren geht, stellt also diese Größe die dauernd an der Fläche wirkende Kraft dar.

19.

In wirklichen Flüssigkeiten ist eine scharfe Abgrenzung des hinter der Fläche liegenden Raumes und des Flusses nicht möglich, da einer unendlich kleinen Dicke der Grenzschicht eine unendlich große Schubkraft entspricht. Unter dem Einfluß der sonach in der Grenzschicht wirkenden Schubkraft wird der Innenraum im Sinne des äußeren Flusses in Bewegung gesetzt und zerfällt in zwei sich gegeneinander bewegende Wirbel, welche einen Teil der Energie der Seitenbewegung der Flüssigkeit der Platte wieder zurückgeben (Fig. 11).

Der von dem Verlust an Bewegungsgröße herührende Widerstand verringert sich also mit wachsender Zunahme der Schubspannung. Mit überwiegendem Einfluß der Schubspannungen verschwindet der Einfluß der Trägheitskräfte mehr und mehr, und es ergibt sich schließlich eine Strömung, welche, wie die Versuche von Hele Shaw¹⁾ beweisen, rein nach Drucklinien erfolgt, also dem Strömungsbilde gleich ist, welches die abstrakte Hydrodynamik liefert. Eine praktische Bedeutung ist der Darstellung solcher Grenzfälle nur sehr beschränkt zuzugestehen.

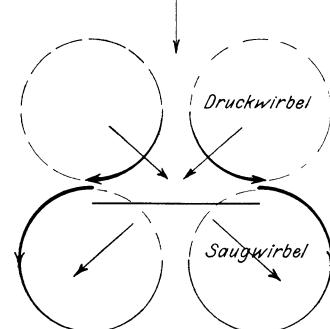


Fig. 11.

¹⁾ Hele Shaw, Transactions of the Institution of Naval Architects 40. 1898.

20.

Haben wir es nicht mit einer vollkommen glatten, sondern einer materiellen Fläche zu tun, so können wir uns diese Fläche ersetzen durch eine vollkommen glatte Fläche, welche mit einer großen Reihe von senkrecht in den Flüssigkeitsstrom hineinragenden Einzelflächen besetzt ist, von denen jede einzelne Veranlassung zu diskontinuierlicher Flüssigkeitsbewegung bietet, sobald die Geschwindigkeit der Flüssigkeit längs der Fläche einen bestimmten Betrag überschreitet.

Bezeichnet n die Anzahl der pro Flächeneinheit der Gesamtfläche in die Flüssigkeit hineinragenden Einzelflächen, f die Projektion einer Einzelfläche senkrecht zur Stromrichtung, V die Strömungsgeschwindigkeit längs der Fläche, so können wir nach Gleichung (24) den Gesamtwiderstand dieser Flächen ausdrücken durch

$$C n f \frac{r}{g} V^2.$$

Fassen wir den Ausdruck $C n f$ in dem Zeichen ϱ zusammen, so stellt ϱ einen Verhältniswert dar, welcher ausdrückt, der wievielste Teil der Gesamtfläche multipliziert mit der doppelten Geschwindigkeitshöhe $\frac{V^2}{2g}$ den gleichen Widerstand erzeugt, wie der Oberflächenwiderstand der Gesamtfläche. Die Größe ϱ bildet also ein einfaches Mittel, den Rauhigkeitsgrad einer Fläche zu definieren.

21.

Nach dem über die Erzeugung der diskontinuierlichen Flüssigkeitsbewegung Gesagten dürfen zur Bildung des Verhältniswertes ϱ nicht alle Unebenheiten einer Fläche herangezogen werden, sondern nur diejenigen Vorsprünge, welche eine diskontinuierliche Flüssigkeitsbewegung zu erzeugen imstande sind. Aber auch von denjenigen Vorsprüngen, welche diskontinuierliche Flüssigkeitsbewegung erzeugen, dürfen wir nicht alle als Erzeuger des Oberflächenwiderstandes ansprechen, sondern nur diejenigen Vorsprünge, deren Größe mit dem Molekülabstand der Flüssigkeit gemessen werden kann. Nehmen die Vorsprünge Abmessungen an, welche mit den linearen Dimensionen des Flusses vergleichbar sind, so ist der durch diese Vorsprünge erzeugte Widerstand von dem Oberflächenwider-

stand zu trennen und gesondert als **Wirbelwiderstand** in Rechnung zu stellen.

Für diese Auffassung spricht die vollkommene Übereinstimmung der Gesetzmäßigkeit des Oberflächenwiderstandes bei Rohren gleichen Materials und gleicher Fabrikationsmethode bei beliebigen Durchmessern und der relativ geringe Größenunterschied des Wertes ϱ , wie er sich aus den Vergleichsversuchen an möglichst glatten und möglichst rauen Rohren berechnet. Die Tatsache allerdings, daß der Rauheitsgrad eines bestimmten Rohres sich für alle bisher untersuchten Flüssigkeiten — Wasserdampf, Luft, Wasser — konstant ergibt, beweist, daß die

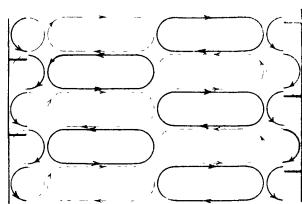
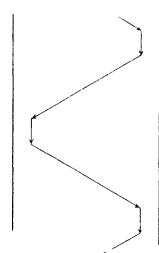


Fig. 12.



Abmessungen der den Oberflächenwiderstand bedingenden Vorsprünge in technischen Stoffen jedenfalls in einem solchen Verhältnis zum Molekülabstand stehen, daß der Unterschied der Molekülabstände der genannten Flüssigkeiten ohne Einfluß bleibt.

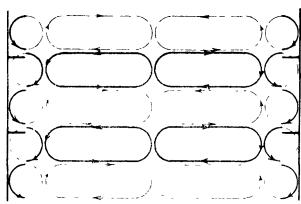
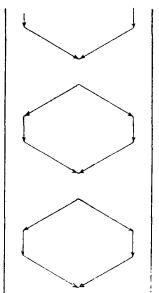


Fig. 13.



Von dem Oberflächenwiderstand, welcher dadurch charakterisiert ist, daß die Wirbelbildner Vorsprünge von der Größenordnung des Molekülabstandes sind, unterscheidet sich also der Wirbelwiderstand, bei welchem die wirbelbildenden Vorsprünge mit den linearen Abmessungen des Flusses vergleichbar sind.

Die Anschauung der Oberflächenrauhigkeit wird sich nur bei vollkommen homogenen Flächen mit dem Rauheitsgrad, wie er durch den Wert ϱ definiert ist, völlig decken.

22.

Betrachten wir die Flüssigkeitsströmung zwischen zwei parallelen materiellen Flächen, so wird, wenn ein stationärer Zustand eingetreten ist, auch die Wirbelbewegung stationär sein. Wir wollen nun versuchen, uns ein Bild von der Art der Wirbelbewegungen und von ihrem Einfluß auf die gesamte Flüssigkeitsbewegung zu machen.

In Fig. 12 und 13 ist der Versuch einer Darstellung dieser

wirbelnden Bewegung gemacht. Wie man erkennt, bildet sich längs der Fläche an jedem einzelnen Vorsprung eine Wirbelbewegung der in Fig. 11 geschilderten Art aus. Die Wirbel treten hiernach paarweise auf. Der Saugwirbel ist als der die Bewegungen ins Innere der Flüssigkeit übertragende Wirbel anzusehen, während dem Druckwirbel lediglich die Eigenschaft eines mitlaufenden Wirbels zukommt. Der Saugwirbel überträgt seine Bewegungen mittels der Schubspannungen im Augenblick des Entstehens in das Innere der Flüssigkeit, und zwar in Form eines transversalen Wirbels oder einer transversalen Wirbelreihe, welche entgegengesetzten Drehsinn mit dem Saugwirbel besitzt. Wir können uns also das ganze Wirbelsystem als ein durch Schubspannungen verkettes System vorstellen, welches dadurch krattübertragend wirkt, daß die einzelnen Wirbel gegeneinander gleiten. Die Energie wird durch die Randwirbel von der Wandung auf die Querwirbel und damit auf die Hauptmasse der Flüssigkeit übertragen.

Die Randwirbel und die Querwirbel teilen den Fluß in zwei vollkommen trennte Teile; in der Berührungsfläche der beiden Teile wirken lediglich Schubkräfte parallel zur Fläche.

23.

Wirkt über den Querschnitt eine gleichmäßig verteilte äußere Kraft, so muß dieser Kraft durch die Schubspannungen in jedem einzelnen Querschnitt Gleichgewicht gehalten werden. Damit ergibt sich die Größe der Schubkraft in der Trennungsschicht zwischen den inneren und äußeren Wirbeln als nahezu gleich der gesamten äußeren Kraft unter der Voraussetzung, daß die Dicke der äußeren Wirbelschicht gering ist gegenüber dem Abstand der beiden Flächen. Daraus folgt, daß die Geschwindigkeitsdifferenz zwischen Randwirbel und Wandung nahezu gleich der Geschwindigkeitsdifferenz zwischen Randwirbel und innerem Wirbel in der Trennungsschicht sein muß.

Bezeichnen wir die Geschwindigkeit des inneren Zylinders in der Trennungsschicht — die Randgeschwindigkeit — mit V_s , so folgt, daß die Wandungsgeschwindigkeit V_R etwa gleich der Hälfte dieser Geschwindigkeit ist. Die gleiche Geschwindigkeit V_R besitzt der Umfang des inneren Wirbels. Unter Wandungsgeschwindigkeit ist dabei diejenige axiale Geschwindigkeit verstanden, welche die Flüssigkeit im Mittel unmittelbar außerhalb der die diskontinuierliche Bewegung erzeugenden Vorsprünge besitzt.

Die Folge der von dem Randwirbel auf den Innenwirbel übertragenen Geschwindigkeit $V_R = \frac{V_s}{2}$ sind Schubkräfte, welche den einzelnen Wasserteilchen

eine der Hauptströmung entgegengesetzte Geschwindigkeit erteilen. Wir können uns diesen Vorgang nach Fig. 15 in der Weise vorstellen, daß der Innenwirbel aus einer Reihe von aneinander anschließenden einzelnen Wirbeln besteht, deren Energie auf der Zuströmseite größer ist, wie auf der Abströmseite, so daß also eine von der Zuströmseite nach der Abströmseite gerichtete Kraft entsteht.

Ist eine freie Flüssigkeitsoberfläche, also nur eine wirblerzeugende Fläche vorhanden, so erhalten sämtliche Flüssigkeitsteile des Innenwirbels eine Rückwärtsbewegung entgegengesetzt der Hauptströmung mit einer Geschwindigkeit proportional dem Abstand von der Randwirbelschicht. Bewegt sich die Flüssigkeit zwischen zwei materiellen Flächen, so kann sich die zuletzt geschilderte Bewegung nicht ausbilden, da jede von der einen Wirbelschicht eingeleitete Verschiebung des Innenwirbels eine Schubkraft in der anderen Randwirbelschicht hervorruft. Der Einfluß der von beiden Randwirbelschichten eingeleiteten Querbewegungen ist in diesem Falle gleich dem von Schubkräften, welche entgegengesetzt zu den äußeren Kräften über den ganzen Querschnitt gleichmäßig verteilt sind. Die Geschwindigkeitsverteilung erfolgt nach dem in Gleichung (11) Abgeleiteten nach einer Parabel.

24.

In dem Vorhergehenden haben wir angenommen, daß der Randwirbel seine Bewegungen durch Schubspannungen der gesamten Flüssigkeit mitteilt, etwa in der Weise, als seien die einzelnen Wirbel miteinander mechanisch verkettet. Diese Bewegung kann nun nicht in beliebige Entfernung weiter geleitet werden, da dies zur Voraussetzung haben würde, daß die vom Randwirbel ausgehende Energie verlustlos von einem Wirbel zum anderen übertragen wird, was mit der Tatsache der Wärmeerzeugung durch wirbelnde Bewegung unvereinbar ist.

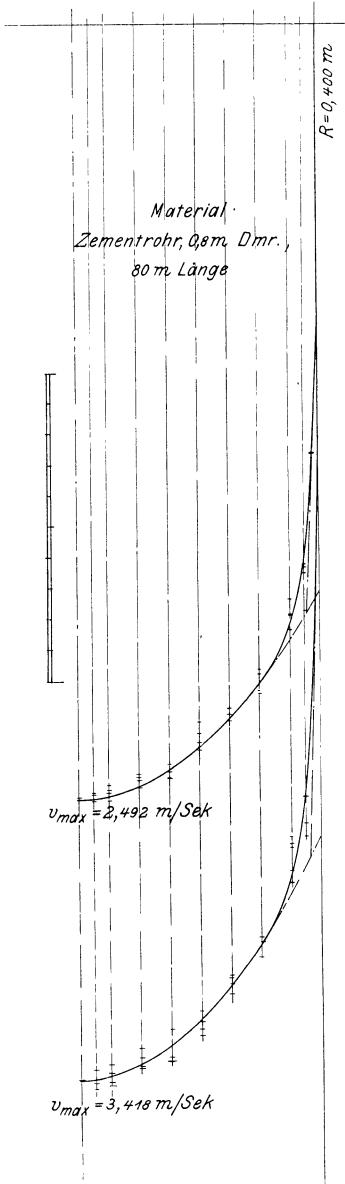


Fig. 14.

Der Umstand aber, daß die wirbelnde Bewegung in offenen Flußläufen sich auch bei großen Wassertiefen in der in Abschn. 27 charakterisierten mit der Wirkung der Wirbel eng zusammenhängenden Weise geltend macht, ferner der Umstand, daß auch bei Versuchen mit Rohren von bedeutendem Durchmesser (Bazin 0,8 m)¹⁾ sich eine Änderung der Parabelform im inneren Zylinder nicht zeigt, (vergl. Fig. 14) läßt schließen, daß die wirbelnden Bewegungen in der Flüssigkeit sich auf große Entfernung ohne große Verluste fortzupflanzen in der Lage sind.

25.

Man wird versucht sein, die hier gegebene Vorstellung an den Ergebnissen der abstrakten Wirbeltheorie zu prüfen. Leider versagt hierfür

die Wirbeltheorie der abstrakten Hydrodynamik, indem sie die Schubspannungen, denen der Wirbel sein Dasein und seine Fortpflanzung verdankt, außer Ansatz läßt.

26.

Auch Versuche, welche über die Natur des Wirbels im Zusammenhang mit der Oberflächenreibung Einblick geben könnten, liegen nur spärlich vor. Zunächst sind es die Ahlbornschen Versuche,²⁾ welche man zum Nachweis des

Randwirbels heranziehen könnte. Faßt man aber die den Oberflächenwiderstand bildenden Wirbelbewegungen als durch Rauhigkeiten erzeugt auf, welche ihrer Größenordnung nach mit dem Molekülabstand vergleichbar sind, so können die von Ahlborn zur Sichtbarmachung der Bewegung benutzten Teilchen nicht die eigentliche Wirbelbewegung des Oberflächenwiderstandes angeben, sondern nur Wirbelgruppen oder Wirbel, welche durch Vorsprünge von der Größenordnung des Flusses erzeugt sind, also von uns als vom Wirbelwiderstand herrührend bezeichnet wurden.

Einen besseren Einblick gewähren die Versuche Reynolds über die Art der Flüssigkeitsbewegung in Glasröhren. Reynolds versuchte bei seinen

¹⁾ Bazin, Mémoires de l'Académie des Sciences de Paris, Recueil des Savants Etrangers Tome XXXII. Versuche mit Zementrohr, 80 m Länge, 0,80 m Durchmesser.

²⁾ Fr. Ahlborn, Die Widerstandsvorgänge im Wasser an Platten und Schiffskörpern usw. Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft 1909. S. 407 ff. — Die Wirbelbildung im Widerstandsmechanismus des Wassers. Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft 1905. S. 75.

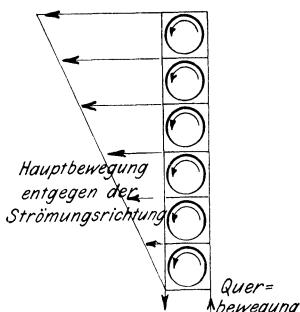


Fig. 15.

für die Frage der Flüssigkeitsreibung epochemachenden Untersuchungen, sich auch über die Art der bei der Strömung der Flüssigkeit entstehenden Wirbel klar zu werden. Zu dem Zweck führte Reynolds in ein Glasrohr zentral einen dünnen Faden von Farbstoff ein und betrachtete die Verteilung des Farbstoffes beim Überspringen eines elektrischen Funkens.

Es ist dies also im Prinzip die gleiche Methode, welcher wir so ausgezeichneten Einblick über die Bildung diskontinuierlicher Flüssigkeitsbewegungen durch Ahlborn verdanken; der von Reynolds benutzte Farbstoff ist jedoch infolge seiner feinen Verteilung viel besser zur Sichtbarmachung der Bewegungen geeignet, wie die viel zu groben Beimengungen Ahlborns. Während bei Betrachtung in Dauerlicht die Flüssigkeit regellos wirbelnd erschien, zeigte sich bei Momentanbelichtung die Bahn der Farbteilchen klar auseinandergezogen. In Fig. 16 gebe ich die Abbildung Reynolds wieder, wobei ich bemerke, daß diese Abbildung nicht eine photographische Wiedergabe sondern eine aus dem Gedächtnis erfolgte Aufzeichnung des bei Momentanbeleuchtung Gesehenen sein dürfte. Ich verweise daneben auf die oben in Fig. 12 u. 13, gegebene schematische Darstellung der mit der Fortschrittgeschwindigkeit zusammen gesetzten Wirbelbewegung, deren Übereinstimmung mit der Reynoldschen Beobachtung mir für den Anfangszustand dieser Untersuchung genügend zu sein scheint. Die Reynoldsschen Versuche beweisen, daß ein mit den Wandungen nicht in Berührung kommender, jedenfalls an denselben nicht zur Ruhe kommender Innenwirbel vorhanden ist.

Das weitere Studium der Wirbelerscheinungen erfordert den Ausbau des Reynoldschen Experiments, möglichst unter Zuhilfenahme des modernen Hilfsmittels der kinematographischen Aufnahme. Ich gebe in Fig. 17 eine für diese Versuche geeignete Versuchsanordnung wieder, in der Hoffnung, damit zum Studium dieses meines Erachtens zurzeit wichtigsten Problems der Hydrodynamik anzuregen.



Fig. 16.

Einen weiteren Einblick in die wirbelnde Bewegung von Flüssigkeiten gestatten die Messungen, welche über die Geschwindigkeitsverteilung von Wasser in Röhren und Kanälen vorgenommen worden

sind. Bei offenen Kanälen und Flußläufen zeigt die Erfahrung,¹⁾ daß die Geschwindigkeit des Flusses in einer Vertikalen nicht, wie zunächst zu erwarten wäre, ein Maximum in der freien Oberfläche ist, sondern daß die Maximalgeschwindigkeit mehr oder weniger tief unterhalb des Wasserspiegels liegt. Der Luftwiderstand scheidet zur Erklärung der Erscheinung aus, da selbst bei mit der Strömung gleich gerichtetem Winde die Erscheinung unverändert fortbesteht,

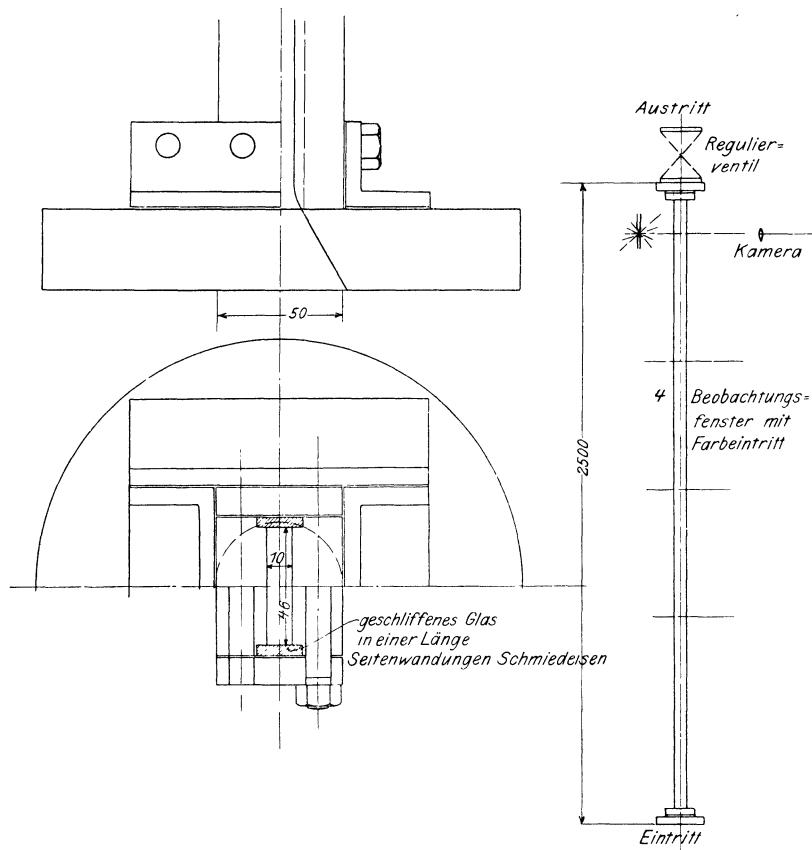


Fig. 17.

ebenso reicht die Größe der Oberflächenspannung zur Erklärung der Erscheinung nicht aus, zumal sich durch die Oberflächenspannung der aus den Versuchen hervortretende Einfluß der Wassertiefe und des Rauhigkeitsgrades des Bettes nicht erklären läßt.

Nach dem oben Gesagten erhält die Erscheinung eine einfache Erklärung. Die Bewegung des Wassers setzt sich aus der durch den gleichmäßigen Druck des Gefälles in Form einer Parabel verteilten Geschwindigkeit und der ent-

¹⁾ M. H. Darcy und M. H. Bazin, Recherches hydrauliques. Paris 1864.

gegengesetzten Fortschrittgeschwindigkeit des Wirbels, welche proportional mit dem Abstand vom Randwirbel — dem Bodenwirbel — zunimmt, zusammen. (Fig. 18.)

Ein ähnlicher Gedanke ist bereits früher ausgesprochen worden¹⁾, nämlich, daß Wirbel oder Spiralbewegungen um wagerechte Achsen Wasserteilchen von geringer Geschwindigkeit von der Sohle zur Oberfläche bringen. Daß ein solcher Transport von Flüssigkeitsteilen von der Sohle nach der Oberfläche stattfindet, ist nach der unten genannten Quelle durch I. B. Francis gebracht worden, welcher Kalk-

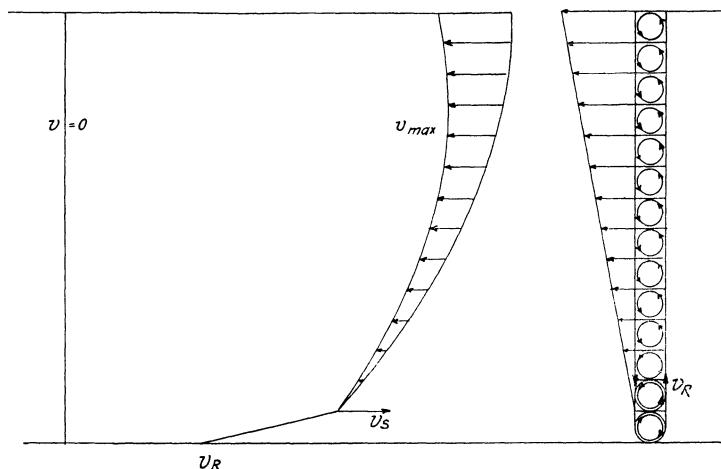


Fig. 18.

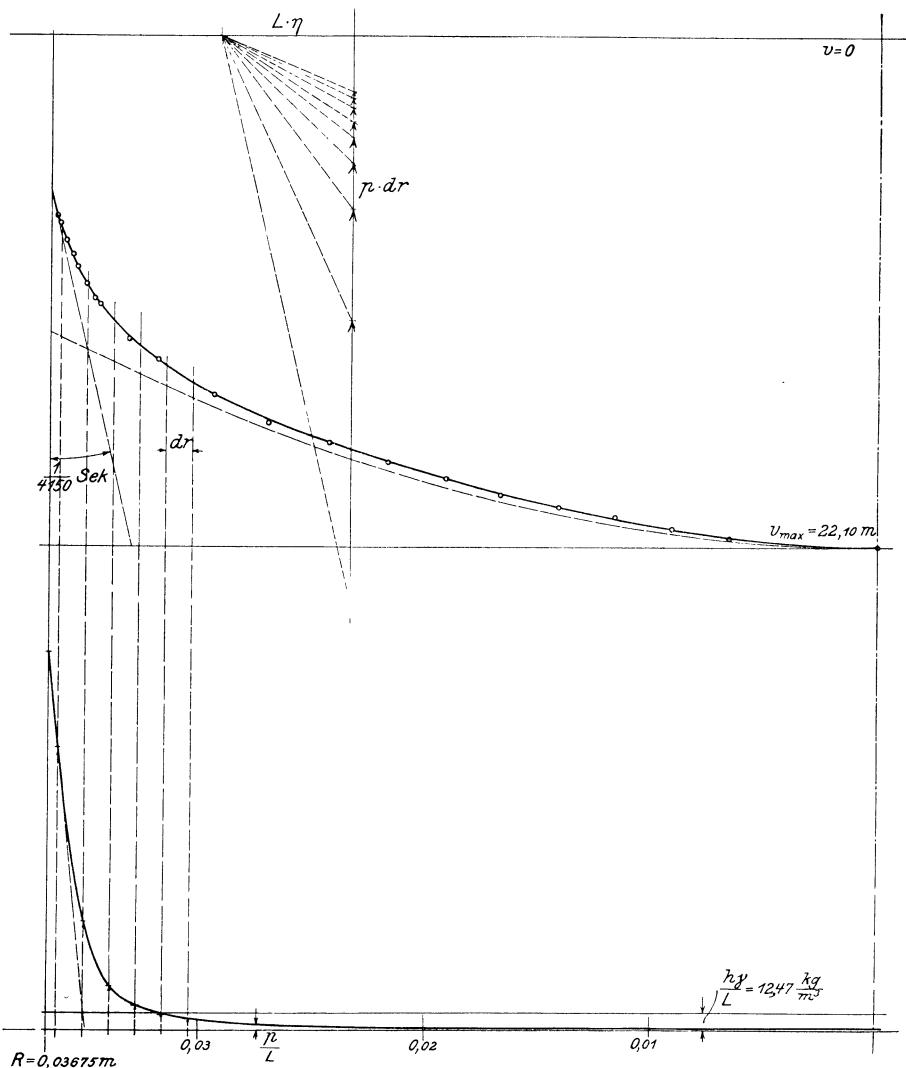
milch nahe der Sohle dem Wasser einspritzte und beobachtete, daß dieselbe nach Zurücklegung einer der 10 bis 30 fachen Tiefe gleichen Strecke an der Oberfläche erschien.

28.

Ist das Geschwindigkeitsdiagramm einer stationären Flüssigkeitsströmung in einem Rohre gegeben, so läßt sich aus diesem Diagramm nach dem in Abschnitt 11 Gesagten die Verteilung der axialen Schubspannungen für jeden einzelnen Punkt des Rohres graphisch ermitteln. In Fig. 19 ist diese Aufgabe für ein von Stanton²⁾ gegebenes Geschwindigkeitsdiagramm durchgeführt. Man erhält dabei eine Verteilung der Schubkräfte, welche über den größten Teil des Rohrquerschnittes konstant ist und in der Nähe der Rohrwandung plötzlich außergewöhnlich stark ansteigt. Den Maßstab der Kräfte findet man durch die Betrachtung, daß die Summe sämtlicher axialen Schubkräfte gleich der Summe der

¹⁾ Ph. Forchheimer, Encyklopädie der mathematischen Wissenschaften. 4. Band.

²⁾ T. E. Stanton, The Mechanical Viscosity of Fluids. Proceedings of the Royal Society A. Vol. 85, 1911.



Geschwindigkeitsverteilung in einem mit doppelgängigem Innengewinde versehenen Rohr von
 $R = 0,03675 \text{ m}$. Ganze Länge etwa 9 m

nach T. E. Stanton Proc. Royal Soc. A. Vol. 85. Flüssigkeit: Luft.

$$\frac{V_m R \gamma}{\eta g} = 45400 \quad \frac{R^2 h \gamma}{V_m L \eta} \text{ gemessen} = 564.$$

Achssiale Schubkraftverteilung (p) aus Geschwindigkeitsverteilung abgeleitet

$R(\text{m})$	$V_{max} (\text{m/Sek.})$	$R(\text{m})$	$V_{max} (\text{m/Sek.})$
0,000 00	22,10	0,032 00	14,00
0,006 61	21,72	0,033 30	13,11
0,009 17	21,32	0,034 60	11,62
0,011 70	20,81	0,034 85	11,37
0,014 20	20,38	0,035 20	10,74
0,016 80	19,86	0,035 60	10,00
0,019 20	19,14	0,035 80	9,46
0,021 80	18,42	0,036 10	8,87
0,024 40	17,62	0,036 35	8,11
0,027 10	16,74	0,036 50	7,80
0,029 50	15,53		

Fig. 19.

gesamten äußeren Kräfte sein muß. Die äußere Kraft ist dargestellt durch den gleichmäßig über den Querschnitt verteilten Druck $\frac{h\gamma}{L}$. Trägt man diese Drucklinie in das Diagramm der Schubkräfte ein, so ergibt sich, daß in der Nähe der Wandung die Schubkräfte die äußeren Kräfte bedeutend überwiegen, während an dem größeren inneren Teil des Rohrquerschnittes die äußeren Kräfte ein Mehrfaches der achsialen Schubkräfte sind.

Da tatsächlich am System Gleichgewicht vorhanden ist, so muß eine Übertragung der Kräfte vom Rand in irgendeiner Weise vorhanden sein, und da diese Übertragung nur durch Schubkräfte bewirkt werden kann, und die Geschwindigkeit in der Achsrichtung uns für alle Punkte des Rohres genau bekannt ist, muß diese Übertragung durch Schubkraftpaare erfolgen. Als Erzeuger dieser Kraftpaare haben wir oben die Wirbel kennengelernt.

29.

Die Wirkung der Wirbelbewegung besteht, abgesehen davon, daß ein plötzlicher Geschwindigkeitssprung in unmittelbarer Nähe der Wandung eintritt, darin, daß die Scheithöhe der Parabel, im Vergleich zu denjenigen, welche sich bei Schichtenströmungen ausbildet, verringert wird.

Man kann also die Wirkung der Wirbel auf die Geschwindigkeitskurve auch dadurch erzielt denken, daß man den Schubmodul des Wassers unter Annahme von Schichtenströmung erhöht annimmt. Unsere oben gegebene graphische Methode gestattet unmittelbar die Bestimmung dieses erhöhten Schubspannungskoeffizienten in der Weise, daß man für ein vorliegendes Geschwindigkeitsdiagramm zu der bekannten äußeren Kraft $h\gamma dx$ und der bekannten Zunahme der Geschwindigkeitsdifferenz zweier um dx abstehender Zylindermäntel denjenigen Polabstand bestimmt, für welchen

$$L\eta \cdot \frac{d^2 v}{dx^2} + h\gamma = 0$$

Auf die Tatsache, daß man mit dieser Vorstellung die Verteilung der Geschwindigkeit in einem Rohr den tatsächlichen Verhältnissen genügend anpassen kann, hat bereits Boussinesq¹⁾ hingewiesen und auf dieser Tatsache auch eine Theorie der Bewegung des Wassers in Rohren aufgebaut.

¹⁾ Boussinesq, Théorie de l'écoulement tourbillanant et tumultueux des liquides, Paris 1897, nach:

H. Hahn, Herglotz und K. Schwarzschild, Über das Strömen des Wassers in Röhren und Kanälen. Zeitschrift für Mathematik und Physik, 1904.

Man darf meines Erachtens aber nicht aus den Augen verlieren, daß man durch die Annahme eines erhöhten Schubmoduls die Erscheinung nur beschreibt, nicht aber erklärt, und insbesondere die Vorgänge in der unmittelbaren Nähe der Wandung dabei vollkommen unberücksichtigt bleiben.

30.

Eine direkte Folgerung aus dem in Abschn. 29 Gesagten ist, daß eine *wirbelnde Flüssigkeit* eine scheinbar höhere Schubspannung besitzt, als eine ruhende Flüssigkeit. Ob diese höhere Schubspannung sich auch fremden in einen Wirbelbereich eintretenden Körpern bemerkbar macht, erscheint nicht sicher, da man annehmen kann, daß ein solcher Körper im allgemeinen von diesen Wirbeln ebensoviel Schubkraft treibend wie verzögernd erhalten wird.

Da jedoch der in der Flüssigkeit durch fremden Anstoß hervorgebrachte Wirbel die eigene Wirbelbildung des Körpers im Sinne einer Zerteilung des Einzelwirbels — einer *Verfilsung der Flüssigkeit* — beeinflussen wird, darf man die erhöhte Schubspannung einer wirbelnden Flüssigkeit wohl auch einem fremden Körper gegenüber annehmen. Zum Beispiel beweist die Widerstandserhöhung, welche Luftschiffe in der Fahrt nach Angabe Prandtls gegenüber dem Widerstande der Modelle erfahren, daß die von der Reibung der Erdoberfläche ausgehende Wirbelung der Luft einen Einfluß auf den Widerstand fremder Körper besitzt. Die Benutzung von *Gleichrichtern* (Gittern), welche stets *wirblerzeugend* wirken, würde sich hiernach für alle Versuche, welche den Oberflächenwiderstand von Körpern in bewegter Flüssigkeit betreffen, verbieten.

31.

Der Vorgang des stationären Strömens einer Flüssigkeit in einem Rohr stellt sich nach dem Gesagten, wie folgt, dar:

Zunächst strömt das Wasser lediglich unter Überwindung achsialer Schubspannungen durch das Rohr; der gleichmäßig über den Querschnitt verteilte Druck steht im Gleichgewicht mit den achsialen Schubkräften.

Die Form der Geschwindigkeitsverteilung ist eine Parabel, die maximale Strömungsgeschwindigkeit in der Mitte ist das Doppelte der mittleren Strömungsgeschwindigkeit, die Schubkraft am Umfang, welche mit dem Gesamtdruck im Gleichgewicht ist, beträgt nach Gleichung 14

$$R^2 \pi h \gamma = 8 \pi L \eta V_m.$$

Dieselbe ist von dem Durchmesser des Rohres unabhängig und allein von der

mittleren Geschwindigkeit und dem Schubmodul abhängig. Solange also eine schichtenweise Strömung von der mittleren Geschwindigkeit V_m in einem Rohr von der Länge L stattfindet, ist der Gesamt druck, welcher die Strömung aufrechthält der gleiche, ob es sich um ein Kapillarrohr oder um ein Rohr von beliebiger Größe handelt. Der spezifische Flächendruck ändert sich im umgekehrten Verhältnis der Flächen.

Wenn nun auch die Flüssigkeit unmittelbar an der Wand haftet, so befindet sich doch bereits die zweite Molekularschicht in strömender Bewegung, und es folgt, daß, wenn die Oberfläche Vorsprünge besitzt, welche eine größere Tiefenabmessung als die Dicke der haftenden Molekularschicht haben, eine gewisse Geschwindigkeit eintreten muß, bei welcher eine diskontinuierliche Flüssigkeitsbewegung eintritt.

Mit Eintritt dieser diskontinuierlichen Flüssigkeitsbewegung, der Wirbelbewegung, ist eine scheinbare Erhöhung des Schubmoduls verbunden. Die Folge dieser plötzlich eintretenden Erhöhung der Zähigkeit ist eine Verkleinerung der Höhe des Paraboloids gleichzeitig mit einer Erhöhung der Randgeschwindigkeit. Die mittleren Teile des Flusses verringern ihre Geschwindigkeit, indem sie ihre Energie durch Vermittlung der Schubspannungen an die am Rande fließende Flüssigkeit abgeben. Dieser Zustand, welcher als kritischer Zustand charakterisiert wird, ist infolge der geschilderten Bewegungsumformungen ein labiler Zustand, dessen Vorhandensein sich durch geringe Beständigkeit des Druckes in einem bestimmten Meßpunkte anzeigt.

Die Versuche von Reynolds und Saph und Schoder¹⁾ haben diese Tatsachen bewiesen (vergl. Fig. 27, 31 und 32), indem in der Nähe des kritischen Punktes die aus dem labilen Zustande resultierenden Schwingungen sich bis an das den Druck anzeigen Manometer fortpflanzten. Auch die Versuche von Gardner Williams²⁾ zeigen bei geringer Geschwindigkeit Schwingungen an, welche sich, wie aus Fig. 20 ersichtlich, zu stehenden Schwingungen ausbilden und solche Mächtigkeit annehmen können, daß nach den Beobachtungen des Genannten an einzelnen Stellen des Rohrquerschnittes sogar negative Strömungsgeschwindigkeiten auftreten.

32.

Nehmen wir an, daß die Randgeschwindigkeit gleich αV_m ist, so muß für zwei aufeinanderfolgende Zustände im kritischen Punkt die Bedingung bestehen,

¹⁾ Aug. V. Saph and E. H. Schoder. An experimental study of the resistances to the flow of water in pipes. Transactions American Society of Civil Engineers Pap. 944, Bd. 51, 1903.

²⁾ Gardner S. Williams, Clarence W. Hubbell, George H. Fenckell. Experiments on the effort of curvature upon the flow of water in pipes. Transactions American Society of Civil Engineers Vol. 47, 1902.

daß die von der Randgeschwindigkeit herrührende Oberflächenkraft gleich der Schubkraft der Schichtenströmung ist. Hieraus folgt, daß

$$R^2 \pi h \gamma = 2 R \pi L \eta \frac{4 V_m}{R} = 2 R \pi L \frac{\rho \gamma}{g} \alpha^2 V_m^2 \quad \dots \quad (25)$$

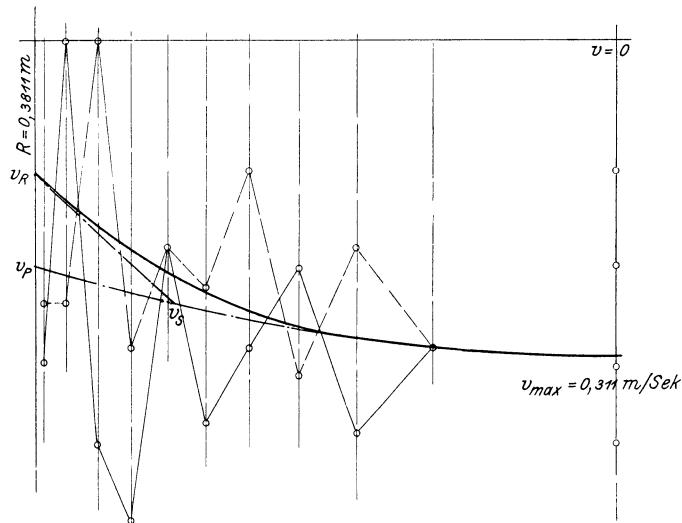
und hieraus ergibt sich die den kritischen Zustand charakterisierende Beziehung

$$4 \eta V_m = \frac{R \rho \gamma}{g} \alpha^2 V_m^2,$$

also

$$\frac{V_m R \gamma}{\eta g} = \frac{4}{\alpha^2 \rho} \quad \dots \quad (26)$$

Versuche Gardner S. Williams usw. Transactions Am. Soc. Civil Eng. 1902.



Die auf der Nullachse liegenden Punkte dürfen auch mit negativer Geschwindigkeit gedeutet werden.

Fig. 20.

Reynolds hat aus seinen Versuchen und aus allgemeinen Dimensionsbetrachtungen als Bedingung für die kritische Geschwindigkeit die Beziehung abgeleitet

$$\frac{V_m \cdot R \cdot \gamma}{\eta \cdot g} = \text{Konstant.}$$

Man erkennt, daß diese Beziehung das Wesen der Sache nicht vollkommen wiedergibt, insofern, als die Abhängigkeit der kritischen Geschwindigkeit von dem Rauhigkeitsgrad der Fläche nicht entsprechend zum Ausdruck kommt.

33.

Daß eine solche Abhängigkeit vorhanden ist, hat Reynolds selbst bei seinen Versuchen bestätigt gefunden. Reynolds fand bei seinen Versuchen mit einem Bleirohr den kritischen Wert

$$\frac{V_m R \gamma}{\eta g} = 1150,$$

während er aus den Versuchen Darcys mit Röhren unzweifelhaft rauherer Beschaffenheit den Wert $\frac{V_m R \gamma}{\eta g} = 1000$ ableitete. Indem Reynolds ferner in einem Glasrohr eine Drahtspirale einlegte, d. h. also, indem er die Erzeugung von Wirbeln begünstigte, sank der Wert auf die Hälfte des Wertes des glatten Rohres herab.

Ruckes¹⁾ fand bei seinen Ausflußversuchen für ein Glasrohr einen Wert gleich 1000, während für ein Metallrohr der Wert nur etwa 250 betrug und Ruckes bemerkte sehr richtig, daß der Grund für diesen auffälligen Unterschied in der Beschaffenheit der inneren Wandfläche der Rohre liegen müsse. Die Abhängigkeit der kritischen Geschwindigkeit von der Rauhigkeit des Rohres scheint mir auch durch die weiter unten gegebene Bearbeitung zahlreicher Versuche erwiesen (Fig. 27 bis 39 und Taf. I und II).

Zur Beurteilung, welchen Wert α besitzt und insbesondere, ob derselbe im kritischen Punkt selbst vom Rauheitsgrad abhängig ist, fehlt zurzeit jeder experimentelle Anhalt. Nach der oben gegebenen Darstellung der Entstehung der kritischen Geschwindigkeit müssen wir annehmen, daß α im kritischen Punkt unabhängig von ϱ gleich 1 ist, der labile Gleichgewichtszustand also in einer gleichmäßigen mittleren Geschwindigkeit über dem Rohrquerschnitt besteht. (Vergl. Fig. 9.) Für alle anderen Geschwindigkeiten ist α jedenfalls kleiner als 1. Ich komme auf diesen Punkt weiter unten noch zurück.

34.

Aus der Beziehung Gl. 26

$$\frac{V_m R \gamma}{\eta g} = \frac{4}{\alpha^2 \varrho} = \frac{4}{\varrho}$$

lassen sich sogleich einige, insbesondere für die Ausführung von Experimentaluntersuchungen bemerkenswerte Folgerungen ableiten.

¹⁾ R u c k e s , Mitteilungen über Forschungsarbeiten, Heft 75, 1909. Untersuchungen über den Ausfluß komprimierter Luft aus Haarröhrchen und die dabei auftretenden Wirbelerrscheinungen.

1. In einem vollkommen glatten Rohr tritt eine kritische Geschwindigkeit überhaupt nicht ein. Voraussetzung für das Kleben der Flüssigkeit an der Wandung des vollkommen glatten Rohres bei beliebiger Höhe der Schubspannung ist allerdings, daß die Molekularkraft zwischen Wandung und Flüssigkeit größer ist, als die Molekularkraft zweier Flüssigkeitsteile. Bei Wasser, Luft und Dampf dürfte diese Bedingung erfüllt sein.

2. Der Eintritt der kritischen Geschwindigkeit hat daher für solche Flüssigkeiten keinen Zusammenhang mit der Schubspannung am Umfange des Rohres, wie Reynolds¹⁾ in dem folgenden sehr anschaulichen Beispiel darstellt. In einem Rohr von 0,014 mm Durchmesser, 125 mm Länge, ist am Rande eine Schubspannung von etwa 0,2 g pro cm² bei einer Geschwindigkeit von 376 mm pro Sek. wirksam, also ein Oberflächenwiderstand, welcher größer ist, als der mancher Dampfer, ohne daß eine Ablösung von der Wandung eintritt, d. h. ohne daß die schichtenweise Strömung in dem Glasrohr in wirbelnde Strömung zerfällt, welche an der Außenhaut der Dampfer zweifellos vorhanden ist.

3. Der Eintritt der kritischen Geschwindigkeit ist für Wasser abhängig von der Temperatur des Wassers, für Luft ist der Eintritt der kritischen Geschwindigkeit abhängig von der Temperatur und dem Druck der Luft.

4. Der Eintritt der kritischen Geschwindigkeit ist von dem Rauhigkeitsgrad der Oberfläche abhängig. Gleichartig in ihrem Einfluß mit dem Rauhigkeitsgrad der Oberfläche sind alle Ursachen, welche eine wirbelnde Bewegung des Wassers bedingen, also zum Beispiel der Einfluß der Kontraktion beim Einfluß in das Rohr.

Als ein scharfes Kriterium dafür, ob in einem Rohr Schichtenströmung vorhanden ist oder nicht, kann deshalb die genaue Erfüllung der Bedingung

$$\frac{R^2 h \gamma}{V_m \eta L} = \text{konstant} = 8$$

angesehen werden.

Die in Fig. 21 dargestellten Versuche von Becker²⁾ z. B. zeigen, daß die Meßstrecke viel zu nahe an dem Eintrittsende gelegen, sonach der von dem Eintritt herrührende Wirbel die Schichtenströmung überdeckt hat. Sehr scharf tritt der Einfluß des Einlaufwiderstandes auf den kritischen Zustand auch bei den Versuchen von Ruckles in die Erscheinung.

¹⁾ O. Reynolds, On the dynamical theorie of incompressible viscous fluids and the determination of the Criterion. Philosophical Transactions of the Royal Society of London, Vol. 186, A. I. 1895.

²⁾ E. Becker, Strömungsvorgänge in ringförmigen Spalten und ihre Beziehungen zum Poiseuilleschen Gesetz. Mitteilungen über Forschungsarbeiten, Heft 48, 1907.

Alle Versuche ergeben übereinstimmend, daß im allgemeinen eine Strecke gleich dem 30 bis 50 fachen Durchmesser vom Einlauf ab erforderlich ist, um die Schichtenbewegung sicherzustellen.

35.

Die in Abschnitt 32 benutzte Anschauung über den Eintritt der kritischen Geschwindigkeit in Röhren läßt sich auch benutzen, um eine Beziehung für die

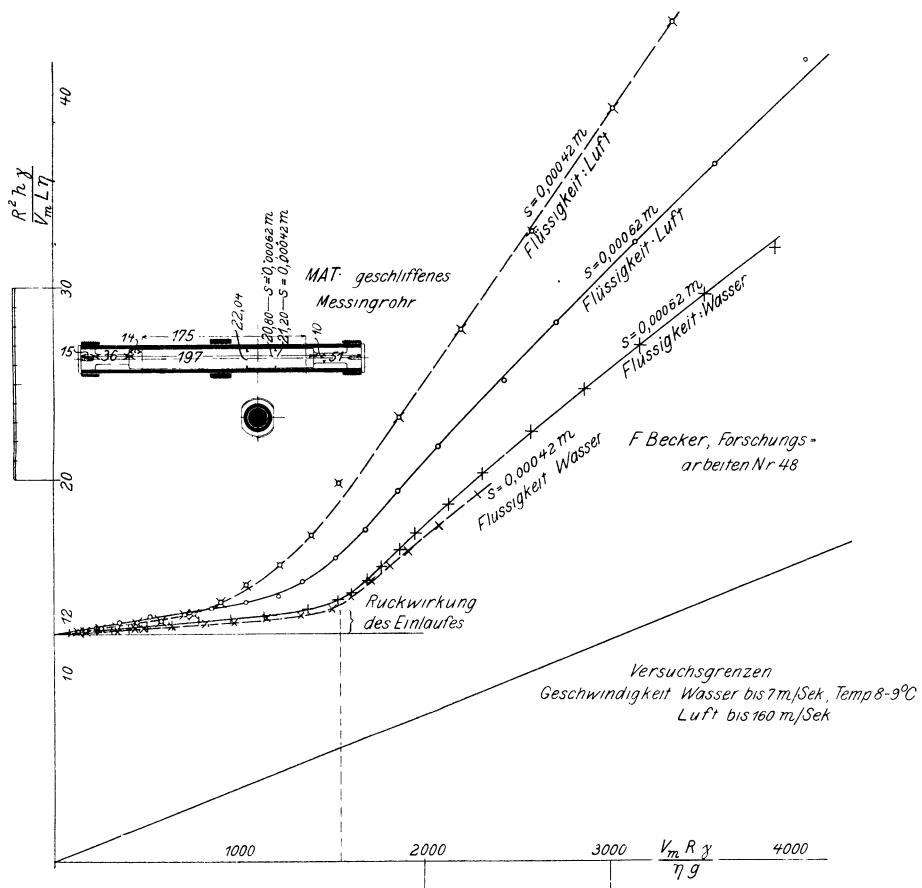


Fig. 21.

kritische Geschwindigkeit für den Fall der Flüssigkeitsbewegung nach Abschnitt 12 — Welle in Lager — abzuleiten. Während bei der Schichtenströmung die Geschwindigkeit von Null bis V linear ansteigt, ist im Augenblick der kritischen Geschwindigkeit eine gleichmäßige Geschwindigkeit gleich $\frac{V}{2}$ vorhanden. Sonach gilt für den Augenblick der kritischen Geschwindigkeit

$$S = f \cdot \eta \frac{V}{s} = f \rho \frac{g}{\gamma} \frac{V^2}{4} \dots \dots \dots \dots \quad (27)$$

sonach

$$\frac{V s \gamma}{\eta g} = \frac{4}{\rho} \dots \dots \dots \dots \dots \dots \quad (28)$$

Bei Röhren ergab sich das Kriterium (Gl. 26)

$$\frac{VR\gamma}{\eta g} = \frac{4}{\alpha^2 \rho} \text{ oder mit } \alpha = 1: \frac{VR\gamma}{\eta g} = \frac{4}{\rho}$$

Couette fand durch den Versuch

für Röhren $\frac{VR\gamma}{\eta g} = 1100$,

für Welle in Lager $\frac{V s \gamma}{\eta g} = 950$,

wodurch die hier und in Abschnitt 32 benutzte Anschauung genügend gestützt erscheint (vergl. hierzu auch Abschnitt 67).

36.

Geschwindigkeiten unterhalb der kritischen Geschwindigkeit sind für die Fortleitung von Wasser oder Luft in Röhren technisch nur von untergeordneter Bedeutung insofern, als bei den technisch in Frage kommenden Rohrabmessungen die kritische Geschwindigkeit unterhalb der zumeist benutzten Grenzen liegt. Von größerer Bedeutung wird die kritische Geschwindigkeit für die Weiterleitung von Öl in Rohrleitungen, da der Schubmodul des Öles etwa 100 mal größer wie der des Wassers ist. Insbesondere ist die Technik der Lagerschmierung auf die Beachtung des Zusammenhangs zwischen Dicke der Schmierschicht und Umfangsgeschwindigkeit der Welle angewiesen. Die größte Bedeutung besitzt aber die kritische Geschwindigkeit für die Heizungstechnik, indem bei allen Geschwindigkeiten unterhalb der kritischen Geschwindigkeit, also bei Schichtenströmung der Flüssigkeit nur eine Wärmeübertragung von der Wandung an die Flüssigkeit wie bei ruhender Flüssigkeit, d. h. also in außerordentlich geringem Maße stattfindet¹⁾. Erst nach Überschreiten der kritischen Geschwindigkeit und mit Eintritt der Wirbelbewegung findet Wärmeübertragung in höherem Maße statt. Bei Aufstellung einer Formel für den Wärmeübergang von einer Fläche an eine Flüssigkeit darf deshalb nicht allein die Geschwindigkeit der Flüssigkeit längs der Fläche, sondern es muß auch die Beschaffenheit der Oberfläche, also der Ruhigkeitsgrad berücksichtigt werden.

Eine weitere wertvolle mit der kritischen Geschwindigkeit zusammenhängende Beobachtung verdanke ich der Mitteilung von Professor Dr. F. Dolezalek -

Charlottenburg. Läßt man Benzol durch eine Metallröhre mit verschiedenen Geschwindigkeiten strömen, so findet man, daß unterhalb einer bestimmten Geschwindigkeit keinerlei elektrische Änderungen eintreten. Sobald die kritische Geschwindigkeit überschritten wird, wird das Benzol plötzlich sehr stark elektrisch. Die Erscheinung röhrt von der Reibung des Benzols an der Rohrwand her, und wird durch das Gleiten der Flüssigkeit an der Wand nach Überschreiten der kritischen Geschwindigkeit hervorgerufen. Diese Erscheinung widerlegt m. E. die Behauptung, daß auch nach Eintritt der Wirbelbewegung im Rohr die Flüssigkeit an der Wandung haftet.

37.

Die Schwierigkeit der Erfassung der Widerstandsgesetze selbst für den einfachsten Fall der Bewegung der Flüssigkeit in kreisförmigen Röhren liegt darin, daß sich ohne besondere Vorkehrungen im allgemeinen nur die mittlere Wassergeschwindigkeit und die zur Erzeugung dieser mittleren Wassergeschwindigkeit erforderliche Druckhöhe messen lassen, während nach unseren Darlegungen für die Erzeugung des Oberflächenwiderstandes wesentlich die Wandgeschwindigkeit maßgebend ist, deren Bestimmung bis heute nur durch Extrapolation, d. h. also mit Unsicherheit möglich ist.

Will man das Gesetz des Oberflächenwiderstandes erfassen, so wird man eine Beziehung zwischen der mittleren Geschwindigkeit und den übrigen Geschwindigkeiten im Rohrquerschnitt aufstellen und versuchen müssen, diese Beziehungen mit den Kräften in Zusammenhang zu bringen.

Bezeichnen wir die Geschwindigkeit der Grenzschicht zwischen Innenwirbel und Randwirbel — die Randgeschwindigkeit — mit V_s , die Wandgeschwindigkeit mit V_R , die mittlere Geschwindigkeit des Flusses mit V_m , die maximale Geschwindigkeit mit V_{max} , so können wir aus den früher gegebenen Überlegungen über die Art des Widerstandes annehmen, daß $V_R \sim \frac{V_s}{2}$ ist, ferner, daß die Geschwindigkeitsverteilung zwischen V_s und zwischen V_{max} nach einer Parabel erfolgt.

Nehmen wir die Dicke des Randwirbels — was wir bei einer von der kritischen Geschwindigkeit genügend weit entfernten Geschwindigkeit tun dürfen — als klein gegenüber dem Durchmesser des Rohres an, so können wir sämtliche Geschwindigkeiten in einfacher Weise durch die mittlere Geschwindigkeit V_m

¹⁾ Barnes & Coker, Proceedings of the Royal Society, Vol. I XXIV, No. 503 1905
The flow of water through pipes.

ausdrücken, und zwar ist

$$\left. \begin{aligned} V_S &= \alpha V_m \\ V_R &\approx \frac{\alpha}{2} V_m \\ V_{\max} - V_S &= 2(1-\alpha) V_m \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots \quad (29)$$

Versuchen wir nunmehr sämtliche Kräfte in Abhängigkeit von der mittleren Geschwindigkeit auszudrücken, so würde zur Berechnung der Oberflächenkraft die Wandungsgeschwindigkeit V_R zu benutzen sein. Der Umstand jedoch, daß die Messung von V_R einwandsfrei nicht möglich ist, läßt es empfehlenswert erscheinen, den Oberflächenwiderstand durch V_S auszudrücken. Wir werden alsdann allerdings im Auge behalten müssen, daß das in die Rechnung eintretende ϱ nur etwa den vierten Teil der ihm zustehenden Größe besitzt.

Als Kräfte am System kommen zur Wirksamkeit

1. die äußere Kraft als gleichmäßig über den Querschnitt verteilte Druckkraft,
2. dieser äußeren Kraft gleich aber entgegengesetzt gerichtet die resultierende Schubkraft am Umfang, welche sich zusammensetzt
 - a) aus den Schubkräften, herrührend von dem Widerstand der Randwirbelbildung
 - b) aus den von der Erzeugung der Geschwindigkeitsparabel herrührenden Schubkräften.

Bezeichnen wir den Schubmodul allgemein mit χ , so gilt hiernach die Gleichgewichtsbedingung

$$R^2 \pi h \gamma = 2 R \pi L \frac{\gamma}{g} \varrho \alpha^2 V_m^2 + 2 R \pi L \chi (1-\alpha) \frac{4 V_m}{R} \dots \quad (30)$$

$$\text{hieraus } \frac{h\gamma}{L} = \frac{2\gamma \varrho \alpha^2 V_m^2}{R g} + \frac{8\chi(1-\alpha)V_m}{R^2} \dots \quad (31)$$

Der Gesamtwiderstand der Rohrlänge L setzt sich also nach Gl. 30 zusammen aus einem von dem Quadrat der mittleren Geschwindigkeit, dem Durchmesser des Rohres, dem spezifischen Gewicht der Flüssigkeit und dem Rauhigkeitsgrad der Wandung abhängigen Gliede und einem zweiten von der ersten Potenz der mittleren Geschwindigkeit und dem Schubmodul abhängigen, von dem Durchmesser unabhängigen Gliede.

Die gleichmäßige Druckverteilung über den Querschnitt im stationären Zustand dürfte, wenn wir das Gebiet des Randwirbels ausnehmen, mit Sicherheit

als richtig anzunehmen sein; jedenfalls bestätigen dies direkte Messungen von Stanton¹⁾ an Röhren von 49,3 bis 74,0 mm Durchmesser, bei welchen der Druck bis zu 2 mm Abstand von den Wandungen konstant war.

38.

Um einen Überblick über die Geschwindigkeitsverteilung in dem Achsialschnitt eines Rohres zu erhalten, wenn die Geschwindigkeit, der Rauheitsgrad der Wandung und der Durchmesser sich ändern, benutzen wir die folgende einfache Darstellung der Schubkraftverteilung.

Denken wir uns sämtliche Kräfte, welche an dem inneren Cylinder von der Länge l angreifen, gleichmäßig über den Querschnitt des inneren Zylinders verteilt, desgleichen sämtliche Kräfte, welche an der Randwirbelschicht angreifen, über den äußeren Ringquerschnitt verteilt, so erhalten wir das in Fig. 22 dargestellte Diagramm. In diesem ist

ig die äußere Druckkraft pro Flächeneinheit $h \gamma = p_1 + p_2$,

ih die axiale Schubkraft pro Flächeneinheit p_1 , welche dem Parabolendurchhang entspricht,

il ist gleich dem Radius R ,

kl = a ist gegeben aus der Bedingung, daß $\frac{V_s}{2a}$, die Anfangstangente der Geschwindigkeitskurve, nach Gleich. 32 proportional der Summe der gesamten äußeren Kräfte sein muß.

Die einzelnen Größen sind durch die Beziehungen verbunden.

$$A + B + C + E = B + C + D + E = \chi \frac{V_s}{2a}, \dots \quad (32)$$

wo χ der Schubmodul der scheinbaren Zähigkeit der Flüssigkeit ist.

Ferner haben wir oben angenommen, daß die von dem Widerstand der Randwirbelbildung herrührende Kraft, welche wir gleichmäßig über a aufgetragen haben, gleich ist der zwischen innerem Zylinder- und Randwirbel herrschenden

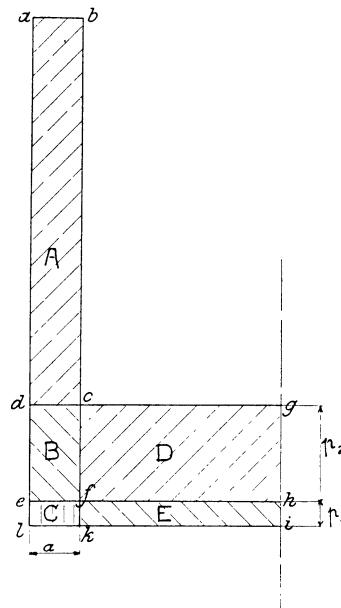


Fig. 22.

¹⁾ T. E. Stanton, The mechanical Viscosity of Fluids. Proceedings Royal Society A Vol. 85. 1911.

Schubkraft, daß sonach

$$A + B = D + E \dots \dots \dots \dots \quad (33)$$

Aus Gleichung 32 und 33 ergibt sich, daß die Fläche D gleich der Fläche A, ferner die Fläche B gleich der Fläche E sein muß.

Die Schubkraft $i h = p_1$, welche den Parabeldurchhang erzeugt, steht mit der Höhe der Parabel $V_{\max} - V_S = 2(1 - \alpha) V_m$ in dem Zusammenhang, daß nach Gl 31 p_1 proportional $\chi \frac{(1 - \alpha) V_m}{R^2}$ ist.

39.

Betrachten wir zwei Rohre von gleichen Durchmessern und gleichem Rauhigkeitsgrad.

Ändert sich in einem Rohr die Randgeschwindigkeit des Flusses von V_S in $n V_S$, so ändert sich der Druck p_2 in $n^2 p_2$, die Dicke der Wirbelschicht a in $\frac{1}{n} a$, sonach $a p_2$ in $n a p_2$, p_1 in $n p_1$, sonach $(1 - \alpha) V_m$ in $n (1 - \alpha) V_m$.

α ist hiernach für ein bestimmtes Rohr für beliebige Geschwindigkeiten konstant.

Die Anfangstangente $\frac{V_S}{2 a}$ ändert sich in $n^2 \frac{V_S}{2 a}$.

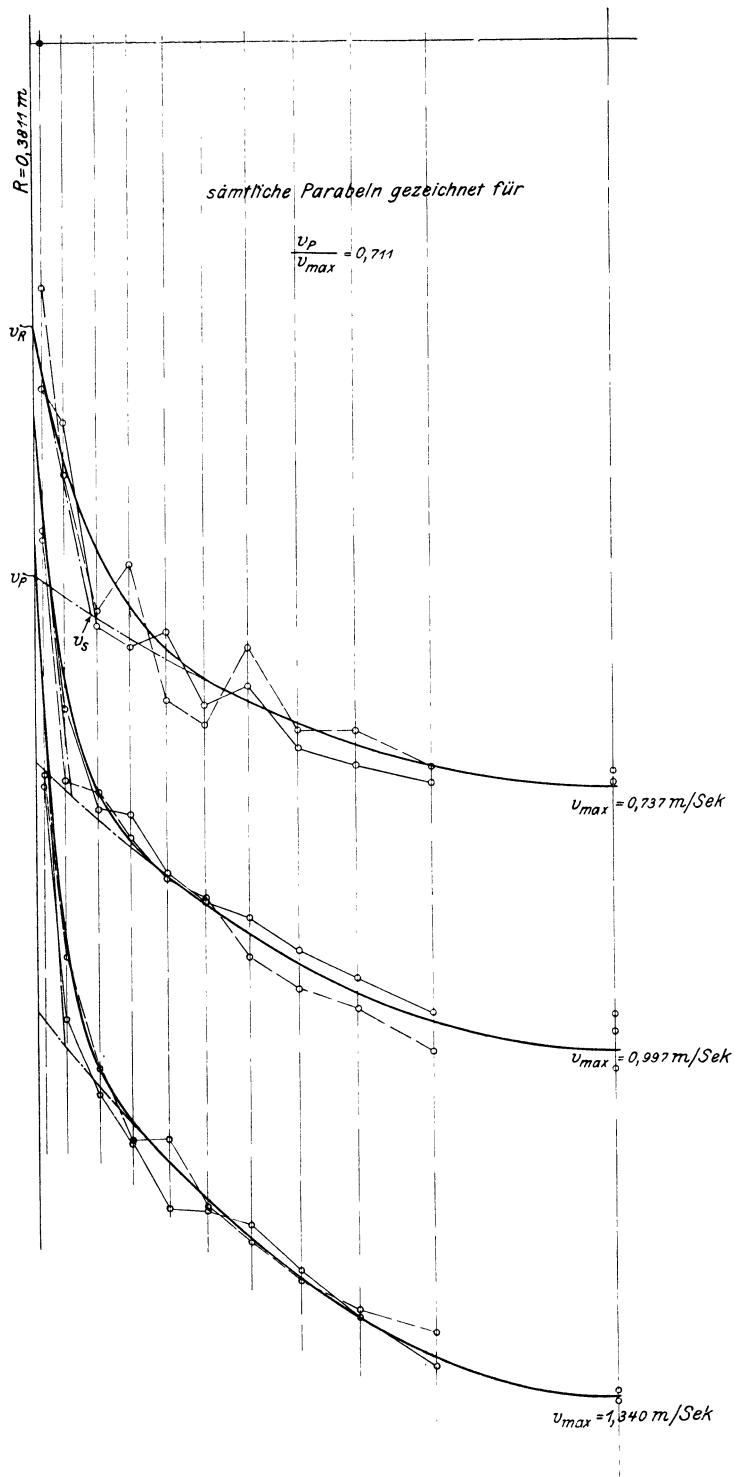
Die Geschwindigkeitskurve über Verhältniswerten des Radius in Verhältniswerten der mittleren oder maximalen Geschwindigkeit aufgetragen, ergibt hiernach Übereinstimmung der Geschwindigkeitsparabel an dem inneren Zylinder, jedoch verschiedene Geschwindigkeitsverteilung im Gebiet des Randwirbels (vgl. Fig. 23).

40.

Betrachten wir zwei Rohre von gleichen Durchmessern und gleicher mittlerer Geschwindigkeit. Ändert sich in diesen Rohren der Rauhigkeitsgrad ϱ in $n \varrho$, so ändert sich der Flächendruck p_2 in $n p_2$, die Dicke der Wirbelschicht a in $\frac{a}{n}$, sonach bleibt $a p_2$ von der Änderung des Rauhigkeitsgrades unberührt, d. h. α ist für gleiche Geschwindigkeiten auch bei verschiedenen Rauhigkeitsgraden konstant. Die Tangente im Anfangspunkt der Geschwindigkeitskurve ändert sich von $\frac{V_S}{2 a}$ in $\frac{n V_S}{2 a}$.

Die Geschwindigkeitskurve über Verhältniswerten des Radius in Verhältniswerten der mittleren oder maximalen Geschwindigkeit aufgetragen, ergibt hiernach Übereinstimmung der Geschwindigkeitsparabel an dem inneren Zylinder, jedoch verschiedene Geschwindigkeitsverteilung im Gebiet des Randwirbels.

Versuche Gardner S. William usw. Transactions Am. Soc. Civil Eng. 1902.



Material des Rohres Gußeisen:
 Durchmesser = 0,7622 m, Länge = 196,5 m.
 Rohre sind Teile einer städtischen Wasserleitung.
 Versuche während des Betriebes vorgenommen.

Fig. 23.

41.

Betrachten wir zwei Rohre von gleichen Rauhigkeitsgrad und gleicher mittlerer Geschwindigkeit. Der Radius des einen Rohres sei gleich R , der des zweiten Rohres sei gleich $n \cdot R$. Alsdann ist der Flächendruck des ersten Rohres gleich p_2 , der des zweiten Rohres gleich $\frac{p_2}{n}$, a ist bei den beiden Rohren gleich.

Dem Wert $a p_2$ im ersten Rohr entspricht der Wert $\frac{a}{n} p_2$ im zweiten Rohre, sonach dem Wert p_1 des ersten Rohres der Wert $\frac{p_1}{n^2}$ im zweiten Rohr.

Der Wert $(1 - \alpha) V_m$ wird sonach durch die Änderung des Rohrdurchmessers nicht berührt, α bleibt auch bei geändertem Rohrdurchmesser konstant.

Die Dicke der Wirbelschicht, ausgedrückt durch den Wert a , ist konstant. Die Geschwindigkeitskurve über Verhältniswerten des Radius in Verhältniswerten der maximalen oder mittleren Geschwindigkeit steigt sonach um so rascher, je größer der Durchmesser ist, auf welchen sich das Geschwindigkeitsbild bezieht. Die Geschwindigkeitsparabeln des inneren Zylinders sind gleich.

42.

Ändert sich bei gleichbleibendem Rauhigkeitsgrad der Radius des Rohres von R in $n \cdot R$, und gleichzeitig die Geschwindigkeit von V in $n \cdot V$, so ändert sich der Höchstdruck von p_2 in $n p_2$, die Dicke der Wirbelschicht a in $\frac{1}{n} a$, $a p_2$ bleibt sonach konstant. p_1 ändert sich in $\frac{p_1}{n}$, $(1 - \alpha) V_m$ sonach in $n (1 - \alpha) V_m$, α bleibt sonach auch hier konstant. Der Verhältniswert $\frac{a}{R}$ ändert sich in $\frac{1}{n^2} \cdot \frac{a}{R}$. Die Geschwindigkeitskurven sind sonach nur in ihrem mittleren Teile einander ähnlich und fallen nach dem Rand um so steiler ab, je größer n ist.

43.

Ändert sich bei gleichbleibendem Rauhigkeitsgrad des Rohres Radius und Geschwindigkeit gleichmäßig derartig, daß $V_m \cdot R$ konstant ist, ändert sich also V in nV und R in $\frac{1}{n} \cdot R$, so ändert sich der Flächendruck von p_2 in $n^3 p_2$. Die Dicke der Wirbelschicht a ändert sich in $\frac{1}{n} \cdot a$, sonach $a p_2$ in $n^2 a p_2$ und p_1 in $n^3 p_1$. Die Geschwindigkeit $(1 - \alpha) V_m$ ändert sich in $n (1 - \alpha) V_m$. α bleibt hiernach auch bei dieser Änderung konstant. Desgleichen bleibt der Verhältniswert $\frac{a}{R}$

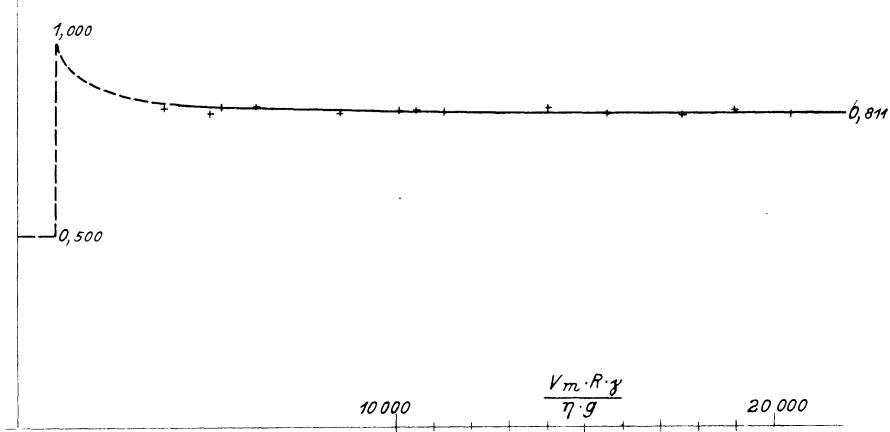
konstant, d. h. die Geschwindigkeitsverteilung in beiden Rohren ist vollkommen ähnlich, sowohl im mittleren zylindrischen Teil wie im Gebiet des Randwirbels.

Wir werden aus der späteren Besprechung der Versuche erkennen, daß dieses Resultat erweitert auch für verschiedene Flüssigkeiten für Rohre gleichen Rauhigkeitsgrades gilt, wenn $\frac{V_m R \gamma}{\eta g}$ in beiden Rohren und für beide Flüssigkeiten gleich ist.

44.

Die Messungen über die Verteilung der Geschwindigkeit in einem Rohr bei verschiedenen Geschwindigkeiten scheinen im allgemeinen die hier gezogenen Schlußfolgerungen zu bestätigen. Insbesondere kann als fest-

Gardner J. Williams usw. Transactions Am. Soc. Civ. Eng. 1902.



Verhältnis $\frac{V_m}{V_{\max}}$ gemessen an einem Messingrohr von 0,05324 m Durchmesser in Entfernung von 20,88 m vom Einlauf.

Fig. 24.

liegend angenommen werden, daß, wenn die Geschwindigkeit genügend weit von der kritischen Geschwindigkeit entfernt ist, der Wert α sich einem konstanten Werte nähert.

Es möge hier insbesondere hingewiesen werden auf die bereits oben erwähnten Arbeiten Bazins und die in Fig. 24 dargestellten Messungen Gardner S. Williams etc., aus welchen die Gleichheit des Wertes α ersichtlich ist. Ferner mögen die Versuche Treffalls¹⁾ Erwähnung finden, welcher das Verhältnis der

¹⁾ Richard Threlfall, The motion of gases in pipes. Institution of Mechanical Engineers 1904, Engineering p. 310.

mittleren zur maximalen Geschwindigkeit durch zahlreiche Messungen an Gasleitungen mit z. T. recht bedeutenden Rohrdurchmessern ermittelte und auch hier in weiten Grenzen konstante Verhältniswerte feststellte.

An systematischen Vergleichen über die Geschwindigkeitsverteilung in Rohren mit verschiedenen Rauhigkeitsgraden, Durchmessern und Geschwindigkeiten liegen nur die öfters erwähnten ausgezeichneten Versuche von Stanton vor.

Stanton hat die Geschwindigkeitsverteilung in einem Rohr, dessen Wandungen durch Einschneiden von doppelgängigem Gewinde gerauht war, gemessen, desgleichen die Geschwindigkeitsverteilung in einem Rohr, dessen Wandungen technisch als glatt betrachtet werden durften. Während in dem rauen Rohr α etwa gleich 0,73 betrug, betrug es in dem glatten Rohr etwa 0,82. Wenn die in letzterem Falle von Stanton gemessene Geschwindigkeit nicht etwa sehr nahe der kritischen Geschwindigkeit gelegen hat, müßte man annehmen, daß α mit wachsender Rauhigkeit des Rohres abnimmt, so daß die Versuche Stantons der Bedingung, daß für ein vollkommen glattes Rohr α gleich Null werden muß, nur dann entsprechen könnten, wenn α zwischen dem vollkommen glatten und dem vollkommen rauen Rohre einen Maximalwert besitzt.

Ferner hat Stanton in einem technisch glatten Rohre die Geschwindigkeitsverteilung bei verschiedenen Geschwindigkeiten bestimmt. Hierbei zeigte sich, daß die Geschwindigkeitsverteilung des inneren Zylinders im Verhältnis zu V_{\max} sich nicht änderte, daß also α tatsächlich in den Versuchsgrenzen konstant war. Ferner bestätigen die Stantonschen Messungen, daß die Dicke des Randwirbels eines bestimmten Rohres im umgekehrten Verhältnis mit der Geschwindigkeit abnimmt. Das gleiche Resultat kann auch den in Fig. 23 und 14 dargestellten Geschwindigkeitsmessungen Gardner Williams' und Bazins entnommen werden.

Auch die in Abschnitt 43 abgeleitete Beziehung, daß für $V_m R = \text{konst.}$ die Geschwindigkeitsverteilung in beliebigem Rohre gleichen Rauhigkeitsgrades durchaus ähnlich ist, ist durch die Versuche von Stanton genau bestätigt.

45.

Für die Technik ist die Kenntnis der Größe des Druckabfalls in Rohrleitungen in erster Linie von Bedeutung. Die über den Oberflächenwiderstand angestellten Versuche gipfeln daher in ihrer überwiegenden Zahl lediglich darin, diese Größe experimentell zu bestimmen und empirisch das Gesetz des Oberflächenwiderstandes festzulegen. Die empirisch abgeleiteten Formeln ent-

sprechen bei der komplizierten Art der Vorgänge naturgemäß nur in engen Grenzen der Wirklichkeit, zumal — den Ansatz von Blasius¹⁾ ausgenommen — keine der mir bekannten Formeln den unbedingt zu fordern den Zusammenhang der Dimensionen richtig wiedergibt.

Sollen die Messungen zu brauchbaren Resultaten verwendet werden können, so müssen dieselben die folgenden drei zusammenhängenden Größen liefern.

1. die mittlere Geschwindigkeit;
2. Druckabfall pro Längeneinheit;
3. Temperatur.

Es ist nun zu untersuchen, in welcher Weise die auf diesen Angaben vorliegenden Versuchsresultate sich am übersichtlichsten darstellen lassen.

46.

Eine häufig benutzte Darstellung der Versuchsresultate ist die Darstellung in einer Exponentialfunktion. Indem man für eine Naturerscheinung das Bestehen einer Beziehung

$$y = f(x) = a x^n$$

voraussetzt, läßt sich der Exponent n graphisch aus Versuchsresultaten in der Weise einfach ermitteln, daß der $\log x$ als Abszisse, der $\log f(x)$ als Ordinate zu dem gehörigen $\log x$ aufgetragen wird.

Die logarithmische Darstellung ist sehr bequem und zur Aufstellung empirischer Regeln in gewissen Grenzen geeignet; zur Einsicht in einen Naturvorgang kann sie nicht dienen, da der Einfluß einer Einzelwirkung, sobald eine aus einer Summe von Einzelwirkungen bestehende Erscheinung in Frage kommt, nicht hervortritt. Ganz allgemein glaube ich sagen zu dürfen, daß, sobald die logarithmische Darstellung auf einen anderen als einen ganzzahligen Exponenten hinweist, wir es in dem Vorgang nicht mit einem einfachen Naturgesetz zu tun haben, und man gut tut, zum Studium der Erscheinung die Darstellung der Versuchsergebnisse nach einer Exponentialfunktion zu verlassen, ohne daß ich damit diese Darstellung als Hilfsmittel zur Lösung bestimmter technischer Probleme unterschätze.

47.

Nach dem im Abschnitt 37 entwickelten dürfen wir erwarten, daß das Widerstandsgesetz sich aus einem quadratischen und einem linearen Gliede zusammensetzt, also die Form besitzt

$$y = a x^2 + b x.$$

¹⁾ H. Blasius „Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1912“ No. 16.

wobei a und b nicht notwendigerweise konstante Größen sein müssen. Ein derartiges Gesetz lässt sich am besten überblicken, wenn man die Größe x als Abszisse und die Größe $\frac{y}{x}$ als Ordinate aufträgt (Fig. 25).

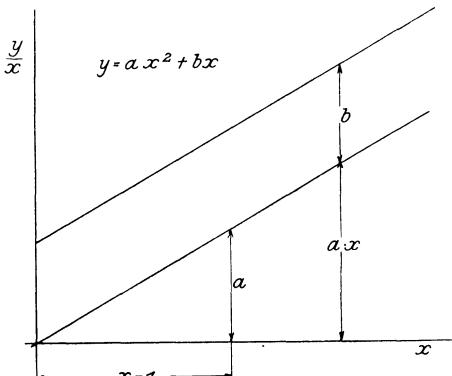


Fig. 25.

Verschwindet das quadratische Glied, so ist die Funktion dargestellt durch eine Parallele zur x -Achse, verschwindet das lineare Glied, so ist die Funktion dargestellt durch eine nach dem Koordinatenanfang weisende Grade.

Wir werden diese Art der Darstellung für die Auftragung sämtlicher Versuchsergebnisse benutzen, und ich empfehle dieselbe weitgehendst zur Darstellung hydraulischer Widerstandserscheinungen überhaupt.

48.

Von Bedeutung für die Auftragung physikalischer Resultate ist die Darstellung aller Größen in unbenannten Zahlen — in Verhältniszahlen. Hierdurch werden die dargestellten Resultate nicht nur unabhängig von jedem Maß- und Gewichtssystem, sind also z. B. direkt verwertbar für metrisches und englisches Maß, sondern man hat auch durch diese Darstellung die Möglichkeit, sich vom Stofflichen frei zu machen und den Resultaten eine allgemeine Bedeutung zu sichern¹⁾: indem man z. B. alle Resultate, welche Flüssigkeitsbewegungen betreffen, in unbenannten Größen aufträgt, macht man es möglich, diese Resultate für sämtliche Flüssigkeiten, gleichgültig, in welchem Aggregatzustand sie sich befinden, zu verwenden. Diese Darstellungsart macht die experimentelle Hydraulik zu einer Wissenschaft, indem sie die Resultate des Experiments aus dem Rahmen des Einzelversuchs heraushebt, und das Experiment zu einer gleichberechtigten Schwester der wissenschaftlichen Ableitung macht. Der einzige Unterschied zwischen beide besteht darin, daß das Experiment das Resultat in Form von zeichnerisch festgelegten Kurven oder Flächen, die wissenschaftliche Rechnung die Abhängigkeit der einzelnen Größen in Form von mathematischen Ausdrücken liefert. Die letztere Ausdrucksweise hat den Vorteil der leichteren Wiedergabe, dafür aber den schwerer

¹⁾ Vgl. auch: Prandtl Zeitschrift für Flugtechnik und Motorluftschiffahrt 1910.

wiegenden Nachteil der — wenn überhaupt möglichen — jedenfalls geringeren Anpaßfähigkeit der mathematischen Funktionen an die vorliegenden Bedingungen.

Welches auch immer die gewählte Darstellung einer Naturerscheinung sei, stets wird sich ein Resultat nur auf Naturerscheinungen beziehen können, welche einander geometrisch ähnlich sind. Die Resultate — ob rechnerisch abgeleitet oder experimentell gefunden — wird man daher bei ihrer Verwendung stets von dem Gesichtspunkte aus prüfen müssen, ob die Verhältnisse, für welche sie verwendet werden sollen, tatsächlich in allen Punkten der Bedingung der Ähnlichkeit mit den Verhältnissen, unter welchen das Experiment ausgeführt wurde, oder welche bei der wissenschaftlichen Ableitung angenommen war, entsprechen.

49.

Von dem im Abschnitt 48 geschilderten Gesichtspunkt aus haben Blasius¹⁾ und Stanton²⁾ vorliegende Versuche über den Widerstand von Flüssigkeiten in Rohrleitungen dargestellt. Beide tragen als Abszisse die Größe

$$\frac{V_m R \gamma}{\eta g} \text{ (unbenannt),}$$

als Ordinate die Größe

$$\frac{2 R h g}{L V_m^2} \text{ (unbenannt) auf.}$$

50.

Diese Darstellungsart genügt jedoch nicht, um einen Einblick in die Abhängigkeit des Widerstandes von den Einzelfaktoren, Rauhigkeit und Zähigkeit zu geben.

Entsprechend der oben aufgestellten Gleichung 30,

$$R^2 \pi h \gamma = 2 R \pi L \frac{\gamma}{g} \varrho \alpha^2 V_m^2 + 2 R \pi L \chi (1 - \alpha) \frac{4 V_m}{R}$$

oder

$$\frac{R^2 h \gamma}{V_m L \eta} = \left(\frac{V_m R \gamma}{\eta g} \right) 2 \alpha^2 \varrho + 8 \frac{\chi}{\eta} (1 - \alpha) \dots \dots \dots \quad (34)$$

stellen wir die Resultate in der Form dar (Fig. 26), daß wir als Abszisse den Wert

$$\frac{V_m R \gamma}{\eta g} \text{ (unbenannt),}$$

¹⁾ H. Blasius, Das Ähnlichkeitsgesetz bei Reibungsvorgängen, Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure 1912, Nr. 16.

²⁾ T. E. Stanton, The law of comparison for surface friction and eddy making resistances in fluids. Transactions Inst. Naval Architects 1912.

als Ordinate den Wert

$$\frac{R^2 h \gamma}{V_m L \eta} \quad (\text{unbenannt})$$

auftragen.

Der von Blasius und Stanton (Abschnitt 49) benutzte Ordinatenwert stellt sonach den doppelten Wert der Tangente an unsere Kurve dar.

Würden $\frac{\chi}{\eta}$, ϱ und α konstante Werte sein, so würde die Funktion dargestellt sein durch die Gleichung

$$\frac{y}{x} = a x + b.$$

Versuche Saph & Schoder. Messingrohr siehe Tafel VII.

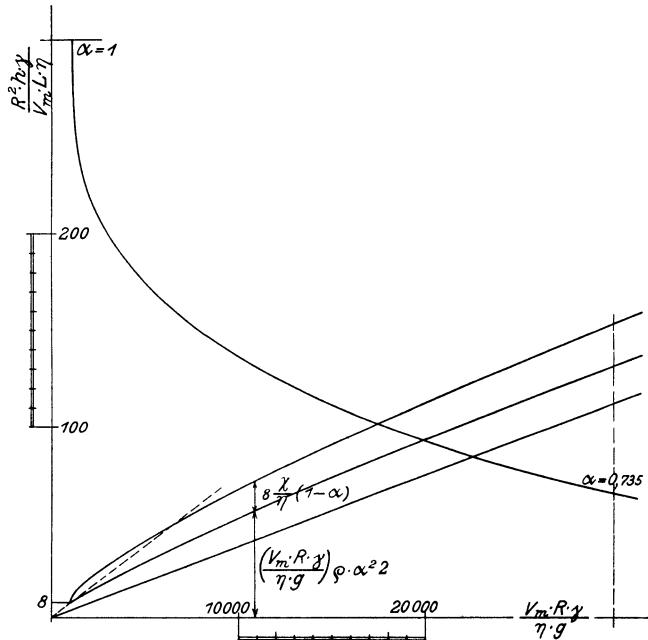


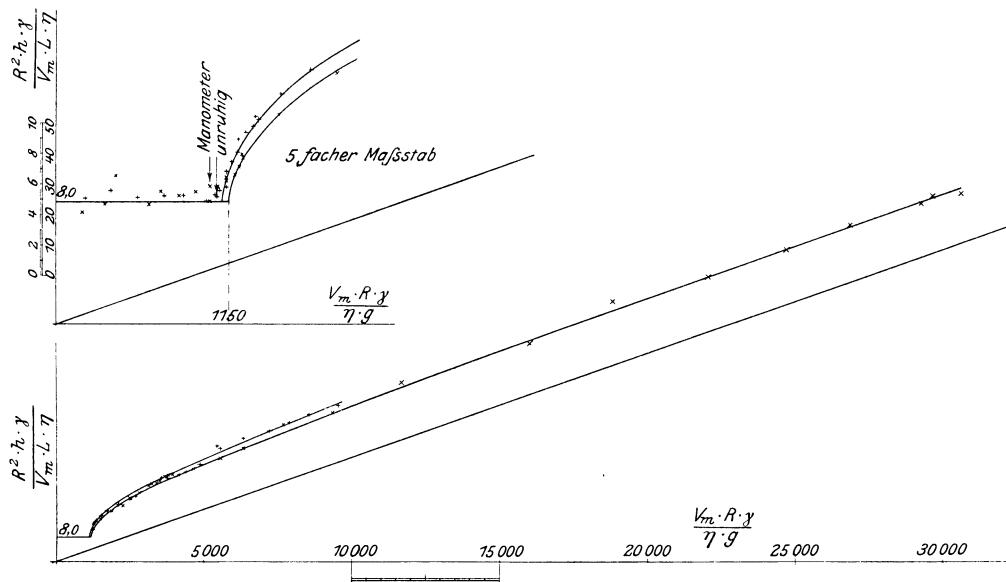
Fig. 26.

Tatsächlich ist α für Werte, welche in der Nähe der kritischen Geschwindigkeit liegen, nicht konstant, und erst für höhere Werte von $\frac{V_m R \chi}{\eta g}$ nähert sich α einem konstanten Grenzwerte. Ebenso ist der Wert $\frac{\chi}{\eta}$ nicht konstant, sondern von dem Rauhigkeitsgrad ϱ abhängig. Wir müssen uns vorläufig damit begnügen, die Versuchsresultate in der gekennzeichneten Weise aufzutragen (Figuren 27 bis 40 und Tafel I und es späteren Forschungen überlassen, die Abhängigkeit von α und $\frac{\chi}{\eta}$

mit ρ , V_m und R vollkommener zu klären, als dies nach den bisher vorliegenden Forschungen bislang möglich ist.

Bedauerlich ist, daß einer großen Anzahl von Experimentatoren der wesentliche Einfluß der Temperatur auf die Schubspannung des Wassers unbekannt war, oder daß dieselben glaubten, diesen Einfluß vernachlässigen zu können. Hierdurch werden zahlreiche in der Literatur veröffentlichten Versuchsreihen eines großen Teiles ihres Wertes beraubt, und man kann die Arbeiten von Saph und

Versuche O. Reynolds, Philosophical Transactions 1883.



Material: Bleirohre. Flüssigkeit: Wasser.

- + $R = 0,003\ 075 \text{ m}$, $L = 1,524 \text{ m}$, Versuchsgrenzen: $V_m = 4,689 \text{ m/Sek.}$
- \times $R = 0,006\ 325 \text{ m}$, $L = 1,524 \text{ m}$, Versuchsgrenzen: $V_m = 7,064 \text{ m/Sek.}$

Fig. 27.

Schoder und Reynolds nicht hoch genug einschätzen, welche unter Berücksichtigung aller maßgebenden Umstände ihre Versuche zu klassischen Unterlagen gemacht haben.

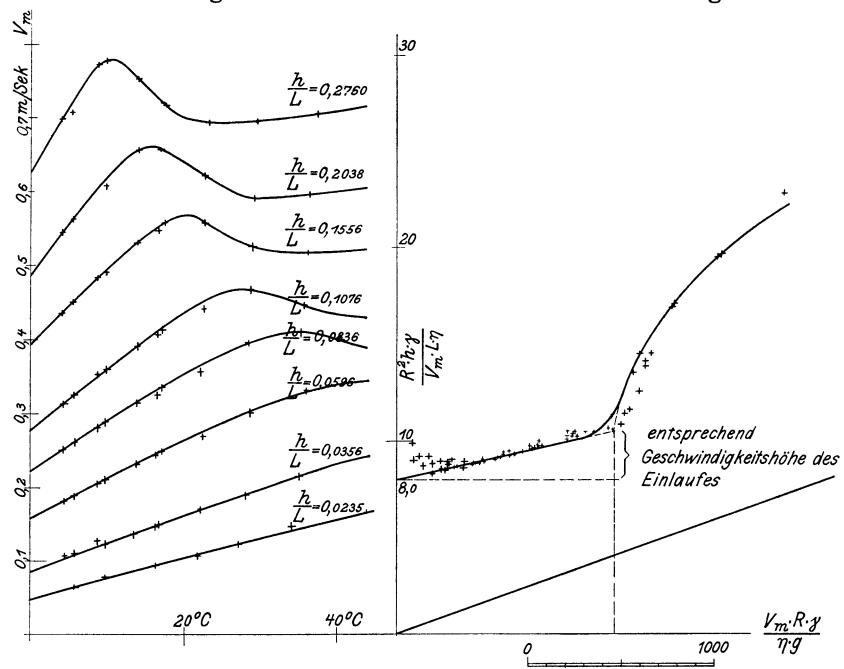
51.

Die gewählte Darstellung gibt uns ein ausgezeichnetes Mittel an die Hand, unser erweitertes Reynoldssches Gesetz zu prüfen. Solange Schichtenströmung vorhanden ist, muß $\alpha = 0$ und $\chi = \eta$ sein, sonach ergibt sich für zylindrische Rohre unterhalb der kritischen Geschwindigkeit

$$\frac{R^2 h \gamma}{V_m L \eta} = 8$$

Sämtliche Kurven beginnen also, gleichgültig, welchen Rauhigkeitsgrad das Rohr

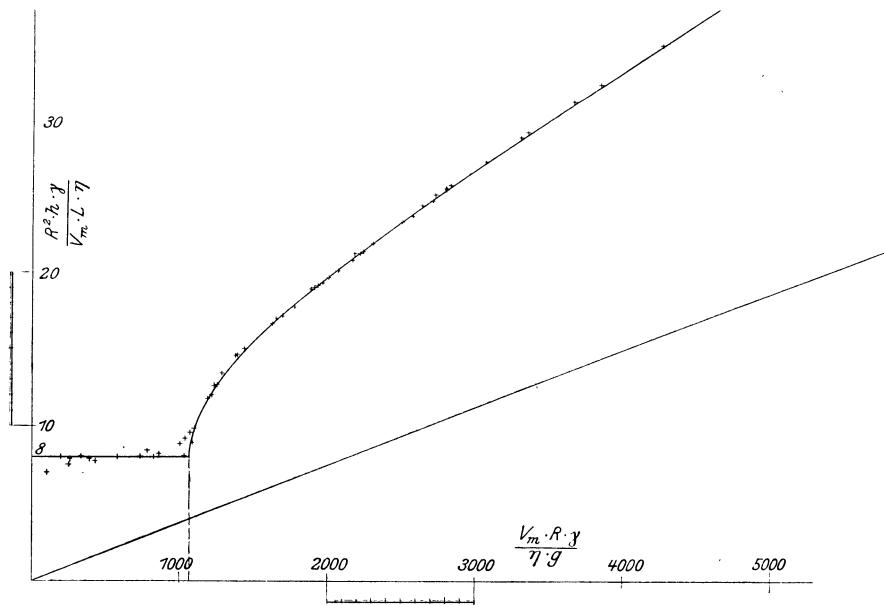
Darstellung der Versuchsresultate in der Form Hagens.



Versuche G. Hagen 1854.
Material: Zusammengelötetes Messingblech über Stahldraht gezogen.
 $R = 0,002\ 025\ m$, Länge $L = 1,09\ m$. Methode: Ausflußmethode.

Fig. 28

Versuche Aug. V. Saph und Ernest H. Schoder, Transactions Am. Soc. Civil Eng. 1903.

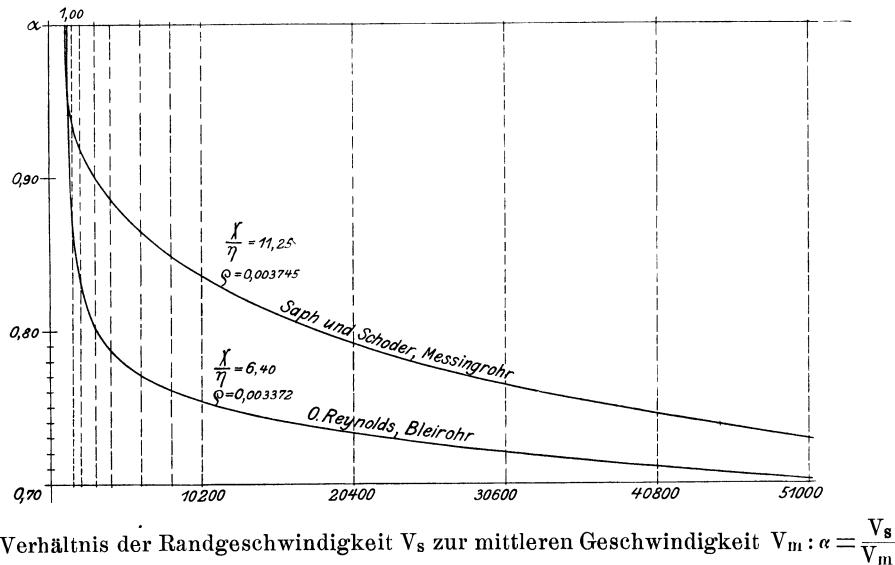


Material: Messingrohr. Flüssigkeit: Wasser.
Versuch XVI: Versuchsstrecke AB, $R = 0,001\ 36\ m$, $L = 2,830\ m$.
Versuchsgrenzen V_m bis $2,88\ m/Sek.$ t von $3,4^\circ$ bis 24° Cels.

Fig. 29.

besitzt, mit der Ordinate 8, deren Größe bestehen bleibt bis zum Eintritt der kritischen Geschwindigkeit.

Wenn die kritische Geschwindigkeit mit $\frac{V_m R \gamma}{\eta g} = \frac{4}{\alpha^2 \varrho}$ erreicht ist, steigt die Kurve der $\frac{R^2 h \gamma}{V_m L \eta}$ sprungweise an und nähert sich mit zunehmendem $\frac{V_m R \gamma}{\eta g}$ asymptotisch einer für jeden Rauhigkeitsgrad eindeutig bestimmten Geraden, deren Ausgangspunkt in der Abszisse $\frac{V_m R \gamma}{\eta g} = 0$ einem bestimmten konstanten Anfangswerte $\frac{R^2 h \gamma}{V_m L \eta}$ entspricht, d. h. also, der Wert $\alpha^2 \varrho$ nähert sich für jeden Rauhigkeitsgrad einem eindeutig bestimmten Endwerte.



$$\alpha = \text{Verhältnis der Randgeschwindigkeit } V_s \text{ zur mittleren Geschwindigkeit } V_m : \alpha = \frac{V_s}{V_m}$$

$$\text{berechnet aus } \frac{R^2 h \gamma}{V_m L \eta} = \frac{V_m R \gamma}{\eta g} \cdot 2 \varrho \alpha^2 + 8 \frac{X}{\eta} (1 - \alpha).$$

Fig. 30.

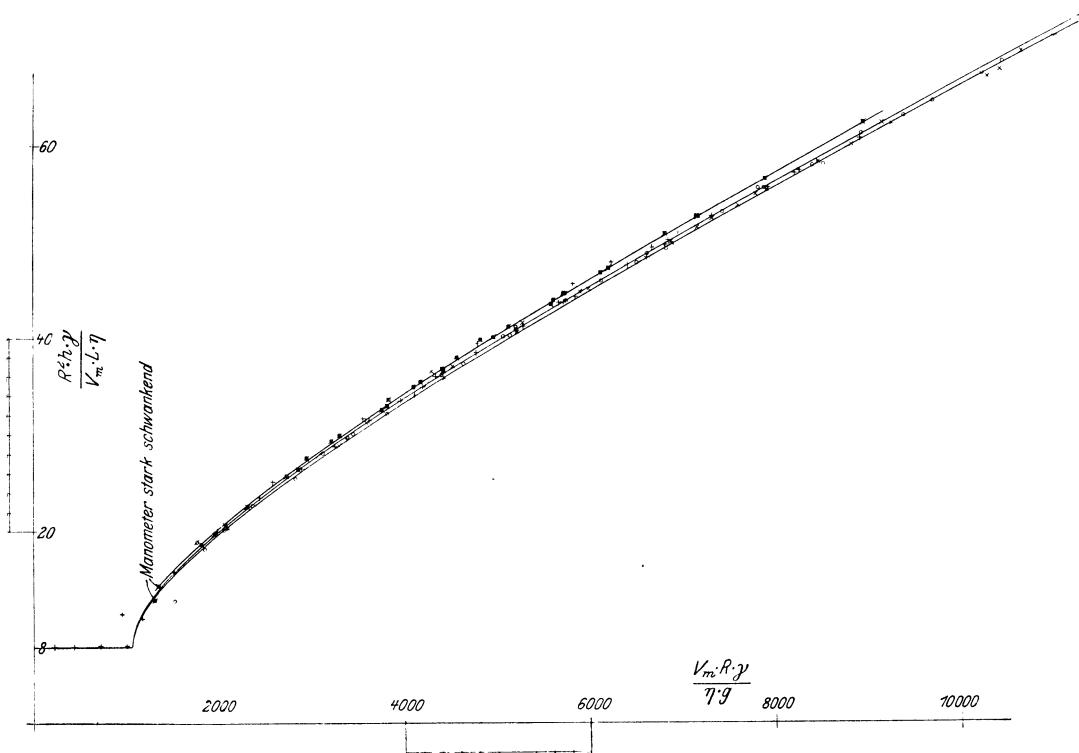
Für ein absolut glattes Rohr findet eine Ablösung von Wirbeln überhaupt nicht statt, die Schichtenströmung bleibt also bestehen, welches immer auch die mittlere Geschwindigkeit im Rohr ist.

Das obige Widerstandsgesetz (Gl. 34) genügt, um bei entsprechender Wahl von α , ϱ und $\frac{X}{\eta}$ alle Widerstandskurven der Taf. I und II darzustellen.

Für die Versuche von Reynolds und die Versuche von Saph und Schoder mit einem Messingrohr habe ich (Fig. 30) die Werte α und $\frac{X}{\eta}$ rechnerisch bestimmt.

Es ergibt sich bei dieser Bestimmung, daß für jeden dieser Versuche $\frac{\chi}{\eta}$ ein eindeutig bestimmter Wert ist, während α von dem Wert 1, welchen ich dabei für die kritische Geschwindigkeit angenommen habe, zunächst rasch, dann lang-

Versuche Aug. V. Saph und Ernest H. Schoder,
Transactions Am. Soc. Civil Eng. 1903.



Material: Messingrohr. Flüssigkeit: Wasser.

- Versuch XI: Versuchsstrecke AB, $R = 0,003\ 58\text{ m}$, $L = 2,25\text{ m}$,
Versuchsgrenzen V_m bis $3,89\text{ m/Sek.}$, $t = 2,8^\circ\text{ Cels.}$ bis $21,1^\circ\text{ Cels.}$
- × Versuch XII: Versuchsstrecke AB, $R = 0,003\ 315\text{ m}$, $L = 2,36\text{ m}$
Versuchsgrenzen V_m bis $3,20\text{ m/Sek.}$, $t = 3,9^\circ\text{ Cels.}$ bis $22,5^\circ\text{ Cels.}$
- ⊗ Versuch XIII: Versuchsstrecke AB, $R = 0,002\ 820\text{ m}$, $L = 2,50\text{ m}$,
Versuchsgrenzen V_m bis $4,16\text{ m/Sek.}$, $t = 2,4^\circ\text{ Cels.}$ bis $21,1^\circ\text{ Cels.}$
- + Versuch XIV: Versuchsstrecke AB, $R = 0,002\ 285\text{ m}$, $L = 2,17\text{ m}$,
Versuchsgrenzen V_m bis $4,27\text{ m/Sek.}$, $t = 3,1^\circ\text{ Cels.}$ bis $23,1^\circ\text{ Cels.}$

Fig. 31.

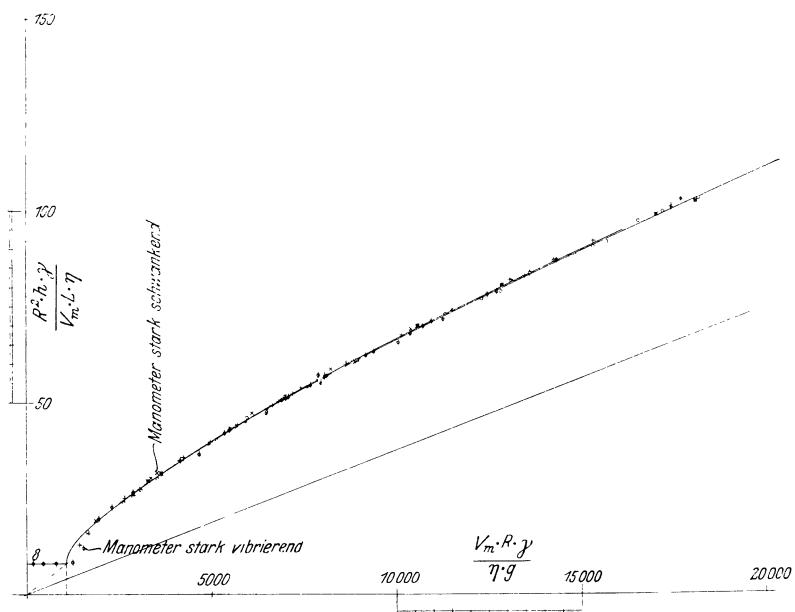
samer herabsinkt und sich einem konstanten Endwerte von etwa 0,7 nähert.

$\frac{\chi}{\eta}$ nimmt gleichzeitig mit wachsendem Rauhigkeitsgrade zu.

Für $\alpha = 1$ fällt das Schubspannungsglied aus Gleich. 30 aus, d. h. der Widerstand wächst mit dem Quadrat der mittleren Geschwindigkeit. Da das

quadratische Gesetz — wie man aus Tafel I und II ersehen kann — um so genauer erfüllt wird, je größer der Rauigkeitsgrad der Wandung ist, so dürfte man schließen, daß der Wert α für vollkommen rauhe Oberflächen = 1 ist, d. h. daß bei vollkommen rauhen Oberflächen die Fortschrittgeschwindigkeit im ganzen Rohrquerschnitt konstant ist.

Versuche Aug. V. Saph und Ernest H. Schoder,
Transactions Am. Soc. Civil Eng. 1903.



Material: Messingrohr. Flüssigkeit: Wasser.

- \mathfrak{A} Versuch VI: Versuchsstrecke AB, $R = 0,010\ 56$ m, $L = 3,68$ m,
Versuchsgrenzen V_m bis $2,35$ m/Sek., $t = 6,7^\circ$ Cels. bis $10,7^\circ$ Cels.
- \circ Versuch VII: Versuchsstrecke AC, $R = 0,0080$ m, $L = 7,36$ m,
Versuchsgrenzen V_m bis $3,47$ m/Sek., $t = 3^\circ$ Cels. bis $29,9^\circ$ Cels.
- \times Versuch VIII: Versuchsstrecke CD, $R = 0,006\ 35$, $L = 2,38$ m,
Versuchsgrenzen V_m bis $2,27$ m/Sek., $t = 10,8^\circ$ Cels. bis $20,8^\circ$ Cels.
- \oplus Versuch IX: Versuchsstrecke AB, $R = 0,004\ 775$ m, $L = 1,85$ m,
Versuchsgrenzen V_m bis $3,74$ m/Sek., $t = 3^\circ$ Cels. bis $21,7^\circ$ Cels.
- $+$ Versuch X: Versuchsstrecke AB, $R = 0,004\ 084$ m, $L = 2,05$ m,
Versuchsgrenzen V_m bis $3,47$ m/Sek., $t = 2,8^\circ$ Cels. bis $23,4^\circ$ Cels.

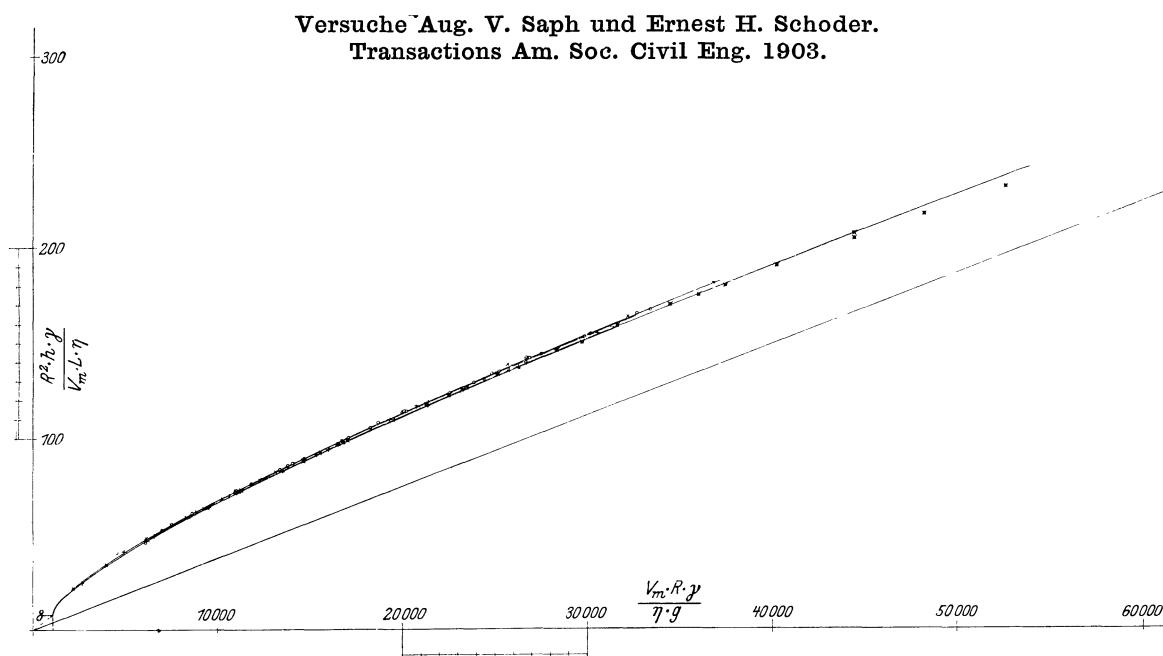
Fig. 32.

Die so aus den Widerstandsmessungen gezogenen Folgerungen über die Größe von α stehen nur zum Teil mit dem in Einklang, was wir oben aus der Betrachtung der Kräfte abgeleitet und im Experiment bestätigt gefunden haben. Dies weist darauf hin, daß weitere systematische experimentelle Untersuchungen des Zusammenhangs zwischen Geschwindigkeitsverteilung im

Rohr und Widerstand notwendig sind, um die Frage des Widerstandsgesetzes in allen Einzelheiten vollkommen einwandfrei zu klären.

52.

Die in den Figuren 29 bis 40 dargestellten Versuche enthalten das Versuchsmaterial von Reynolds, Hagen, Darcy, Saph und Schoder, Fritzsche und Eberle.



Material: Messingrohr. Flüssigkeit: Wasser.

- Versuch II: $R = 0,02655$ m, $L = 17,50$ m
 Versuchsgrenzen V_m bis $1,757$ m/Sek., t von $2,2^\circ$ Cels. bis $21,2^\circ$ Cels.
- ✖ Versuch III: Versuchsstrecke BD, $R = 0,019\ 02$ m, $L = 7,54$ m,
 Versuchsgrenzen V_m bis $2,74$ m/Sek., t von $2,0^\circ$ Cels. bis $20,4^\circ$ Cels.
- + Versuch IV: Versuchsstrecke BC, $R = 0,015\ 71$ m, $L = 5,85$ m,
 Versuchsgrenzen V_m bis $2,18$ m/Sek., t von $2,9^\circ$ Cels. bis $22,8^\circ$ Cels.
- × Versuch V: Versuchsstrecke BD, $R = 0,013\ 58$ m, $L = 7,35$ m,
 Versuchsgrenzen V_m bis $2,60$ m/Sek., t von $16,3^\circ$ Cels. bis $21,5^\circ$ Cels.

Fig. 33.

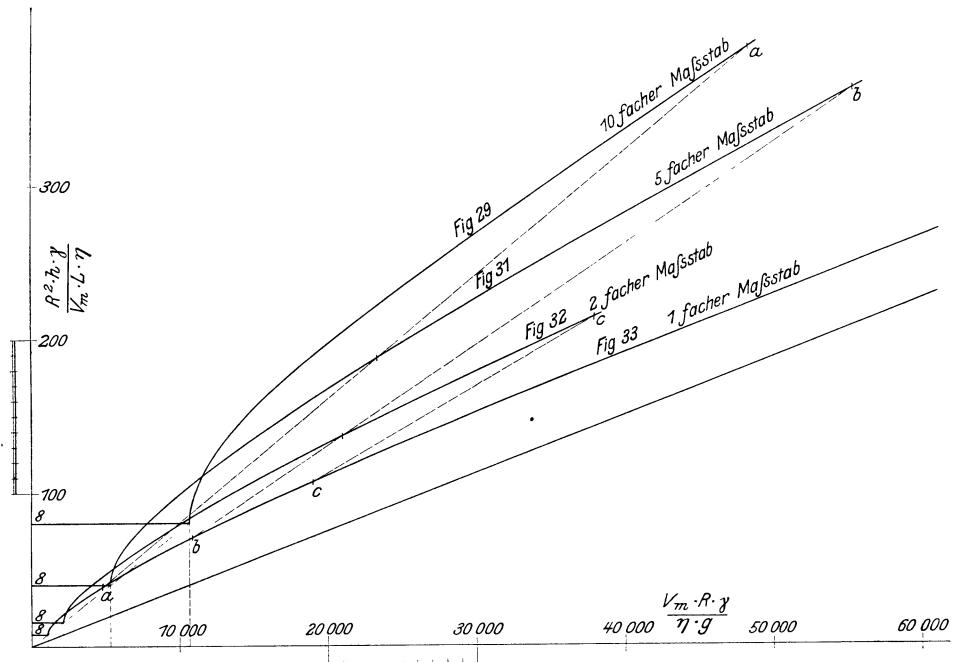
Ich habe mich dabei auf diejenigen Versuche beschränken müssen, für welche Temperaturmessungen vorhanden sind, da alle Versuche ohne Temperaturmessungen zur Einsicht in das Problem unbrauchbar sind.

Bei der Ausführung der Widerstandsversuche kann man zwei Versuchsmethoden unterscheiden. Die erste Methode ist die Ausflußmethode. Sie ist von den frühesten Experimentatoren Poiseuille und Hagen verwendet

worden. Die Resultate sind bei dieser Methode jedoch insofern nicht einwandfrei, als sich der Einlaufwiderstand dem Oberflächenwiderstand überlagert.

Die brauchbarere Methode der Widerstandsmessungen ist die Durchflußmethode, bei welcher die Druckdifferenz zweier Punkte einer geschlossenen Rohrleitung gemessen wird. Die Versuche Reynolds', Darcys, Saphs und Schoders und Fritzsches sind in dieser Weise durchgeführt. Auch diese Versuchsanordnung bietet eine Gewähr für richtige Messungen nach dem früher

Zusammenstellung der Figuren 29, 31, 32 und 33.
Versuche Aug. V. Saph und Ernest H. Schoder. Trans. Am. Soc. Civil Eng. 1903.



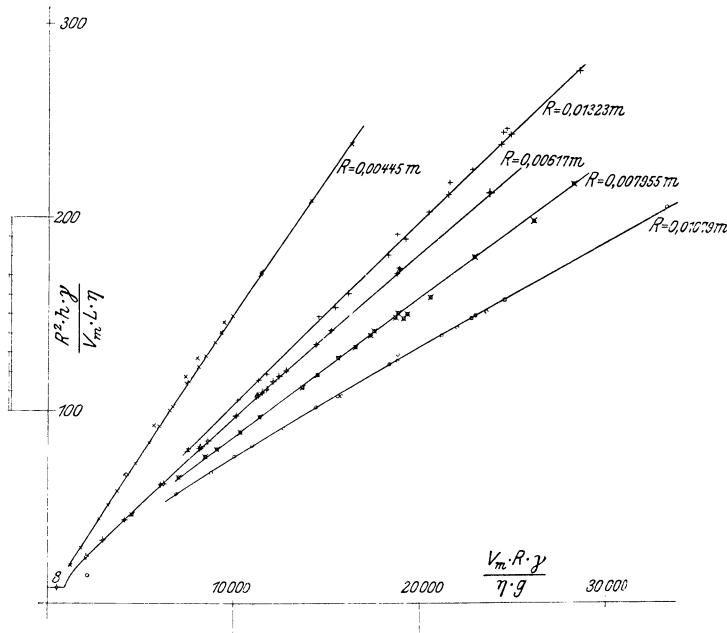
Material: Messingrohr. Flüssigkeit: Wasser.
Versuchsgrenzen: Durchmesser der Rohre von 0,00272 bis 0,0531 m.
Geschwindigkeit bis 4,27 m/Sek. Temperatur von 2° bis 24° Cels.

Fig. 34.

Gesagten nur, wenn in der Meßstrecke der stationäre Zustand wirklich vorhanden ist. Welche Differenzen in der Druckanzeige durch mangelhafte Anordnung nach dieser Richtung entstehen können, dafür sind die Messungen Beckers (Fig. 21) und Darcys (Fig. 36) Beweis.

Ich habe in Fig. 36 die Messungen Darcys an einem Glasrohr aufgetragen, und zwar einmal den Druckabfall in der ersten Hälfte des Rohres und daneben den Druckabfall in der zweiten Hälfte des Rohres. Man erkennt, daß der Druckabfall im ersten Teile größer ist wie im zweiten Teile, was meines Erachtens nur auf den nicht stationären Zustand der Bewegung zurückgeführt werden kann. Die gleiche

Versuche Aug. V. Saph und Ernest H. Schoder,
Transactions Am. Soc. Civil Eng. 1903.

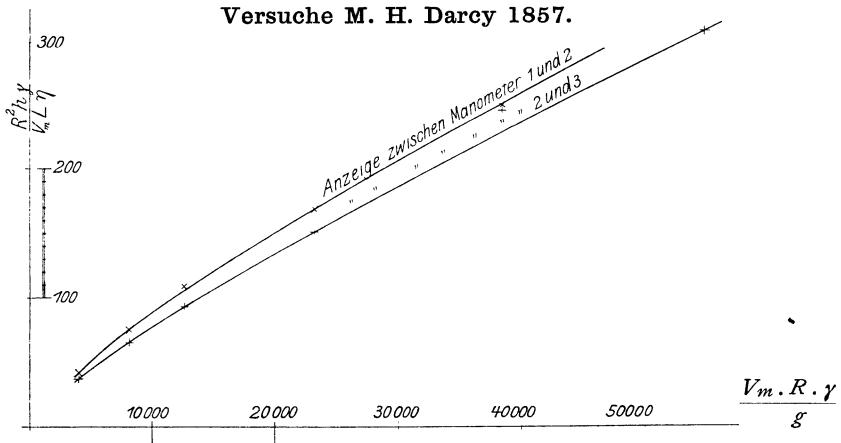


Material: Verzinktes Eisenrohr. Flüssigkeit: Wasser.

- + Versuch XVII: $R = 0,01323 m$, $L = 5,72 m$,
Versuchsgrenzen V_m bis $3,095 \text{ m/Sek.}$, t von $1,7^\circ \text{ Cels.}$ bis $26,1^\circ \text{ Cels.}$
- Versuch XVIII: $R = 0,01079 m$, $L = 5,34 m$,
Versuchsgrenzen V_m bis $3,496 \text{ m/Sek.}$, t von $1,7^\circ \text{ Cels.}$ bis $22,0^\circ \text{ Cels.}$
- ☒ Versuch XIX: $R = 0,007955 m$, $L = 5,52 m$,
Versuchsgrenzen V_m bis $3,898 \text{ m/Sek.}$, t von $2,8^\circ \text{ Cels.}$ bis $26,7^\circ \text{ Cels.}$
- ❖ Versuch XX: $R = 0,006170 m$, $L = 5,19 m$,
Versuchsgrenzen V_m bis $3,320 \text{ m/Sek.}$, t von $2,0^\circ \text{ Cels.}$ bis $26,25^\circ \text{ Cels.}$
- × Versuch XXI: $R = 0,00445 m$, $L = 3,07 m$,
Versuchsgrenzen V_m bis $3,48 \text{ m/Sek.}$, t von $2,4^\circ \text{ Cels.}$ bis $21,9^\circ \text{ Cels.}$

Fig. 35.

Versuche M. H. Darcy 1857.



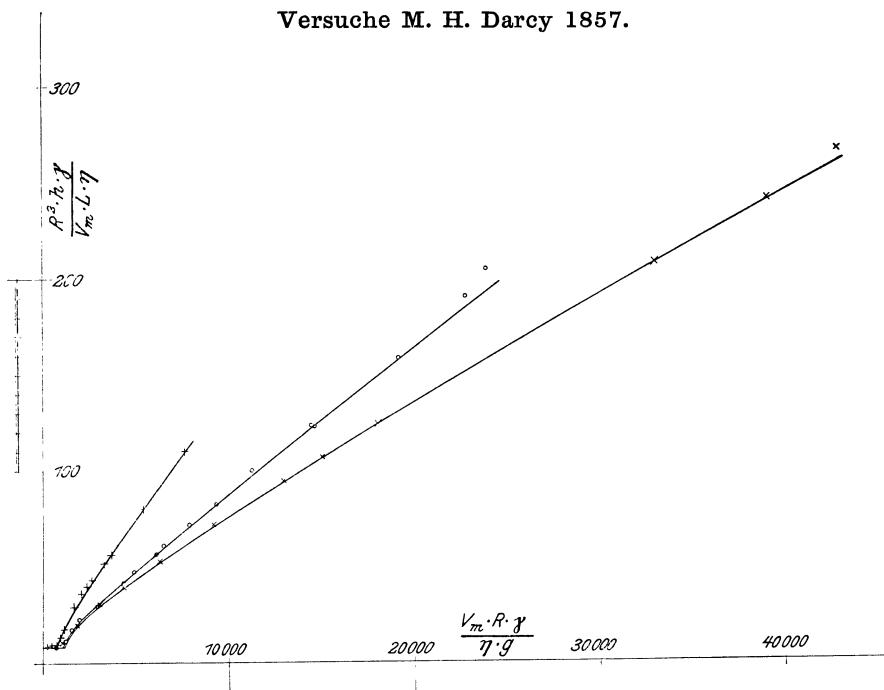
Material: Glasrohr. Flüssigkeit: Wasser.

$R = 0,02484$. L zwischen Manometer 1 und 2 = $21,57 \text{ m}$
zwischen Manometer 2 und 3 = $23,29 \text{ m}$

V_m bis $2,18 \text{ m/Sek.}$

Fig. 36.

Versuche M. H. Darcy 1857.



Material: gezogenes Eisenrohr. Flüssigkeit: Wasser.

+ $R = 0,0061 \text{ m}$, $L = 50,00 \text{ m}$, Versuchsgrenzen V_m bis $1,195 \text{ m/Sek.}$, t von 19° Cels. bis 27° Cels.

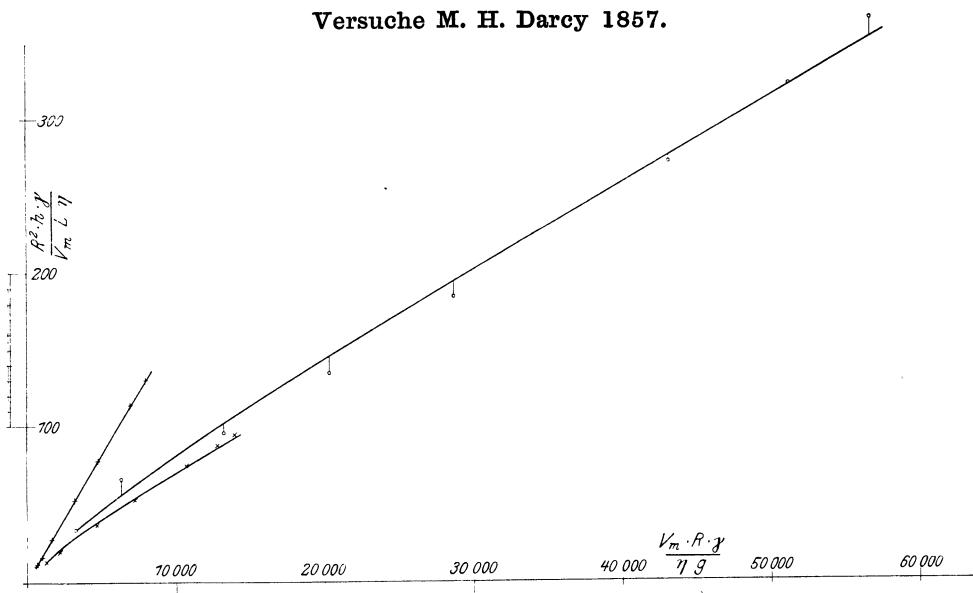
○ $R = 0,0133 \text{ m}$, $L = 50,00 \text{ m}$, Versuchsgrenzen V_m bis $2,184 \text{ m/Sek.}$, t von $12,5^\circ \text{ Cels.}$ bis 22° Cels.

✗ $R = 0,01975 \text{ m}$, $L = 50,00 \text{ m}$, Versuchsgrenzen V_m bis $2,597 \text{ m/Sek.}$, t von $12,75^\circ \text{ Cels.}$ bis $14,5^\circ \text{ Cels.}$

Alle Drucke zwischen Manometer 2 und 3 genommen.

Fig. 37.

Versuche M. H. Darcy 1857.



Material: Gußeisenrohre in verschiedener Oberflächenbeschaffenheit. Flüssigkeit: Wasser.

+ $R = 0,01795 \text{ m}$, $L = 50,00 \text{ m}$. Altes Rohr mit Niederschlägen.

✗ $R = 0,01820 \text{ m}$, $L = 50,00 \text{ m}$. Altes Rohr, wie vorstehend, gereinigt.

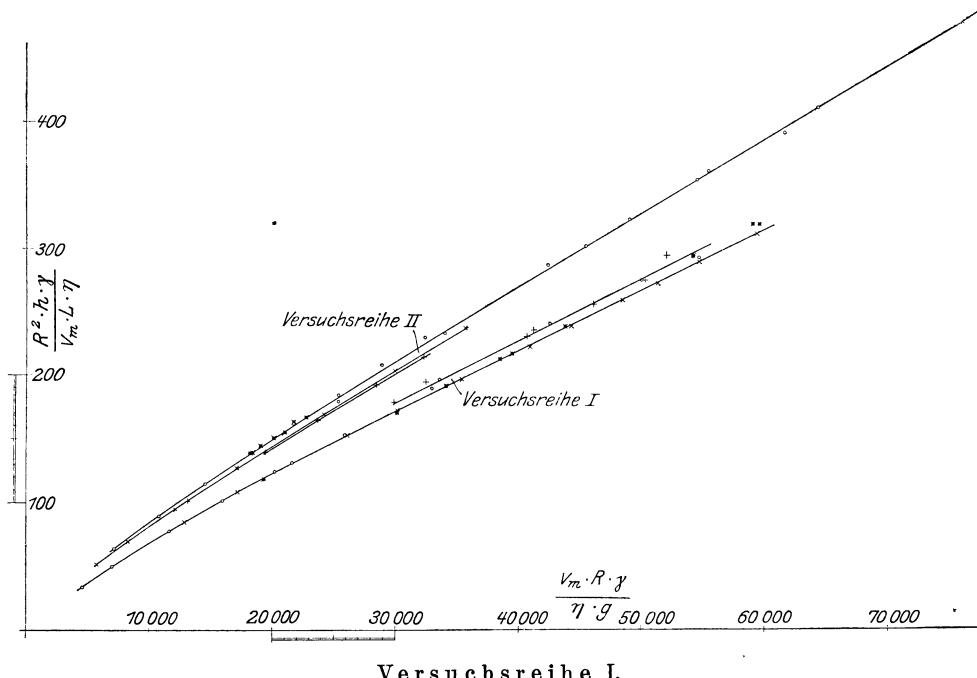
○ $R = 0,04095 \text{ m}$, $L = 50,00 \text{ m}$. Neues Rohr.

Alle Drucke zwischen Manometer 2 und 3 genommen.

Fig. 38.

Erscheinung ist bei allen Messungen Darcys mehr oder weniger hervortretend, und ich habe deshalb für die Umrechnung der Versuche Darcys durchaus die Druckanzeigen der zweiten Meßstrecke verwendet.

**Versuche Fritzsché, Mitteilungen Forschungsarbeiten Nr. 60
über Widerstand von Luft in Röhren.**



Versuchsreihe I.

$$\begin{aligned} R &= 0,01949 \text{ m}, \\ L &= 15,461 \text{ m}. \end{aligned}$$

Material: Gebräuchliches $1\frac{1}{2}$ " -Gasrohr, 6 Flanschverbindungen.

- + Reihe 1: 7 Versuche, Grenzen $V_m = 4$ bis 7 m/Sek. , $p = 5,0 \text{ Atm. abs.}$, $t = 20^\circ \text{ Cels.}$
- X Reihe 2: 11 Versuche, Grenzen $V_m = 8$ bis 36 m/Sek. , $p = 1,15 \text{ Atm. abs.}$, $t = 21^\circ \text{ Cels.}$
- O Reihe 4, 5, 6: 13 Versuche, Grenzen $V_m = 3,5$ bis $15,9 \text{ m/Sek.}$, $p = 0,2$ bis 11 Atm. abs. , $t = 20^\circ \text{ Cels.}$
- ☒ Reihe 3: 9 Versuche, Grenzen $V_m = 15$ bis 46 m/Sek. , $p = 1,15 \text{ Atm. abs.}$, $t = 92^\circ \text{ Cels.}$

Versuchsreihe II.

$$\begin{aligned} R &= 0,012905 \text{ m}, \\ L &= 15,522 \text{ m}. \end{aligned}$$

Material: Gebräuchliches 1" -Gasrohr, 6 Flanschverbindungen.

- + Reihe 1: 6 Versuche, Grenzen $V_m = 2,5$ bis 6 m/Sek. , $p = 5,5 \text{ Atm. abs.}$, $t = 16^\circ \text{ Cels.}$
- X Reihe 2: 7 Versuche, Grenzen $V_m = 5$ bis 33 m/Sek. , $p = 1,15 \text{ Atm. abs.}$, $t = 17^\circ \text{ Cels.}$
- O Reihe 4, 5, 6: 19 Versuche, Grenzen $V_m = 6,4$ bis 37 m/Sek. , $p = 0,2$ bis 11 Atm. abs. , $t = 14$ bis 17° Cels.
- ☒ Reihe 7: 6 Versuche, Grenzen $V_m = 22 \text{ m/Sek.}$, $p = 1,15 \text{ Atm. abs.}$, $t = 33$ bis 105° Cels.

Fig. 39.

Im folgenden mögen einige der vorliegenden Versuche besprochen werden, soweit bei denselben besondere Erscheinungen bemerkenswert erscheinen.

$$\frac{V_m \cdot R \cdot r}{g \cdot g}$$

Vn. R. 1

20000

10000

Little Bees for Ringspider

17

~~9.875~~ 3.000 ~~16.875~~

1926 - 524 GARDEN ST.
MURRAY H.

$$\frac{\ln P_1}{P_1} = \frac{1}{25 + Q_{\text{max}}}$$

Soph und Schröder, Becker - Wasser
Versuch Fritzsche - Luft

Reynolds Bleirohr
 1935-20352 $\frac{K_f \cdot F}{V \cdot g}$
 1935-20353 $\frac{K_f \cdot F}{V \cdot g}$

Frühschoppen
17.00-18.00 Uhr

During the 1970's, the U.S. market for optical fibers grew at an average annual rate of 20 percent.

Soph und Schneider verzeichnete
Sopf und Schneider - 10.03.1933
Sopf und Schneider verzeichnete
Sopf und Schneider - 10.03.1933
Sopf und Schneider verzeichnete
Sopf und Schneider - 10.03.1933
Sopf und Schneider verzeichnete
Sopf und Schneider - 10.03.1933

Eisenach R-001975 M

Estrella
M. 1955

HR-000362

Eritreische gebrauchlich. R=0.0455 m

... eines Gaußs dhr R = 0,0225

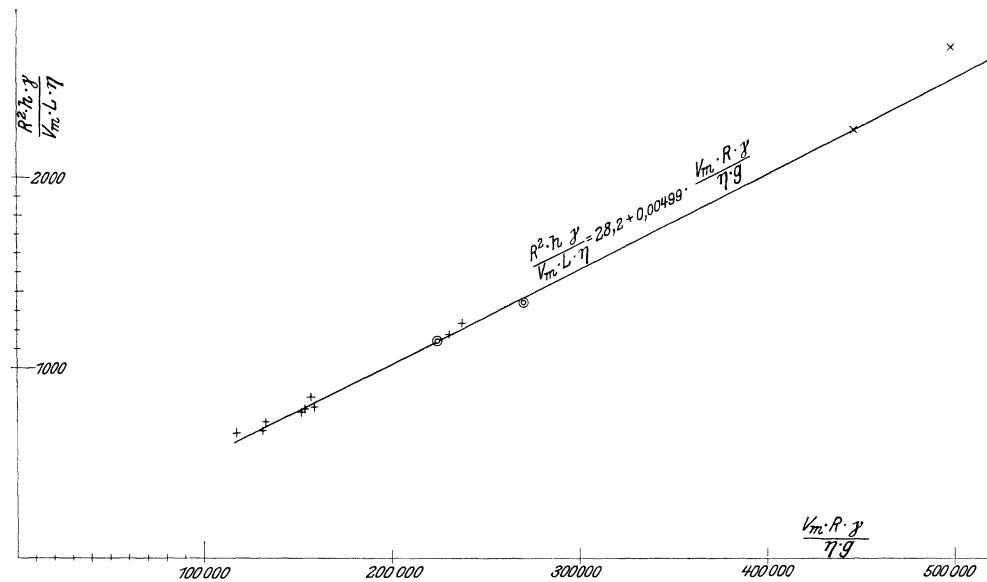
Ms. A. 9. 2 v.

53.

Morrow¹⁾ stellte an einer 1,4 m langen Glasröhre von 0,02544 m Radius Versuche über die Form der Geschwindigkeitsverteilung in der Nähe der kritischen Geschwindigkeit an. Die von Morrow in Angriff genommene Aufgabe ist sonach eine der wichtigsten, die für die Erforschung des Widerstandsproblems, insbesondere der Größen α und ϱ zurzeit vorliegen.

Chr. Eberle, Versuche über Wärme und Spannungsverlust bei der Fortleitung gesättigten und überhitzten Wasserdampfes.

Mitteilungen über Forschungsarbeiten, Heft 78, 1909.



Versuchsgrenzen: Gesättigter Dampf von 2,16 | Überhitzter Dampf von 3,33 bis 7,55 Atm
bis 9,26 Atm. | Temperatur 255,3° bis 269,7° Cels.

$R = 0,085$ m. Material: Schmiedeeiserne Rohre
 $+ L = 26,6$ m. Gesättigter Dampf
 $\times L = 50,6$ m. Gesättigter Dampf
 $\odot L = 26,6$ m. Überhitzer Dampf
 Sämtliche Versuchswerte mit gleichem Schubmodul
 $\eta = 0,000\,000\,994 \frac{\text{kg Sek.}}{\text{m}^2}$ umgerechnet.

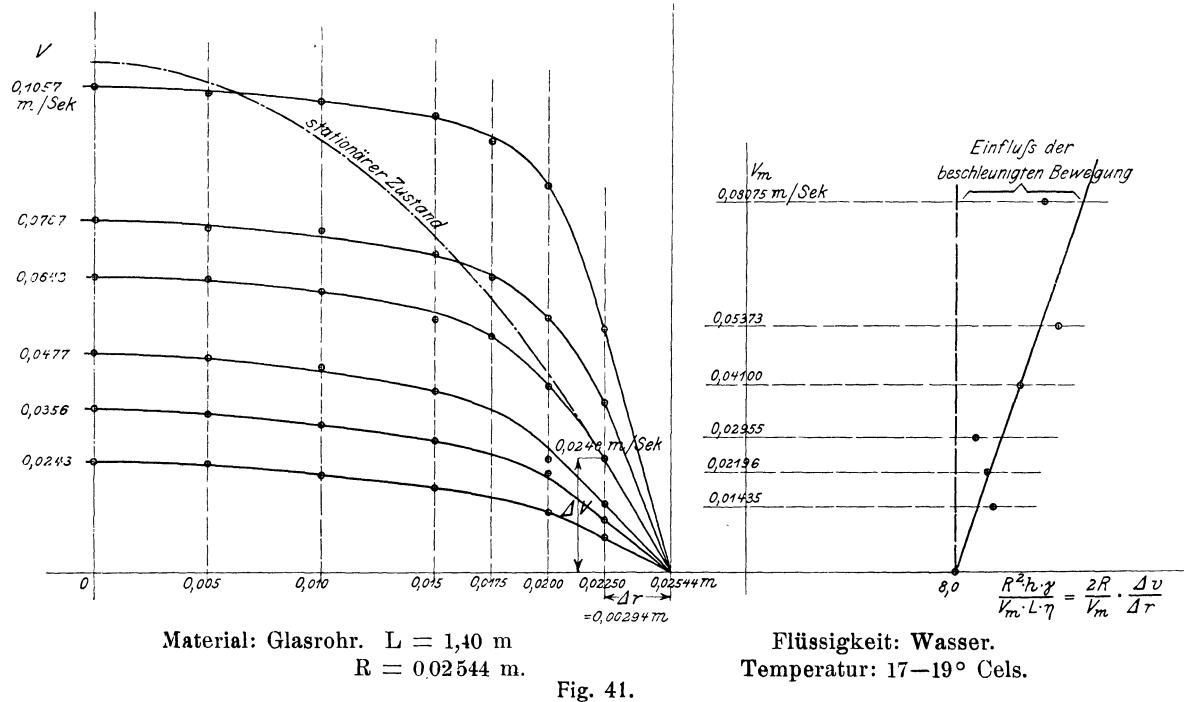
Fig. 40.

Leider ist es Morrow nicht, wie er es glaubte, gelungen, den kritischen Zustand in seinem Rohr zu erreichen, und ich halte die von Morrow gemachten Folgerungen deshalb durchaus für Trugschlüsse.

In Fig. 41 sind die Resultate Morrows wiedergegeben. Man erkennt aus dem oben in Abschn. 14 bereits erwähnten Charakter der Geschwindigkeitskurven,

daß in der Versuchsröhre der stationäre Zustand noch nicht eingetreten war, indem die Geschwindigkeit über den größten Teil des Rohres bei sämtlichen Versuchen Morrows nahezu konstant bzw. eine ganz flach gedrückte Parabel ist. Um den stationären Zustand hervorzuheben, habe ich in der Figur eine dem stationären Zustand entsprechende Parabel eingezeichnet.

Versuche J. Morrow. Proc. Royal Society 1905.



Ist die hier gegebene Auffassung richtig, so muß bei einer Aufstellung der Morrowschen Versuche in dem Diagramm der

$$\frac{R^2 h \gamma}{V_m L \eta} \quad \text{und} \quad \frac{V_m R \gamma}{\eta g}$$

die Kurve $\frac{R^2 h \gamma}{V_m L \eta}$ eine von dem Wert 8 allmählich ansteigende Gerade sein, genau so, wie dies bei den Versuchen Hagens und Beckers (Figuren 28 und 21) beobachtet werden kann.

Bildet man aus den von Morrow gegebenen Werten die Anfangstangenten $\frac{\Delta V}{\Delta R}$, so läßt sich das Diagramm, wie folgt, ableiten:

$$R^2 \pi h \gamma = 2 R \pi L \eta \frac{\Delta V}{\Delta R}$$

sonach

$$\frac{R^2 h \gamma}{V_m L \eta} = \frac{2 R L \eta}{V_m L \eta} \cdot \frac{\Delta V}{\Delta R} = \frac{2 R}{V_m} \cdot \frac{\Delta V}{\Delta R}.$$

Trägt man die Werte $\frac{2 R}{V_m} \cdot \frac{\Delta V}{\Delta R}$ als Ordinaten zu den Abszissen der mittleren Geschwindigkeiten auf, so ergibt sich in der Tat eine Kurve, welche von dem Wert 8 anfangend linear mit der mittleren Geschwindigkeit wächst. Damit ist bewiesen, daß Morrow weder einen stationären Zustand untersucht noch überhaupt den kritischen Zustand bei seinen Versuchen erreicht hat. Er dürfte zu der Ansicht, daß die kritische Geschwindigkeit erreicht war, durch die Benutzung der Reynoldsschen Formel 'gekommen' sein, welche mit der Constante gleich 1000 in der Tat mit 18 ° C. eine mittlere kritische Geschwindigkeit von

$$V_m = \frac{1000 \cdot 0,000 107 2 \cdot 9,81}{0,025 44 \cdot 1000} = 0,0413 \text{ m pro Sek.}$$

ergibt, welche Morrow als die kritische angibt. Ersetzen wir die Reynoldssche Beziehung durch unsere Beziehung $\frac{V_m R \gamma}{\eta g} = \frac{4}{\alpha^2 \rho}$, so beweisen die Morrowschen¹⁾ Versuche nur, daß der Rauhigkeitswert $\alpha^2 \rho$ der benutzten Glasröhre unter 0,002 05 gelegen hat, was bei dem großen Durchmesser und der kurzen Länge des Glasrohres jedenfalls nicht unwahrscheinlich erscheint (vergl. Tab. II).

54.

Welche Übersicht die von uns gewählte Darstellung ergibt, beweisen die Versuche Hagens²⁾. Ich habe zum Vergleich die Versuche Hagens in der von ihm gewählten Form und in der neuen Form nebeneinandergestellt (Fig. 28).

Der Eintritt der kritischen Geschwindigkeit ist in unserem Diagramm scharf erkennbar. An dem Ansteigen der $\frac{R^2 h \gamma}{V_m L \eta}$ unterhalb der kritischen Geschwindigkeit erkennt man, daß außer den Schubkräften noch vom Quadrat der Geschwindigkeit abhängige Kräfte mitgemessen wurden. Daß es in der Tat der Einlaufwiderstand ist, welcher mitgemessen wurde, ergibt sich durch die folgende Nachrechnung.

Entnehmen wir dem Diagramm den Wert von $\frac{R^2 h \gamma}{V_m L \eta}$ für die kritische Geschwindigkeit, so ergibt sich derselbe zu 10,6 bei $\frac{V_m R \gamma}{\eta g} = 1224$.

¹⁾ John Morrow, On the distribution of velocity in a viscous fluid over the cross section of a pipe and on the action at the critical velocity. Proc. of the Royal Soc. London A. 76. 1905.

²⁾ C. Hagen, Über den Einfluß der Temperatur auf die Bewegung des Wassers in Röhren. Monatsberichte der Kgl. Akademie der Wissenschaften 1854.

Auf Rechnung des Einlauf widerstandes würden sonach 10,6 — 8 gleich 2,6 zu setzen sein.

$$\text{Aus } \frac{V_m R \gamma}{\eta g} = 1224 \text{ und } \frac{R^2 h \gamma}{V_m L \eta} = 2,6 \text{ folgt } h = 0,1161 V_m^2 = \frac{\left(\frac{V_m}{0,66}\right)^2}{2g}$$

also ist h diejenige Druckhöhe, welche dem Einlaufwiderstand bei einer Kontraktion von 0,66 entspricht.

Auf einen weiteren Punkt mag im Zusammenhang mit den Hagenschen Versuchen hingewiesen werden. Die Versuche Hagens zeigen ein asymptotisches Anwachsen des Wertes $\frac{R^2 h \gamma}{V_m L \eta}$ nach der Nullachse zu. Hagen führt dies auf einen von der Geschwindigkeit unabhängigen Widerstand zurück, als welchen er die Oberflächenspannung des austretenden Strahles annimmt. Ich wage nicht darüber zu entscheiden, ob eine solche Oberflächenspannung in einem fließenden Strahl vorhanden sein kann: jedenfalls ist, wie unser Diagramm zeigt, die Größenordnung dieses Widerstandes gegenüber den Schubkräften vernachlässigbar, zeigt aber wiederum die Unzuverlässigkeit von Ausflußversuchen.

55.

In neuerer Zeit hat Ruckles¹⁾ Auslaufversuche mit Luft angestellt, um den Eintritt der kritischen Geschwindigkeit festzustellen. Ruckles gibt seine Resultate in Diagrammen, in welchen die Ausflußmengen pro Zeiteinheit als Abszissen, die spezifischen Druckunterschiede als Ordinaten aufgetragen sind. Unterhalb der kritischen Geschwindigkeit muß nach unseren Ausführungen $\frac{R^2 h \gamma}{V_m L \eta} = 8$ sein, oder indem man die Ausflußmenge $Q = R^2 \pi V_m t$ einsetzt, ergibt sich $\frac{h \gamma R^4 \pi t}{Q L \eta} = 8$. Man erkennt also, daß das Verhältnis von $\frac{h \gamma t}{Q}$ unterhalb der kritischen Geschwindigkeit konstant, die Darstellung der $\frac{h \gamma t}{Q}$ in dem Ruckleschen Diagramm sonach eine Gerade sein muß. Die Versuche von Ruckles entsprechen dieser Forderung erst bei Röhren über 0,43 mm Durchmesser, während die Resultate der engeren Röhren durch den Einlaufwiderstand vollkommen überdeckt sind. Numerisch dürften hiernach die von Ruckles ermittelten absoluten Werte der kritischen Geschwindigkeit mit großer Vorsicht aufzunehmen sein.

¹⁾ Ruckles, Untersuchungen über den Ausfluß komprimierter Luft aus Haarröhrchen und die dabei auftretenden Wirbelscheinungen. Mitteilungen über Forschungsarbeiten, Heft 75. 1909.

56.

Die Versuche von Saph und Schoder, deren Wert ich oben bereits hervorgehoben habe, sind insofern von besonderer Bedeutung, als sie uns gestatten, die Frage zu entscheiden, ob der Rauhigkeitskoeffizient ϱ wie ich es annehme, ein absoluter Verhältniswert ist oder ob derselbe noch, wie es z. B. von Blasius vermutet wird, von den linearen Dimensionen des Rohres abhängt.

Die Versuche von Saph und Schoder umfassen zunächst Versuche an Messingrohren von 2,7 bis 53 mm Durchmesser. Wie aus den Figuren 29, 31, 32, 33 und 34 zu ersehen ist, sind die einzelnen Versuchsreihen nahezu kongruent, woraus wir schließen dürfen, daß der Rauhigkeitsgrad für alle Rohre nahezu gleich ist, was, da gleiches Herstellungsverfahren der Rohre angenommen werden darf, durchaus wahrscheinlich erscheint. Wollte man einen Zusammenhang zwischen ϱ und dem Durchmesser des Rohres voraussetzen, so müßte es als ein großer Zufall betrachtet werden, wenn dieses Verhältnis bei der großen Anzahl von Rohren verschiedenen Durchmessers sich durchaus gleich ergeben hätte.

Ein weiterer Beweis für die Unabhängigkeit des Rauhigkeitsgrades von den linearen Abmessungen des Rohres sind die Versuche von Saph und Schoder mit Eisenrohren. Wie aus den Kurven der Fig. 35 ersichtlich, ordnen sich die Rohrdurchmesser nach Rauhigkeitsgraden, wie folgt: Geringster Rauhigkeitsgrad — 21,58 mm, 15,91 mm, 12,34 mm, 26,46 mm, 8,9 mm — höchster Rauhigkeitsgrad.

Man sieht, daß auch in dieser Versuchsreihe ein Zusammenhang zwischen dem Rauhigkeitsgrade und dem Durchmesser nicht vorhanden ist.

Von diesen Überlegungen ausgehend, habe ich oben den Rauhigkeitsgrad einer Oberfläche als durch Vorsprünge von der Größenordnung des Molekülabstandes charakterisiert und unabhängig von den linearen Abmessungen des Rohres angenommen.

57.

Die Versuche von Fritzsche¹⁾ sind insofern von Bedeutung, als dieselben einen außerordentlich weiten Umfang des Wertes $\frac{V_m R \gamma}{\eta g}$ umfassen, ferner insofern als dieselben nicht mit Wasser, sondern mit Luft durchgeführt sind und zwar in sehr weiten Druck- und Temperaturgrenzen. Die Versuchsresultate sind in Figur 39 mit den von Fritzsche angegebenen bereits umgerechneten Werten aufgetragen.

¹⁾ J. Fritzsche, Untersuchungen über den Strömungswiderstand der Gase in geraden zylindrischen Rohrleitungen. Mitteilungen über Forschungsarbeiten, Heft 60, 1908.

Diese Versuche beweisen schlagend, daß für die Beurteilung des Flüssigkeitswiderstandes kein Unterschied zwischen Luft und Wasser besteht und die Tabelle II deshalb gleichmäßig für alle Flüssigkeiten benutzt werden kann.

Auch Stanton¹⁾ hat durch Messung der Widerstände des gleichen einmal von Wasser, einmal von Luft durchflossenen Rohres und Auftragung der Resultate in der oben beschriebenen Form die völlige Unabhängigkeit des Widerstandsgesetzes von der Art der Flüssigkeit nachgewiesen.

In der an den Stantonschen Vortrag sich anschließenden Diskussion bestätigt Coker die Tatsache der Unabhängigkeit des Widerstandsgesetzes von der Art der Flüssigkeit auch durch Versuche über den Widerstand der Strömung von Quecksilber in Röhren.

Die Grenze der Gültigkeit des Gesetzes könnte nach unserer Vorstellung erst bei solchen Rauhigkeitsgraden liegen, bei welchen die Größe der die diskontinuierliche Bewegung erzeugenden Vorsprünge gegenüber dem Abstande der Moleküle gering wird, oder starke Cowitationserscheinungen mit der Wirbelbildung verbunden sind.

58.

Noch wesentlich weiteren Umfang ergeben die Versuche von Chr. Eberle¹⁾. (Fig. 40.) Diese Versuche sind mit Dampf an einer schmiedeeisernen Rohrleitung ausgeführt, und zwar mit Nassdampf und mit überhitztem Dampf von verschiedenen Temperaturen und Drücken. Für die Umrechnung sämtlicher Versuche wurde der konstante Wert des Schubmodul $\eta = 0,000\,000\,994$ benutzt. Die Versuchspunkte liegen mit guter Genauigkeit auf einer Geraden, deren Gleichung

$$\frac{R^2 h \gamma}{V_m \cdot L \cdot \eta} = 28,2 + 0,00499 \cdot \frac{V_m \cdot R \gamma}{\eta g} \dots \dots \dots \quad (35)$$

ist. Diese Gleichung entspricht völlig der Extrapolationsformel der Tabelle II für glatte schmiedeeiserne Rohre und beweist sonach die Verwendbarkeit dieser Tabelle auch für Dampf.

59.

In der Tafel II sind die Werte $\frac{R^2 h \gamma}{V_m L \eta}$ zu den Werten $\frac{V_m R \gamma}{\eta g}$ für verschiedene Rauhigkeitsgrade $\alpha^2 \varrho$ aufgetragen. Die Festlegung des Wertes ϱ ist, so lange nicht die verlangten systematischen Versuche über das Verhältnis α der Randge-

¹⁾ F. E. Stanton, Trans. Inst. Naval Arch. 1912.

schwindigkeit zur mittleren Geschwindigkeit vorliegen, mit einiger Willkür verbunden.

Als Ausgangspunkt diente für die in der Tabelle getroffene Festlegung des Rauhigkeitskoeffizienten die aus den Kurven von Reynolds und von Saph und Schoder für Messingrohre ermittelte kritische Geschwindigkeit. Unter Annahme von $\alpha = 1$ für den kritischen Wert in beiden Versuchen und unter Festhaltung der den kritischen Geschwindigkeiten entsprechenden $\alpha^2 \varrho$ konnte die Fläche der Werte $\frac{R^2 h \gamma}{V_m L \eta}$ und $\frac{V_m R \gamma}{\eta g}$ über $\alpha^2 \varrho$ nun zeichnerisch so gebildet werden, daß sie das vorliegende Versuchsmaterial zwanglos in sich aufnahm (Tafel II).

Die so ermittelten Rauhigkeitskoeffizienten sollen nicht als absolute Größen, sondern nur als Vergleichswerte angesehen werden. Für die Benutzung der Tabelle ist die Kenntnis des wahren Wertes von ϱ ohne Belang, da es nur darauf ankommt, den Zusammenhang zwischen dem ermittelten $\alpha^2 \varrho$ und Röhren bestimmter technischer Beschaffenheit festzulegen.

Die Werte $\frac{R^2 h \gamma}{V_m L \eta}$ sind bis zu $\frac{V_m R \gamma}{\eta g}$ gleich 40 000 in der Tabelle II aufgenommen. Darüber hinaus können die Werte durch die Tangente an die betreffende Kurve extrapoliert werden.

Ich behalte mir vor, diese Tabelle durch die von mir bisher nicht vollständig bearbeiteten Versuche, welche sich auf größere Werte von $\frac{V_m R \gamma}{\eta g}$ beziehen, zu ergänzen und würde für Mitteilung von Versuchsmaterial für möglichst hohe Werte von $\frac{V_m R \gamma}{\eta g}$, gleichgültig für welche Flüssigkeit es gewonnen ist, dankbar sein.

60.

Ein zweites Verfahren, die Resultate für größere Werte von $\frac{V_m R \gamma}{\eta g}$ zu extrapolieren, besteht darin, den Zusammenhang zwischen $\frac{R^2 h \gamma}{V_m L \eta}$ und $\frac{V_m R \gamma}{\eta g}$ durch eine Exponentialfunktion auszudrücken, indem man für die einzelnen Rauhigkeitsgrade die Beziehung

$$\frac{R^2 h \gamma}{V_m L \eta} = a \left(\frac{V_m R \gamma}{\eta g} \right)^m \dots \dots \dots \quad (36)$$

als gültig annimmt. a und m lassen sich vermittels des oben beschriebenen logarithmischen Verfahrens unschwer aus unserer Tabelle II bestimmen. Diese Dar-

Ta -

zur Bestimmung des Druckabfalles $\frac{h\gamma}{L}$ eines kreisförmigen Rohres vom Radius R bei einer einem Schubmodul η bei bekanntem Rauhigkeitsgrad

$$\text{aus } \frac{h\gamma}{L} = \left(\frac{R^2 \cdot h \cdot \gamma}{V_m \cdot L \cdot \eta} \right) \cdot \frac{V_m \cdot \eta}{R^2}$$

$\frac{V_m \cdot R \cdot \gamma}{\eta \cdot g} =$	1000	2000	3000	4000	5000	6000	8000	10 000	12 000	14 000	16 000	18 000	20 000	22 000
a ² ρ = 0,0000	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0
0,0009	8,0	8,0	8,0	8,0	8,3	9,3	10,9	12,6	14,3	16,0	17,7	19,3	21,0	22,8
0,0015	8,0	8,0	8,6	10,2	11,8	13,3	16,3	14,0	21,9	24,7	27,5	30,2	33,0	35,9
0,0021	8,0	8,4	11,6	14,3	16,4	18,6	22,8	26,7	30,8	34,7	38,6	42,5	46,4	50,4
0,0027	8,0	11,8	15,5	18,7	21,5	24,4	29,8	35,2	40,6	45,8	51,1	56,2	61,3	66,6
0,0033	8,0	16,5	21,4	25,6	29,3	33,1	40,5	47,7	54,9	61,8	68,6	75,3	81,9	88,5
0,0036	8,0	18,9	25,5	31,1	36,0	41,0	50,0	58,7	67,0	75,0	83,0	90,7	98,2	105,7
0,0039	8,0	21,3	29,8	37,1	44,0	50,8	63,7	76,0	88,0	100,0	111,5	122,8	134,0	145,2
0,0042	9,4	22,5	32,2	41,4	50,3	59,2	76,4	93,2	110,0	126,6	142,8	158,8	174,5	190,4
0,0045	10,6	23,6	34,1	44,4	54,2	64,8	85,0	105,0	124,7	144,1	163,6	183,0	201,8	221,0
0,0048	11,6	25,1	36,4	47,5	58,1	69,4	91,0	112,5	134,0	155,0	176,0	197,0	217,6	238,4
0,0051	12,9	27,0	39,0	50,9	62,0	74,0	97,0	119,8	142,4	165,0	187,4	209,5	231,5	253,8
0,0057	14,5	29,7	43,3	56,5	68,9	82,4	108,1	133,5	158,9	184,1	209,1	234,0	258,5	283,2
0,0060	15,3	32,2	47,5	62,1	76,0	91,0	119,2	147,5	175,5	203,4	231,0	258,5	285,6	313,0

stellung schließt sich mit konstantem a und m den beobachteten Werten um so besser an, je größer der Rauhigkeitsgrad des Rohres ist, um so weniger gut, je glatter das Rohr ist.

Aus Gleichung 36 ergibt sich

$$\frac{h\gamma}{L} = a \frac{V_m^{m+1} \cdot \eta^{1-m} \gamma^m}{R^{2-m} \cdot g^m} \quad \dots \quad (37)$$

oder indem man

$$m + 1 = n$$

setzt,

$$\frac{h\gamma}{L} = a \frac{V_n \cdot \eta^{2-n} \cdot \gamma^{n-1}}{R^{3-n} g^{n-1}} \quad \dots \quad (38)$$

eine Beziehung, die durch Dimensionsbetrachtungen bereits von Reynolds abgeleitet und in neuerer Zeit von Nusselt¹⁾ experimentell bestätigt wurde.

Aus der gegebenen Gleichung geht der Zusammenhang des Durchmessers des

¹⁾ Wilhelm Nusselt, Der Wärmeübergang in Rohrleitungen, Forschungsheft 89.

beile II

mittleren Geschwindigkeit V_m für eine Flüssigkeit vom Gewichte γ pro Volumeinheit und $\alpha^2 \varrho$ der Rohrwandung, h in Flüssigkeitssäule gemessen,

$$\text{Kritische Geschwindigkeit } V_{Kr} = \frac{4 \cdot \eta \cdot g}{R \cdot \gamma \cdot \alpha^2 \cdot \varrho}$$

24 000	26 000	28 000	30 000	32 000	34 000	36 000	38 000	40 000	Extrapolation	Dem Wert $\alpha^2 \varrho$ entspricht etwa
8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	
24,4	26,2	27,8	29,5	31,3	33,0	34,8	36,4	38,0	$1,4 + 0,00\ 087 \cdot \left(\frac{V_m \cdot R \cdot \gamma}{\eta \cdot g} \right)$	
38,8	41,5	44,3	47,2	50,0	52,8	55,6	58,3	61,0	$2,7 + 0,00\ 146 \cdot \left(\frac{V_m \cdot R \cdot \gamma}{\eta \cdot g} \right)$	"
54,3	58,2	62,1	66,1	70,2	74,1	78,0	82,0	86,0	$5,2 + 0,00\ 206 \cdot \left(\frac{V_m \cdot R \cdot \gamma}{\eta \cdot g} \right)$	"
71,7	76,9	82,0	87,2	92,5	97,8	103,0	108,0	113,3	$9,5 + 0,00\ 259 \cdot \left(\frac{V_m \cdot R \cdot \gamma}{\eta \cdot g} \right)$	"
95,0	101,5	108,0	114,3	120,8	127,1	133,5	139,7	145,8	$19,3 + 0,00\ 316 \cdot \left(\frac{V_m \cdot R \cdot \gamma}{\eta \cdot g} \right)$	"
113,0	120,1	127,3	134,4	141,6	148,6	155,7	162,6	169,5	$28,3 + 0,00\ 353 \cdot \left(\frac{V_m \cdot R \cdot \gamma}{\eta \cdot g} \right)$	"
156,1	166,9	177,8	188,5	199,5	210,0	220,5	231,2	241,5	$28,1 + 0,00\ 533 \cdot \left(\frac{V_m \cdot R \cdot \gamma}{\eta \cdot g} \right)$	"
206,0	221,5	237,4	252,8	268,5	283,8	299,5	314,8	330,3	$23,7 + 0,00\ 782 \cdot \left(\frac{V_m \cdot R \cdot \gamma}{\eta \cdot g} \right)$	"
239,8	258,6	277,5	296,2	315,0	333,8	352,0	370,6	389,0	$18,5 + 0,00\ 925 \cdot \left(\frac{V_m \cdot R \cdot \gamma}{\eta \cdot g} \right)$	"
258,8	279,2	300,0	320,1	340,8	360,9	381,4	401,5	421,5	$13,5 + 0,01\ 20 \cdot \left(\frac{V_m \cdot R \cdot \gamma}{\eta \cdot g} \right)$	"
275,5	297,5	319,5	341,0	363,3	385,0	406,5	428,0	449,5	$10,5 + 0,01\ 92 \cdot \left(\frac{V_m \cdot R \cdot \gamma}{\eta \cdot g} \right)$	"
307,4	331,6	356,5	380,0	405,3	429,4	—	—	—	$7,5 + 0,01\ 220 \cdot \left(\frac{V_m \cdot R \cdot \gamma}{\eta \cdot g} \right)$	"
339,6	366,7	394,2	421,0	447,5	—	—	—	—	$6,5 + 0,01\ 305 \cdot \left(\frac{V_m \cdot R \cdot \gamma}{\eta \cdot g} \right)$	künstlich gerauhte Fläche mit Niederschlägen versehenes stark verschmutztes Rohr.

Rohres, des spezifischen Gewichtes und des Schubmoduls der Flüssigkeit mit dem Widerstand klar hervor.

Man erkennt, daß in der üblichen Darstellung

$$\frac{h \gamma}{L} = \frac{A \gamma V^n}{R}$$

der Faktor $A = \frac{a}{g^{n-1}} \cdot \left(\frac{\eta}{R \cdot g} \right)^{2-n}$ also von R , η und γ abhängig ist.

61.

Der gleiche Ansatz, wie für Rohre mit Kreisquerschnitt, läßt sich auch für den Widerstand von Röhren mit rechteckigem Querschnitt verwenden. Aus den über die Geschwindigkeitsverteilung vorliegenden Versuchen Bazins an solchen Rohren (Fig. 42) erkennt man, daß

1. die Randgeschwindigkeit am ganzen Umfang des rechteckigen Rohres genügend genau als gleich angenommen werden kann;
2. daß die Schubspannung am ganzen Umfang genügend genau gleich ist.

Bezeichnen wir mit b die Breite, mit t die Höhe des Rechtecks, wobei t gleich oder kleiner als b ist, so lässt sich der Gesamtwiderstand des Rohres ausdrücken durch

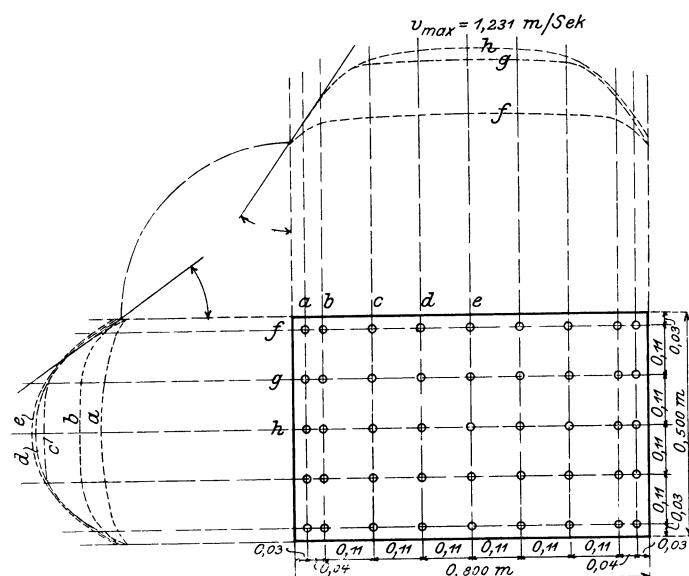
$$b t h \gamma = 2(b+t) L \frac{\gamma}{g} \rho \alpha^2 V_m^2 + 2(b+t) L \chi (1-\alpha) \frac{V_m}{\varepsilon t} \quad \dots \quad (39)$$

woraus

$$\frac{b t h \gamma}{V_m L \eta} = \frac{V_m (b+t) \gamma}{\eta g} 2 \alpha^2 \rho + \frac{2 \chi}{\eta} \frac{(b+t)}{t} \frac{(1-\alpha)}{\varepsilon} \quad \dots \quad (40)$$

wo ε einen durch Versuche zu ermittelnder Verhältniswert ist.

Versuche Darcy & Bazin. Recherches Hydrauliques 1865.



Material: Zementrohr, Länge 70,30 m.

Fig. 42.

Versuche mit rechteckigen Kanälen sind also darzustellen in einem Koordinatensystem mit $\frac{V_m (b+t) \gamma}{\eta g}$ als Abszissen und $\frac{b t h \gamma}{V_m L \eta}$ als Ordinaten.

Gleich. 39 und 40 haben im Schiffbau Bedeutung zur Berechnung des Luftwiderstandes in Ventilationskanälen.

Allgemeineres Interesse wie die Bewegung von Flüssigkeiten in geschlossenen viereckigen Rohren hat die Bewegung der Flüssigkeit in offenen Kanälen oder Flussläufen.

Sehen wir von der oben beschriebenen Verschiebung der Maximalgeschwindigkeit ab, nehmen wir also die Geschwindigkeitsverteilung in einer Vertikalen als Parabel an, deren Scheitel in dem Wasserspiegel liegt, so läßt sich der Widerstand in einem offenen rechteckigen Kanal von der Breite b , und der Tiefe t ausdrücken durch

$$b t h \gamma = (b + 2t) L \frac{\gamma}{g} \varrho \alpha^2 V_m^2 + (b + 2t) L \chi (1 - \alpha) \frac{V_m}{\varepsilon t} \dots \quad (41)$$

woraus

$$\frac{b t h \gamma}{V_m L \eta} = \frac{V_m (b + 2t) \gamma}{\eta g} \varrho \alpha^2 + \frac{\chi}{\eta} \frac{(b + 2t)}{t} \frac{(1 - \alpha)}{\varepsilon} \dots \quad (42)$$

Im allgemeinen wird man es bei offenen Flußläufen nicht mit einem regelmäßigen rechteckigen Profil zu tun haben. Wir werden dann den Widerstand ausdrücken müssen durch den Querschnitt des Flusses A , den bezeichneten Umfang U und die mittlere Wassertiefe t_m , womit sich das Widerstandsgesetz ergibt

$$A h \gamma = U L \frac{\gamma}{g} \varrho \alpha^2 V_m^2 + U L \chi (1 - \alpha) \frac{V_m}{\varepsilon t_m} \dots \dots \dots \quad (43)$$

woraus, wenn wir den hydraulischen Radius $\frac{A}{U}$ mit R bezeichnen,

$$\frac{R h \gamma t_m}{V_m L \eta} = \frac{V_m t_m \gamma}{\eta g} \varrho \alpha^2 + \frac{\chi}{\eta} \frac{(1 - \alpha)}{\varepsilon} \dots \dots \dots \quad (44)$$

Über den Widerstand des Wassers in Flüssen und Kanälen liegen eine große Reihe von Versuchen vor. Es ginge aber über den Rahmen dieser Arbeit hinaus, auch diese Versuche im Detail zu bearbeiten. Bei einem Auftragen sämtlicher Versuche in ein Kordinatensystem, in welchem $\frac{R h \gamma t_m}{V_m L \eta}$ als Ordinaten und $\frac{V_m t_m \gamma}{\eta g}$ als Abszissen gewählt werden, ergibt sich eine Schar von Kurven von ähnlichem Charakter, wie dem auf Tafel II für cylindrische Rohre ermittelten. Bei Versuchen an künstlichen Gerinnen ist genauestens darauf zu achten, daß in dem Gerinne auf der Meßstrecke tatsächlich der stationäre Zustand eingetreten ist. Nach dieser Richtung erscheinen mir selbst die sonst ausgezeichneten Versuche Bazins nicht ganz einwandfrei.

Ich behalte mir vor, das vorliegende Versuchsmaterial in dieser Darstellung an anderem Orte zu veröffentlichen.

63.

Ich möchte in diesem Zusammenhang noch auf die neueren Versuche von Engels¹⁾ eingehen, da die Anlage dieser Versuche zu der Hoffnung be-

¹⁾ H. Engels, Versuche über den Reibungswiderstand zwischen strömendem Wasser und Bettsohle. Sonderabdruck aus Zeitschrift für Bauwesen 1912.

rechtfertigt hätte, Vergleichswerte zu den Froudeschen Versuchen, welche wir weiter unten ausführlich besprechen werden, zu erhalten.

Engels hat versucht, in einem offenen rechteckigen Gerinne die an der Sohle angreifende Schubkraft bei verschiedenen Rauigkeitsgraden des Bettos direkt zu messen, indem er einen Teil des Bettos verschiebbar und auf eine Wage sich stützend ausführte. Bezeichnet W die Schubkraft, welche an der Sohle pro Flächen-

Versuche Engels.

Zeitschrift für Bauwesen 1912: Versuche über Reibungswiderstand zwischen strömendem Wasser und Bettsohle.

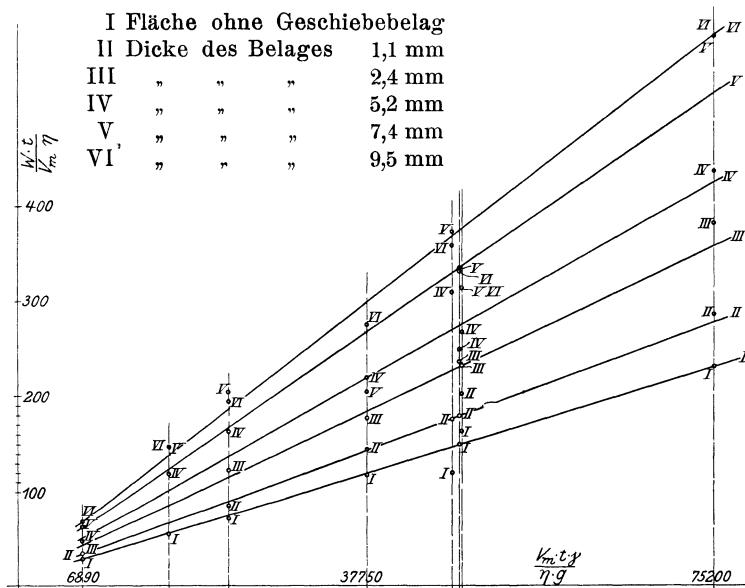


Fig. 43.

einheit wirkt, V_m die mittlere Geschwindigkeit, t die Tiefe des Wassers im Gerinne über der gemessenen Fläche, so gilt

$$W = \frac{\gamma \rho}{g} \alpha^2 V_m^2 + \chi (1 - \alpha) \frac{V_m}{\varepsilon t} \dots \dots \dots \quad (45)$$

woraus

$$\frac{W t}{V_m \eta} = \frac{V_m t \gamma}{\eta g} \alpha^2 \rho + \frac{\chi}{\eta} \frac{(1 - \alpha)}{\varepsilon} \dots \dots \dots \quad (46)$$

Trägt man die Messungen Engels in einem Koordinatensystem auf, und zwar $\frac{V_m t \gamma}{\eta g}$ als Abszissen, $\frac{W t}{V_m \eta}$ als Ordinaten, so zeigt sich, wie aus Fig. 43 ersicht-

lich ist, daß sich die Versuchsresultate nicht voll befriedigend in einer Fläche unterbringen lassen. Die Ursache liegt meines Erachtens darin, daß erstens zunächst der Einfluß der Seitenwandungen auf die mittlere Geschwindigkeit für verschiedene Wassertiefen, zweitens die Temperatur des Wassers bei den einzelnen Versuchen verschieden gewesen sein dürfte. Immerhin zeigen die Resultate durchaus gleichen Charakter mit den Resultaten der Tafel II für Rohre, insbesondere zeigen dieselben, daß der Widerstand bei entsprechender Geschwindigkeit mit einem quadratischen und einem mit der ersten Potenz der Geschwindigkeit sich ändernden Gliede wächst.

Der Zusammenhang der einzelnen Größen in einer Exponentialfunktion ausgedrückt ergibt ganz analog der für den Rohrwiderstand dargestellten Form

$$\frac{W t}{V_m \eta} = a \left(\frac{V_m t \gamma}{g \eta} \right)^m, \dots \dots \dots \dots \quad (47)$$

woraus

$$W = a \frac{V^m + 1 \cdot \gamma^m \cdot \eta^{1-m}}{t^{1-m} \cdot g^m} \dots \dots \dots \dots \quad (48)$$

Engels gibt die Darstellung

$$W = A V^{(m+1)}$$

Man erkennt, daß die Engelsche Konstante A sonach gleich

$$a \cdot \frac{\gamma^m \cdot \eta^{1-m}}{t^{1-m} \cdot g^m},$$

also vom Tiefgang, der Temperatur und dem spezifischen Gewicht des Wassers abhängig ist.

64.

In den letzten Jahren hat eine von Biel¹⁾ abgeleitete Beziehung der Oberflächenreibung vielfach Anwendung gefunden.

Wir wollen hier nur die Formel für die Bewegung des Wassers in Röhren diskutieren, da sinngemäß das Gleiche für sämtliche Bielschen Betrachtungen gilt. Der Bielsche Ausdruck lautet mit den von uns gewählten Bezeichnungen (vergl. Gl. 30 und 31)

$$\frac{R^2 \pi h \gamma}{L} = 2 R \pi \frac{\gamma}{g} V_m^2 \left(\text{const}_1 + \frac{\text{const}_2 \cdot \varrho}{\sqrt{R}} \right) + 2 R \pi V_m \eta \frac{\text{const}_3 \cdot \varrho}{\sqrt{R}}$$

Es ist anzuerkennen, daß Biel hier zum erstenmal meines Wissens in einer

¹⁾ R. Biel, Über den Druckhöhenverlust bei der Fortleitung tropfbarer und gasförmiger Flüssigkeiten. Mitteilungen über Forschungsarbeiten, Heft 44. 1907.

technischen Formel den Einfluß der Schubspannungen zu berücksichtigen versucht hat. Betrachtet man jedoch die Bielsche Formel von der grundlegenden Forderung aus, daß die einzelnen Glieder der Formel gleiche Dimensionen besitzen müssen, so erkennt man, daß Biel dieser Forderung nicht gerecht geworden ist.

Will man den Widerstand des Wassers in Rohren überhaupt in eine Formel hineinzwingen und nicht, wie ich es unter Bezugnahme auf das in Abschnitt 48 Gesagte für richtiger halte, sich damit begnügen, die Resultate in Tabellenform zu geben, so wird man jedenfalls nur den von Blasius beschrittenen Weg gehen dürfen, indem man den variablen Beiwert, welcher also nach unserer Deutung die Änderung von α und $\frac{\chi}{\eta}$ ausdrückt, als eine Funktion einer dimensionslosen Größe, also z. B. der Größe $\frac{V_m R \gamma}{\eta g}$ oder $\frac{R^2 h \gamma}{V_m L \eta}$ darstellt, also die Widerstandsformel in der Form ausdrückt

$$\frac{R^2 h \gamma}{V_m L \eta} = \frac{V_m \cdot R \cdot \gamma}{\eta g} \cdot \varrho \cdot f_1 \left(\frac{V_m R \gamma}{\eta g} \right) + C \cdot f_2 \left(\frac{V_m R \gamma}{\eta g} \right)$$

$$\text{also } \frac{h \gamma}{L} = \frac{\gamma V_m^2}{R g} \cdot \varrho \cdot f_1 \left(\frac{V_m R \gamma}{\eta g} \right) + \frac{C V_m \cdot \eta}{R^2} f_2 \left(\frac{V_m R \gamma}{\eta g} \right).$$

Eine andere Form der Darstellung haben wir oben in Gleich. 36 kennen gelernt, welche aussagt, daß die Kurven der Tafel I als Parabeln angesehen werden dürfen. Eine noch bessere Anpassung dürfte durch Darstellung der Kurven der Tafel I als Hyperbeln möglich sein.

65.

Der Oberflächenwiderstand von ebenen materiellen Flächen in unbegrenzter Flüssigkeit ist ein Spezialfall des Problems des Oberflächenwiderstandes der Flüssigkeit zwischen zwei festen Flächen, wenn die Entfernung zwischen diesen Flächen unendlich groß wird. Im allgemeinen werden sich deshalb die Erscheinungen des Oberflächenwiderstandes ebener Flächen mit den für Rohre beschriebenen decken. Der Oberflächenwiderstand ebener Flächen unterscheidet sich jedoch von dem Oberflächenwiderstand von Rohren oder auch Kanälen sehr wesentlich dadurch, daß eine stationäre Flüssigkeitsbewegung längs der ganzen in Frage kommenden Fläche im allgemeinen nicht angenommen werden darf, da die Ausdehnung der Fläche der Natur der Sache nach nur beschränkt sein kann, während die Wassermasse als unendlich vorausgesetzt ist.

In dieser Tatsache, daß wir es bei dem Oberflächenwiderstand ebener Flächen im Wasser im allgemeinen mit einem Beschleunigungs- z u s t a n d zu tun haben, liegt eine sehr erhebliche Komplikation der Aufgabe. Hinzu kommt noch, daß kritische Versuche über den Oberflächenwiderstand in nur beschränktem Umfange vorliegen. Zum Glück sind die klassischen Versuche W. Froudes derart, daß sie immerhin einen genügenden Überblick über das Problem gestatten und uns ein Urteil darüber geben, nach welcher Richtung die weitere experimentelle Forschung sich zu bewegen haben wird.

66.

Im allgemeinen werden wir annehmen können, daß die Geschwindigkeitsverteilung quer zu einer in ihrer Ebene mit gleichmäßiger Geschwindigkeit geradlinig durch die Flüssigkeit hindurch bewegten Platte im stationären Zustande eine ähnliche ist, wie bei einer stationären Bewegung der Flüssigkeit zwischen zwei Platten. Nur tritt an Stelle der Geschwindigkeitsverteilung nach Form einer Parabel eine Verteilung der Geschwindigkeit nach

$$v = (1 - \alpha) V e^{-\frac{x}{a}} \quad \dots \dots \dots \dots \quad (49)$$

Bei einer von Null allmählich ansteigenden Geschwindigkeit der Platte wird das Wasser in schichtenweiser Strömung von der Platte in Bewegung gesetzt, wobei das Wasser an der Platte haftet. Steigert man die Geschwindigkeit der Platte, so wird, wie früher beschrieben, der Augenblick eintreten, in welchem durch die aus der Fläche vorstehenden Teilchen eine diskontinuierliche Flüssigkeitsbewegung und damit Wirbelbildung eintritt. Dementsprechend wächst die scheinbare Zähigkeit der Flüssigkeit, und es tritt ein Gleiten der Flüssigkeit an der Fläche mit einem bestimmten Betrag der Plattengeschwindigkeit ein, wobei die Flüssigkeit ihre in der Schichtenströmung aufgespeicherte Geschwindigkeitsenergie durch Vermittlung der Schubspannungen an die Fläche abgibt und selbst ganz oder teilweise zur Ruhe kommt. Dieser Z u s t a n d ist als der k r i t i s c h e charakterisiert.

67.

Die Berechnung der kritischen Geschwindigkeit für Flächen ist mangels der in Abschnitt 13 gekennzeichneten Unsicherheit unserer Kenntnis

¹⁾ Eine ähnliche Geschwindigkeitsverteilung, und zwar
 $v = V e^{-x(Ax + B)}$

ist von H. Lorenz in seiner beachtenswerten Studie: Beitrag zur Theorie des Schiffswiderstandes, Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure 1907, angenommen worden.

über die Bewegung des Wassers unterhalb der kritischen Geschwindigkeit nicht mit voller numerischer Sicherheit möglich.

Nehmen wir jedoch die in Abschnitt 13 und Gl. 19 gegebene Beziehung für die Schubkraft unterhalb der kritischen Geschwindigkeit als richtig an, so läßt sich analog unseren Betrachtungen in Abschnitt 32 und 35 das Kriterium für die kritische Geschwindigkeit ermitteln aus der Bedingung

$$S = \eta V \sqrt{\frac{r}{2 g \eta t}} = \frac{r \rho}{g} \alpha V^2 \quad \dots \dots \dots \quad (50)$$

woraus, wenn wir noch $V t = L$ setzen,

$$\frac{V L r}{\eta g} = \frac{1}{2 \alpha^2 \rho^2} \text{ oder mit } \alpha = 1 \quad \dots \dots \quad (51)$$

$$\frac{V L r}{\eta g} = \frac{1}{2 \rho^2}$$

Man erkennt hiernach, daß das Kriterium der kritischen Geschwindigkeit für Flächen dem oben für Rohre ermittelten durchaus ähnlich ist. (Vergl. Gl. 26 und 28.) Professor Dr. H. Blasius-Hamburg ermittelte, wie er mir freundlichst mitteilte, in der Schleppversuchsanstalt Charlottenburg durch Schleppversuche mit einem etwa 1 mm starken gewalzten Messingblech — also Bedingung einer technisch glatten Oberfläche — den kritischen Wert $\frac{VLr}{\eta g}$ zu 450 000

$$\text{aus } \frac{1}{2 \rho^2} = 450 000$$

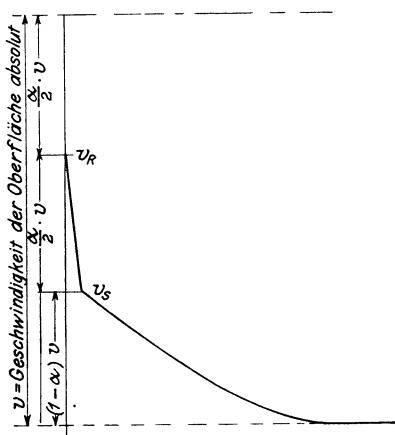


Fig. 44.

Es findet sich ρ zu 0,00105, also mit einem Wert, welcher zum wenigsten der Größenordnung nach mit dem aus den Versuchen mit Rohren abgeleiteten übereinstimmt.

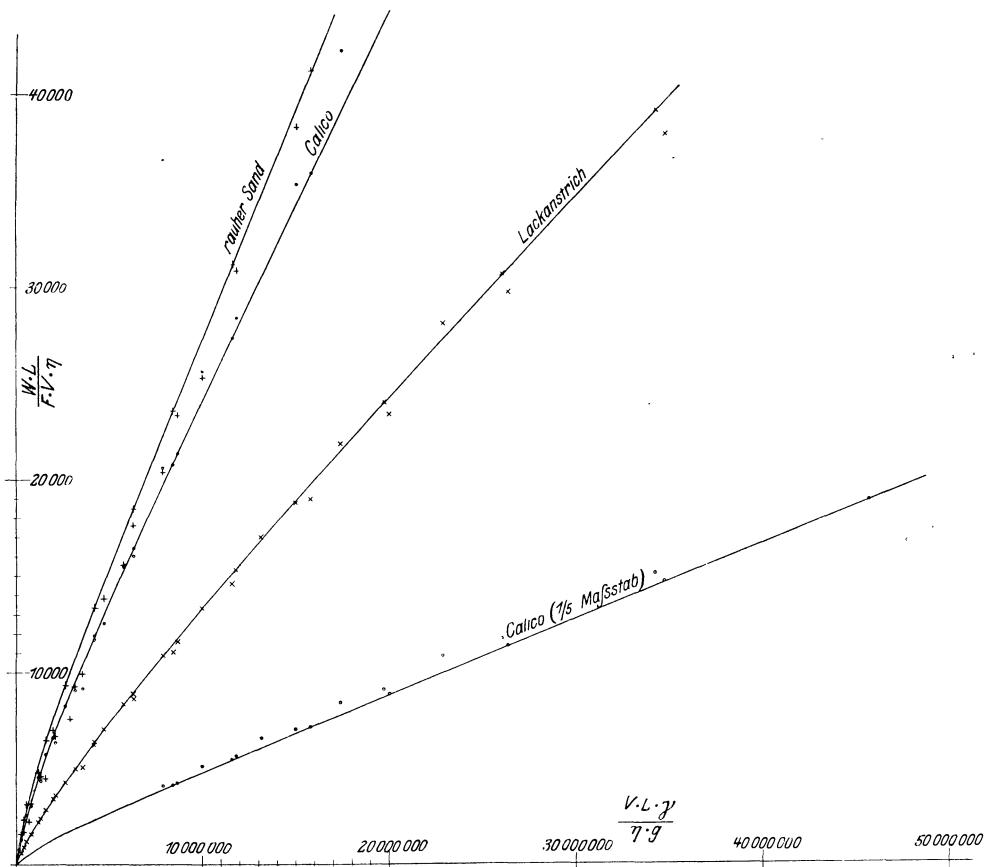
Damit, zugleich mit dem in Abschnitt 32 und 35 gezeigten, dürfte meine Anschauung über das Zustandekommen und das Kriterium der kritischen Geschwindigkeit über den Wert einer Hypothese hinaus gehoben sein.

Gleichung 51 beweist, daß für alle materiellen Flächen die kritische Geschwindigkeit außerordentlich gering ist, eine Tatsache, welche wir auch in der in Figur 45 gegebenen Darstellung der Froudeschen Versuche bestätigt finden.

68.

Nach Überschreiten der kritischen Geschwindigkeit findet ein Gleiten der Flüssigkeit an der Wandung statt, ganz in der früher für Rohre beschriebenen Weise. (Fig. 44.) Das Wasser erhält von dem Randwirbel aus einen Antrieb

Versuche W. Froude 1872.



$\frac{W}{F} =$ Widerstand pro Einheit Oberfläche in Entfernung L von Eintrittskante (Kurven b der Textfiguren 31, 32, 33).

V = absolute Geschwindigkeit der Oberfläche.

Temperatur des Wassers angenommen mit 14° Cels.

Fig. 45.

in Richtung der Plattengeschwindigkeit. Die Geschwindigkeit zwischen dem Randwirbel und dem äußeren Flüssigkeitsstrom V_s nähert sich asymptotisch einem Endwerte, der für jeden Rauhigkeitsgrad in einem ganz bestimmten Verhältnis zur Plattengeschwindigkeit steht.

69.

In den Betrachtungen der letzten Kapitel haben wir angenommen, daß die Flüssigkeit sich in Ruhe befindet, und die Fläche sich mit einer gleichmäßigen Geschwindigkeit V in ihrer Ebene geradlinig durch die Flüssigkeit bewege.

Nach den Lehren der abstrakten Hydrodynamik und nach dem Relativitätsprincip würden die gleichen Strömungsverhältnisse und somit die gleichen Einwirkungen der Flüssigkeit auf die Platte sich ergeben, wenn die Platte still steht und die Flüssigkeit als Ganzes sich mit der gleichmäßigen Geschwindigkeit V bewegt.

Die oben angestellten Betrachtungen über die zur Erzeugung des Wirbels erforderlichen Kräfte zeigen nun, daß diese Verhältnisse für die materielle Fläche nicht mehr gültig sind. Es zeigt sich vielmehr, daß der spezifische Flächenwiderstand einer in der strömenden Flüssigkeit ruhenden Platte bei gleicher Geschwindigkeitsdifferenz zwischen Platte und Randschicht geringer ist, als der Widerstand einer mit der gleichen Relativgeschwindigkeit durch die Flüssigkeit bewegten Platte¹⁾.

Betrachten wir zunächst den Fall der ruhenden Platte. Ist V die Geschwindigkeit des ungestörten Flusses, $V_s = \alpha V$ die Randgeschwindigkeit, so ist die durch die Oberflächenrauhigkeit von der Flüssigkeit auf die Flächeneinheit übertragene Kraft gleich

$$\frac{\gamma \rho}{g} \alpha^2 V^2,$$

indem bei Vorbeiströmen in der Zeiteinheit die Masse $\frac{\gamma \rho}{g} \alpha V$ ihre Geschwindigkeitsgröße αV an die ruhende Fläche abgibt. Der Gesamtwiderstand der Flächeneinheit findet sich durch Hinzufügung der Schubkraft des mitbewegten Wassers zu

$$\frac{\gamma \rho}{g} \alpha^2 V^2 + \chi (1 - \alpha) \frac{V}{a} \dots \dots \dots \dots \quad (52)$$

wo a die aus Abschnitt 13 bekannte Bedeutung hat.

Bewegt sich die Platte mit der Geschwindigkeit V in der als Ganzes ruhenden Flüssigkeit, so wird die Flüssigkeit bei gleicher relativen Geschwindigkeitsdifferenz zwischen Platte und mitbewegtem Wasser im stationären Zustand mit der Randgeschwindigkeit $V_s = (1 - \alpha) V$ fließen, und die von der Rauigkeit der Platte auf die Flüssigkeit übertragene Kraft berechnet sich zu

$$\frac{\gamma \rho}{g} \alpha V^2,$$

¹⁾ Vgl. die Bemerkungen Schüttes zu den Vorträgen Ahlborns, soweit sie die Tatsache des Unterschiedes betreffen.

indem pro Zeiteinheit die Masse $\frac{\gamma \rho}{g} V$ von $(1 - \alpha) V$ auf V beschleunigt wird.

Die Gesamtkraft unter Hinzufügung der Schubkraft des mitlaufenden Wassers beträgt sonach pro Flächeneinheit

$$\frac{\gamma \rho}{g} \alpha V^2 + \chi (1 - \alpha) \frac{V}{a} \quad \dots \dots \dots \quad (53)$$

Da α jedenfalls ein Wert kleiner wie 1 ist, ergibt sich die oben aufgestellte Behauptung, daß die ruhende Platte pro Flächeneinheit gegen das bewegte Wasser bei gleicher Differenz zwischen Plattengeschwindigkeit und Randgeschwindigkeit geringeren Widerstand erleidet, wie die in der ruhenden Flüssigkeit bewegte Platte.

Da eine große Anzahl von Prüfständen unter der Voraussetzung der Umkehrbarkeit der Bewegungen ausgebaut ist, dürfte eine exakte experimentelle Nachprüfung unserer Ableitung erwünscht sein. Bis dahin möchte ich alle rechnerischen wie experimentellen Resultate, welche den Oberflächenwiderstand betreffen und auf der Voraussetzung der Umkehrbarkeit abgeleitet sind, ablehnen.

70.

W. Froude hat aus seinen Beobachtungen bereits die Schlußfolgerung gezogen, daß das Wasser längs der Fläche eine Beschleunigung in der Richtung der Plattenbewegung erfährt und hierdurch eine Rückwirkung auf den spezifischen Flächenwiderstand vorhanden sein müsse und seine Versuche dementsprechend darauf gerichtet, die Größe des Widerstandes von Platten verschiedener Länge zu bestimmen.

Froude¹⁾ ermittelte den Widerstand von Platten gleicher Oberflächenbeschaffenheit in den Längen von

1', 1,6', 2,6', 5', 16', 28', und 50',

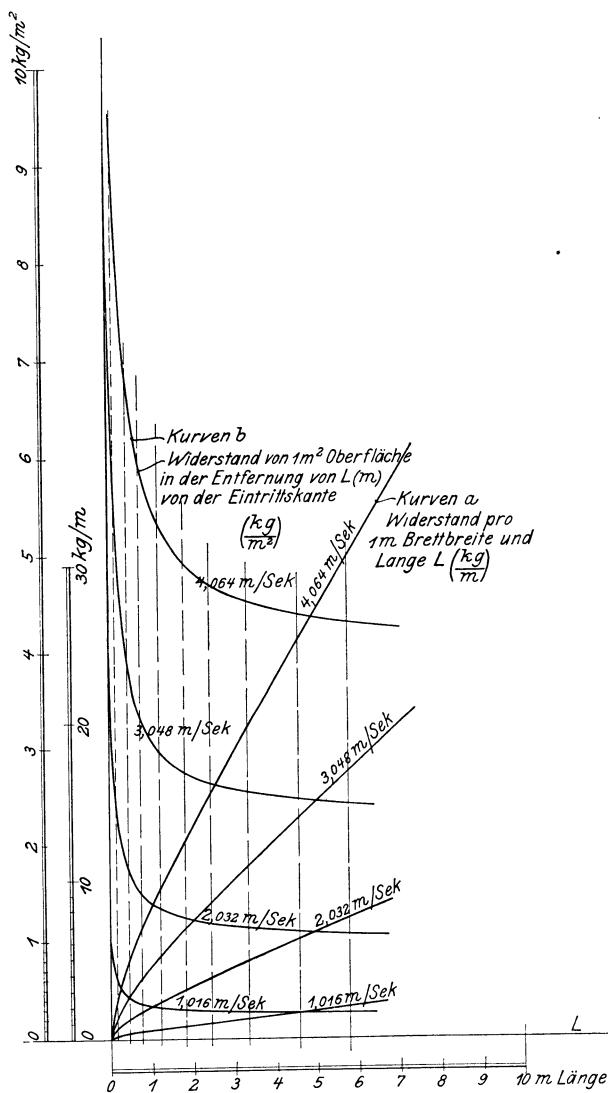
indem er diese Platten mit verschiedener serienweise gleicher Geschwindigkeit schlepppte. Dadurch erhielt Froude Kurven, welche für bestimmte Oberflächenbeschaffenheit und bestimmte Geschwindigkeit den Gesamtwiderstand einer beliebigen Plattenlänge bei bekannter Plattenbreite zu interpolieren gestatten (Fig. 46, 47 und 48).

Diese Froudeschen Versuche gestatten nun in einfacher Weise die Bestimmung des spezifischen Oberflächenwiderstandes für einen

¹⁾ W. Froude, Experiments on the surface friction experienced by a plane moving through the water. Report of the British Association 1872. Brighton. — do. Report to the Lords Commissioners of the Admiralty on experiments of the frictional resistance of water on a surface etc. 1874. Belfast.

beliebigen Punkt der Oberfläche. Die von Froude gegebenen Kurven sind dargestellt, indem die Brettängen als Abszissen, der Gesamtwiderstand des Brettes von der Breite der Einheit und von der in der Abszisse angegebenen Länge als Ordinate aufgetragen sind (Kurven a).

Versuche W. Froude 1872 und 1874 British Association.



Art der Oberfläche: Grober Sand.

Versuchsgrenzen: Geschwindigkeit bis 4,064 m/Sek. Länge der Fläche bis 6,10 m.

Fig. 46.

Bezeichnen wir mit W den spezifischen Oberflächenwiderstand, mit L die Plattenlänge, so stellen die Abszissen die Größe L , die Ordinaten der Kurven a die

Größe $\int W dL$ dar, wo W eine Funktion der Länge ist. Die Tangente in jedem Punkt der Kurve ergibt sonach den spezifischen Flächenwiderstand

$$W = \frac{d \int W dL}{d L}$$

Versuche W. Froude 1872 und 1874 British Association.

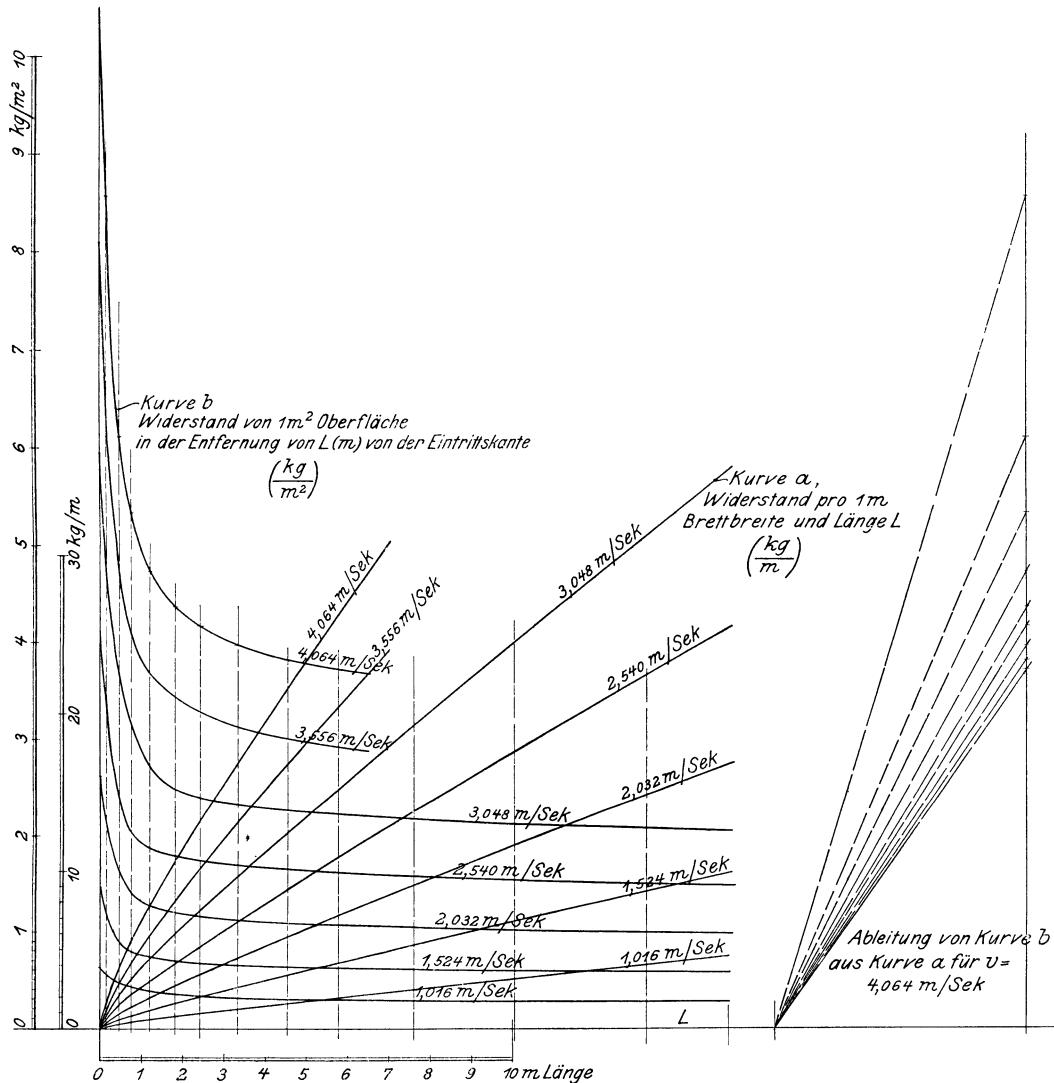


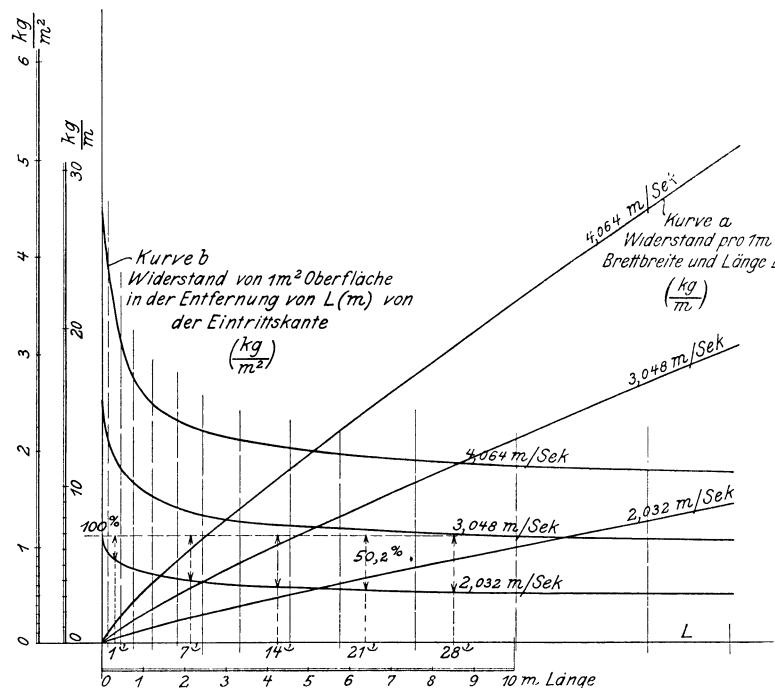
Fig. 47.

In den Figuren 48, 47 und 46 sind die spezifischen Oberflächenwiderstände für die drei Oberflächenzustände Lack anstrich, Calico und grober Sand

in der beschriebenen Weise graphisch abgeleitet dargestellt, und es lassen sich einige bemerkenswerte Schlüsse aus diesen Figuren ableiten.

1. Der spezifische Oberflächenwiderstand hat seinen maximalen Wert an der Eintrittskante und fällt rapide bei der Bewegung des Wassers längs der Platte.
2. Je rauher die Oberfläche ist, desto rascher erfolgt der Sturz des spezifischen Oberflächenwiderstandes.

Versuche W. Froude 1872 und 1874 British Association.



Versuchsgrenzen: Geschwindigkeit bis 4,064 m/Sek. Länge der Fläche bis 15,25 m.
Art der Oberfläche: Lackanstrich.

Fig. 48.

3. Der Oberflächenwiderstand nähert sich für jede Geschwindigkeit asymptotisch einem Grenzwerte, so daß man für technische Aufgaben genügend genau annehmen kann, daß in entsprechender Entfernung von der Eintrittskante der spezifische Widerstand konstant ist.

4. Aus der Beziehung

$$W = F \frac{\gamma}{g} \varrho \alpha V^2 + F \chi (1 - \alpha) \frac{V}{a} \dots \dots \dots \quad (54)$$

folgt, daß, wenn wir den Einfluß des letzten Gliedes — also der Schubspannungen — vernachlässigen und den Anfangswert des Widerstandes an der Eintrittskante als

Brettgeschwindigkeit messen, die Kurve b auch als Geschwindigkeitskurve des Wassers längs des Brettes betrachtet werden kann.

71.

Es bestätigt sich also durch die Froudeschen Versuche die von uns aus den Widerstandsmessungen an Rohren abgeleitete Folgerung auch für ebene Flächen, daß α im stationären Zustand für jede Fläche bestimmten Rauhigkeitsgrades einem bestimmten konstanten Endwert zustrebt.

Die Versuche von Froude genügen aber nicht, diese Werte numerisch zu ermitteln, und es müssen auch hier ebenso wie bei der Bewegung des Wassers durch Rohre systematische Versuche vorgenommen werden, welche den Zusammenhang des Widerstandes mit der Geschwindigkeitsverteilung längs der Fläche und quer zur Fläche klarlegen.

Ähnliche Versuche, wie sie von Froude zur Bestimmung des Oberflächenwiderstandes ebener Flächen in Wasser vorgenommen worden sind, sind von Zahm¹⁾ zur Bestimmung des Oberflächenwiderstandes ebener Flächen in Luft durchgeführt worden. Zahm benutzte ruhende Platten, welche er in einem rechteckigen Kanal einer Luftströmung von bekannter mittlerer Geschwindigkeit aussetzte. Da die Nähe der Kanalwände einen wesentlichen Einfluß auf die Geschwindigkeitsverteilung längs der Platte ausgeübt haben muß, so sind diese Versuche, welche sonst geeignet erscheinen, die in Abschn. 69 erörterte Frage der Umkehrbarkeit der Bewegungen zu verfolgen, nur von geringer Bedeutung. Aus denselben läßt sich jedoch genügend sicher das wichtige Ergebnis entnehmen, daß auch für das Gesetz des Oberflächenwiderstandes ebener Flächen die Art der Flüssigkeit belanglos ist.

72.

Messungen über die tatsächliche Geschwindigkeitsverteilung längs einer Platte liegen, soweit mir bekannt ist, nur von Calvert²⁾ vor.

Calvert schleppte eine flache Planke mit Lackanstrich von 28' Länge mit verschiedenen Geschwindigkeiten durch das Wasser und bestimmte durch gleichzeitige Messungen die Geschwindigkeit des Wassers in unmittelbarer Nähe der

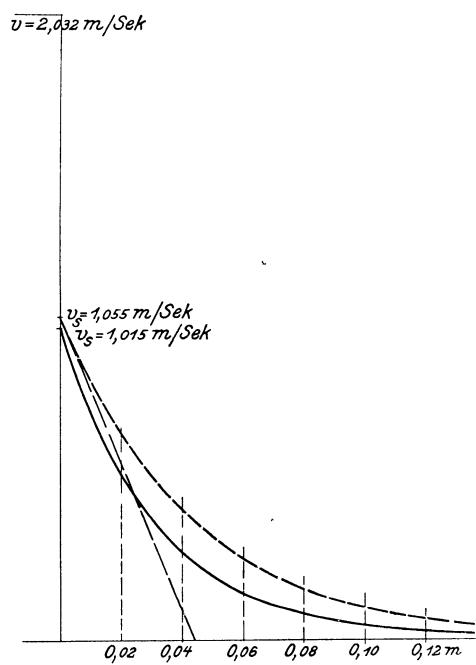
¹⁾ A. F. Zahm, Atmospheric friction with special reference to Aeronautics Bull. Phil. Soc. of Washington Vol XIV. 1904.

²⁾ George A. Calvert, On the measurement of wake currents. Transactions Inst. Naval Architects. 1893.

Planke in Entfernungen von 1', 7', 14', 21' und 28' von der Eintrittskante der Planke.

Dabei fand Calvert die Geschwindigkeiten beziehlich zu 16 %, 37 %, 45 %, 48 % und 50 % der Plankengeschwindigkeit. Die Schleppgeschwindigkeit betrug bis zu 2,03 m pro Sek.

Diese Versuchsbedingungen sind genügend ähnlich der Froudeschen Anordnung, deren Resultate in Fig. 48 niedergelegt sind, um einen Vergleich zu gestatten.



Entfernung des Meßquerschnittes von Eintrittskante = 8,54 m.

- — — Geschwindigkeitsverteilung berechnet unter Zugrundeziehung von W. Froudes Widerstandsziffern für Lackanstrich (Fig. 48).
- — — Geschwindigkeitsverteilung, gemessen durch Calvert an Planke mit Lackanstrich in Wasser.

Fig. 49.

Entnehmen wir aus dem Froudeschen Versuch (Fig. 48) für die Geschwindigkeit 2,03 m entsprechend der oben erläuterten Beziehung zwischen αV und dem Widerstand, daß nämlich die spezifischen Widerstände längs der Fläche für eine bestimmte Plattengeschwindigkeit annähernd proportional der Differenz der Geschwindigkeit von Platte und mitlaufendem Wasser sind, so ergeben sich im Verhältnis zur Brettgeschwindigkeit die beziehlichen Prozentsätze in 1', 7', 14', 21' und 28' von der Eintrittskante zu 21,6 %, 41,7 %, 45,5 %, 50,2 % und 52 % in genügend guter Übereinstimmung mit den direkten Messungen Calverts.

Ferner bestimmte Calvert die Geschwindigkeitsverteilung senkrecht zur Planke in der Entfernung von 28' von der Eintrittskante.

Er fand dabei für 2,03 m pro Sekunde Plankengeschwindigkeit die in Fig. 49 dargestellte Geschwindigkeitsverteilung und leitete aus diesen Messungen die Folgerung ab, daß die Geschwindigkeit quer zur Fläche in einer geometrischen Reihe abnimmt, wenn die Entfernung von der Planke nach einer arithmetischen Reihe wächst.

Unseren früheren Betrachtungen entnehmen wir, daß das Gesetz der Geschwindigkeitsverteilungen sich darstellen läßt durch Gl. 49.

$$v = (1 - \alpha) V e^{-\frac{x}{a}}$$

wo $(1 - \alpha) V$ die Randgeschwindigkeit, x der senkrechte Abstand von der Fläche und a ein Wert ist, welcher sich durch die Bedingung ausdrücken läßt, daß $\frac{(1 - \alpha) V a \gamma}{g}$ die gesamte pro Flächeneinheit senkrecht zur Fläche in der Flüssigkeit in einem bestimmten Punkte vorhandene Bewegungsgröße in Richtung der Plattengeschwindigkeit ist. (Über die Bedeutung von a vergleiche Abschn. 13.)

Versuchen wir nunmehr, die Geschwindigkeitsdifferenz wiederum nach den Froudeschen Versuchen und Fig. 48 zu errechnen, so werden wir zunächst vor die Aufgabe gestellt, die Bewegungsgröße des Wassers in einem Abstand von 28' Länge von der Eintrittskante zu ermitteln.

Nehmen wir an, daß die gesamte an der Fläche wirkende Oberflächenkraft während der Bewegung des Wassers längs der Fläche zur Beschleunigung des Wassers zur Verfügung gestanden hat, so finden wir die Bewegungsgröße $\int W dt$ unter Beachtung der Beziehung

$$\alpha V dt = dL$$

$$\text{und } W = \frac{\gamma}{g} \varrho \alpha V^2$$

$$\text{zu } \int W dt = \frac{\gamma}{g} \varrho V \int dL = \frac{\gamma}{g} \varrho VL$$

Hiermit ermittelt sich a zu

$$a = \frac{\varrho L}{1 - \alpha} \quad \dots \dots \dots \dots \dots \quad (55)$$

Mit Kenntnis von a ist aus Gl. 49 die Geschwindigkeitsverteilung senkrecht zur Fläche in der Entfernung L von beliebiger Eintrittskante vollkommen bestimmt.

Die berechneten Geschwindigkeiten stellen einen Grenzfall dar, insofern als wir bei ihrer Berechnung einen Energieverlust bei der Beschleunigung des Wassers durch die Oberflächenreibung nicht angenommen haben.

Die vorliegenden Versuche genügen auch nicht, diesen sicherlich vorhandenen Verlust zu berechnen. Der Vergleich der Calvertschen Messungen mit unserer Rechnung nach den Froudeschen Versuchen zeigt aber in Übereinstimmung mit dem in Abschnitt 24 über die Grenzen der wirbelnden Bewegung Gesagten, daß

der unmittelbar bei der Bewegung der Flüssigkeit längs der Fläche in Wärme umgesetzte Betrag der Energie jedenfalls nicht so bedeutend ist, wie man vielleicht anzunehmen geneigt wäre.

73.

Um einen ungefähren Einblick in die Verhältnisse eines Schiffes zu erhalten, habe ich in Fig. 50 die Geschwindigkeitsverteilung quer zu einer mit Lackanstrich versehenen Fläche, welche sich mit 10 m pro Sekunde durch das Wasser bewegt,

Geschwindigkeitsverteilung an einer Oberfläche mit Lackanstrich in einer Entfernung von 200 m von der Eintrittskante bei 10 m/Sek. Eigengeschwindigkeit der Oberfläche.

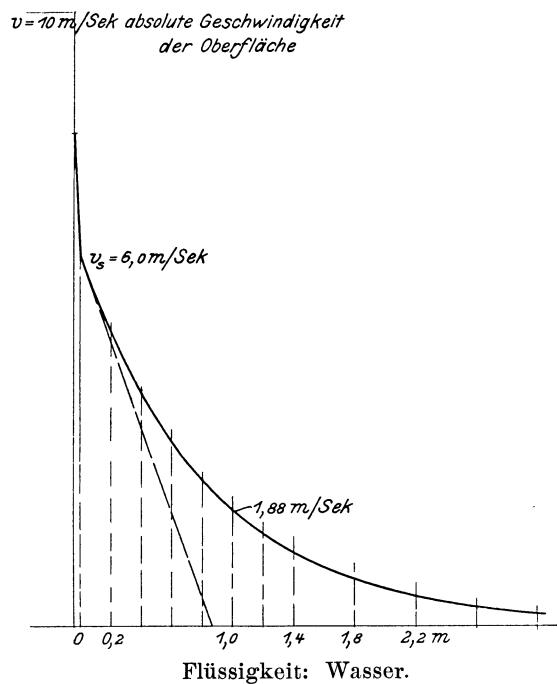


Fig. 50.

im Abstande von 200 m von der Eintrittskante berechnet, wiederum unter Annahme vollkommener Energieübertragung auf die Flüssigkeit.

Entsprechend Fig. 48 dürfte die Randgeschwindigkeit des Wassers etwa 60 % der Eigengeschwindigkeit betragen. Aus $(1-\alpha) = 0,6$, $\rho = 0,0026$ und $L = 200$ m ermittelt sich nach Gl. 55 a zu 0,866 m, woraus

$$v = 6 \cdot e^{-\frac{x}{0,866}}$$

Aus Fig. 50 erkennt man, welche gewaltigen Energiemengen in dem hinter dem Schiff zurückbleibenden Wasser aufgespeichert sind.

Es muß Versuchen überlassen bleiben, zu entscheiden, ob die Geschwindigkeitszunahme der Rand-

schicht an einer gekrümmten Fläche ebenso groß ist, wie an einer geraden Fläche. Ich möchte annehmen, daß bei der Bewegung des Wassers längs des Vorschiffes, bei welcher also stets neue Wasser teilchen infolge der Zunahme des Spantumfanges zu beschleunigen sind, eine geringere Zunahme der Wassergeschwindigkeit als bei ebenen Planken erfolgen wird, während beim Zusammenschluß der Wasserfäden bei der Bewegung am Hinterschiff eine relativ größere Breitenerstreckung des mitlaufenden Wassers zu erwarten ist.

Figur 50 beweist, daß eine die tatsächlichen Verhältnisse treffende Schraubenberechnung die Strömungsverhältnisse am Hinterschiff nicht unberücksichtigt lassen darf.

74.

Auf eine wichtige Tatsache möchte ich im Zusammenhang mit der Analyse der Froudeschen Versuche noch hinweisen, nämlich darauf, daß bei der Bewegung von kurzen Platten, z. B. Schraubenflügeln, der Reibungsbetrag des Widerstandes jedenfalls sehr viel höher ist, als man im allgemeinen nach den Versuchen mit längeren Platten anzunehmen pflegt, ferner darauf, daß der Rauhigkeitsgrad bei kurzen Flächen verhältnismäßig viel höher zur Geltung kommt, als bei Flächen größerer Längenausdehnung in der Bewegungsrichtung.

75.

Ein Naturgesetz dimensionslos auszudrücken, muß stets das letzte Bestreben des Forschers sein, indem er damit diejenigen Bedingungen festlegt, unter welchen die Naturerscheinung ohne Rücksicht auf Abmessungen, Zeiten und Kräfte sich in geometrisch ähnlicher Weise wiederholt.

Schreiben wir Gleichung 54

$$W = F \frac{\gamma \rho}{g} \alpha V^2 + F \chi (1 - \alpha) \frac{V}{a}$$

analog dem für Rohreibung gebrauchten Ansatz dimensionslos, so folgt

$$\frac{Wa}{FV\eta} = \frac{Va\gamma}{\eta g} \alpha \rho + \frac{\chi}{\eta} (1 - \alpha) \dots \dots \dots \quad (56)$$

und indem wir unter der Annahme, daß auf der Länge L stationärer Zustand herrscht, a proportional L , also $a = \varphi L$ setzen, finden wir, als dimensionslose Gleichung für die stationäre Bewegung einer Fläche in der Flüssigkeit

$$\frac{WL}{FV\eta} = \frac{VL\gamma}{\eta g} \alpha \rho + \frac{\chi}{\eta} \frac{(1 - \alpha)}{\varphi} \dots \dots \dots \quad (57)$$

Die Bedingung, daß a proportional L ist, kann nur für die stationäre Bewegung vorausgesetzt werden. Wir haben aber aus der Analyse der Froudeschen Versuche erkannt, daß dieser stationäre Zustand technisch genau genug bereits in nicht allzu weiter Entfernung von der Eintrittskante tatsächlich eintritt, so

daß wir die Gleichung 57 sehr wohl als allgemeinen Ausdruck des Oberflächenwiderstandes für ebene Flächen benutzen dürfen.

76.

In Fig. 45 habe ich die Werte $\frac{W L}{F V \eta}$, welche aus den Froudeschen Versuchen abgeleitet sind, als Ordinaten zu den zugehörigen Abszissen $\frac{V L \gamma}{\eta g}$ aufgetragen.

Der Charakter der Kurven entspricht vollkommen demjenigen der in Tafel I und II dargestellten Kurven für cylindrische Rohre.

Fig. 45 läßt sich benutzen, um die häufig benutzte Darstellung des Oberflächenwiderstandes durch eine Exponentialfunktion auf ihre Berechtigung nachzuprüfen. Schreiben wir wieder, wie in Abschnitt 60,

$$\frac{W L}{F V \eta} = a \left(\frac{V L \gamma}{\eta g} \right)^m,$$

so folgt für den Widerstand pro Flächeneinheit

$$\frac{W}{F} = a \frac{V^{m+1} \gamma^m \eta^{1-m}}{L^{1-m} g^m} \quad \text{oder} \quad \frac{W}{F} = a \frac{V^n \gamma^{n-1} \eta^{2-n}}{L^{2-n} g^{n-1}} \dots \dots \quad (58)$$

Schreibt man den Oberflächenwiderstand in der zumeist gebrauchten Form

$$\frac{W}{F} = A \gamma V^n, \dots \dots \dots \dots \dots \quad (59)$$

so erkennt man, daß A keineswegs ein konstanter Wert, sondern gleich

$$a \frac{\eta^{2-n}}{L^{2-n} g^{n-1} \gamma^{2-n}} = \frac{a}{g^{n-1}} \left(\frac{\eta}{L \cdot \gamma} \right)^{2-n} \dots \dots \dots \quad (60)$$

also sowohl von dem spezifischen Gewicht der Flüssigkeit, wie von der Temperatur, wie auch von der Schiffslänge abhängig ist.

Nehmen wir z. B. einen Temperaturunterschied des Wassers von 0° bis 28° an, so variiert die Konstante des Oberflächenwiderstandes A im Verhältnis von

$$\left(\frac{\eta_0}{\eta_{28}} \right)^{2-n}$$

und mit $n = 1,85$

$$\left(\frac{\eta_0}{\eta_{28}} \right)^{0,15} = 1,121,$$

d. h. der Oberflächenwiderstand ist um 12,1 % höher bei 0° wie bei 28° .

Die Wichtigkeit der Innehaltung konstanter Temperaturen bei Schleppversuchen, die Notwendigkeit der Anlage von künstlichen Anwärmvorrichtungen des Wassers in Versuchsbassins und vor allem der Angabe der Schlepptemperatur in allen Schlepp- und Probefahrts-Protokollen scheint mir damit genügend beleuchtet.

77.

Wenn wir den Reibungswiderstand eines Modells und eines Schiffes miteinander vergleichen, so erkennen wir, daß an dem größten Teil des Schiffes sich der stationäre Zustand der Flüssigkeitsbewegung ausgebildet haben wird, während das kürzere Modell in der Hauptsache in der Beschleunigungszone der Wasser teilchen arbeitet.

Man wird diesen Nachteil bei Modellschleppversuchen dadurch verringern können, daß man vor dem Modelle eine mit dem Wagen fest verbundene Platte, deren Bewegungswiderstand also nicht in die Messungen mit eintritt, anbringt, welche lediglich den Zweck hat, den stationären Zustand der Wasserbewegung am Modell so weit wie möglich zu sichern.

Macht man den Rauhigkeitsgrad von Modell und Schiff durch entsprechenden Anstrich des Modells gleich, so kann man annehmen, daß durch eine derartig vorgesetzte Platte eine der Reibungsströmung des Schiffes entsprechende Strömung an der Modelloberfläche annähernd erzeugt wird.

Soll der Einfluß der Flüssigkeitsbewegung von Modell und Schiff auf den Widerstand genau gleich sein, so muß auch am Modell der Verhältniswert φ (Abschn. 75) diesem Verhältniswert am Schiff gleich sein, d. h. also die Breite des in Bewegung gesetzten Flüssigkeitsstromes muß an Schiff und Modell den linearen Abmessungen ähnlich sein.

Da wir oben (Gl. 55) gesehen haben, daß der die Breite des Flüssigkeitsstromes charakterisierende Wert a bei stationärer Flüssigkeitsbewegung proportional L ist, so würde durch die Vorschaltung einer Reibungsfläche vor das Modell ein Flüssigkeitsstrom am Modell sich ausbilden, welcher relativ breiter ist, als am Schiff. Immerhin scheint es mir, daß es sich lohnen wird, durch Versuche festzustellen, ob die Ausschaltung des Beschleunigungszustandes der Oberflächenreibung und die Herstellung einer der Wasserbewegung am Schiff entsprechenden Strömung an der Modelloberfläche trotz der mangelnden Übereinstimmung der Ähnlichkeit der in Bewegung gesetzten Flüssigkeitsmassen, also der Nachlauferscheinungen, nicht die Gesamtübereinstimmung zwischen Modell und Schiff verbessern wird.

78.

Die Darstellung des Widerstandes in der Form der Gleich. 57 ist nur so lange zulässig, als der Körper in Flüssigkeit so tief eingetaucht ist, daß seine Bewegung eine Änderung der Flüssigkeitsoberfläche nicht bewirken kann.

Bewegt sich der Körper in der Oberfläche einer Flüssigkeit, wie z. B. ein schwimmendes Schiff, so bildet sich durch die Strömung des Wassers ein dynamisches Flüssigkeitsniveau längs dem Schiff aus, welches von dem Niveau der Ruhe verschieden ist.

Folge dieser geänderten Höhenverteilung des Wassers am Schiff ist eine auf den Schiffskörper einwirkende Widerstandskraft, welche proportional der Hauptspantfläche des Schiffes und der maximalen Höhendifferenz des dynamischen Niveaus am Schiff ist. Soll das dynamische Niveau an Schiff und Modell einander ähnlich sein, so müssen die Geschwindigkeit von Schiff und Modell sich verhalten wie die Wurzeln aus den linearen Abmessungen (Froudesches Vergleichsgesetz). Da man die dynamischen Niveauänderungen als Wellen bezeichnet, so wird der entsprechende Widerstand als wellenbildender Widerstand bezeichnet.

Der wellenbildende Widerstand läßt sich sonach ausdrücken durch

$$W = C F \frac{\gamma}{g} V^2, \quad \dots \dots \dots \dots \quad (61)$$

wo F die Hauptspantfläche oder eine aus zwei beliebigen linearen Abmessungen des Schiffes, z. B. Breite und Tiefgang gebildete Größe ist.

Man erkennt, daß dieser Ausdruck für den wellenbildenden Widerstand ebenso wie das erste Glied des Oberflächenwiderstandes gebaut ist, und man könnte versucht sein, eine dimensionslose Darstellung des Wellenwiderstandes zu bilden, ganz analog dem Ausdruck des Oberflächenwiderstandes

$$\frac{WL}{FV\eta} = C \frac{VL\gamma}{\eta g}. \quad \dots \dots \dots \dots \quad (62)$$

79.

Eine derartige Darstellung entspricht aber nicht der Bedingung, daß für gleiche Werte von $\frac{VL\gamma}{\eta g}$ gleiche Strömungszustände vorhanden sind, welche die Grundlage der Gleichheit des Beiwertes C für Schiff und Modell ist.

Eine geeignetere Darstellung für den wellenbildenden Widerstand findet man durch die folgende Überlegung.

Die Geschwindigkeit V einer Welle bei genügend tiefem Wasser ist mit der Wellenlänge L verbunden durch die Beziehung

$$V_{\text{Welle}} = \sqrt{\frac{L_{\text{Welle}} \cdot g}{2\pi}}$$

$$\text{woraus } \frac{V_{\text{Welle}}}{\sqrt{L_{\text{Welle}} \cdot g}} = \sqrt{\frac{1}{2\pi}}$$

Sollen die Wellenbilder an zwei ähnlichen Schiffen einander ähnlich sein, so muß auch der Wert

$$\frac{V_{\text{Schiff}}}{\sqrt{L_{\text{Schiff}} \cdot g}} \text{ ähnlich dem Werte } \frac{V_{\text{Welle}}}{\sqrt{L_{\text{Welle}} \cdot g}} \text{ sein.}$$

Damit findet sich der Wert $\frac{V}{\sqrt{Lg}}$ als eine Achse des Koordinatensystems.

Die zweite Achse findet sich aus der Gleichung für den wellenbildenden Widerstand

$$W = C \cdot F \cdot \frac{\gamma}{g} V^2$$

oder $\frac{W \sqrt{g}}{V F \cdot \gamma \sqrt{L}} = C \frac{V}{\sqrt{g L}} \dots \dots \dots \dots \dots \dots \quad (63)$

$$\text{mit } \frac{W \sqrt{g}}{V F \gamma \sqrt{L}}.$$

Wird der wellenbildende Widerstand eines Modells in der so charakterisierten Weise in einem Kordinatensystem aufgetragen, so entspricht nach dem oben über die Art des wellenbildenden Widerstandes Gesagten, einem bestimmten Wert $\frac{V}{\sqrt{Lg}}$ ein eindeutig bestimmtes Wellen-Strömungsbild, vorausgesetzt, daß die Abmessungen des Schiffes und seiner Umgebung der Abmessung des Modells und seiner Umgebung ähnlich sind.

Eine ähnliche Darstellung des wellenbildenden Widerstandes ist bereits durch Taylor¹⁾ angegeben worden.

Derselbe trägt den Wert $\frac{V}{\sqrt{L}}$ als Abszisse

den Wert $\frac{W}{L^3}$ als Ordinate

auf. Diese Auftragung liefert Bilder, welche unserer Darstellung ähnlich sind, sich jedoch von derselben dadurch wesentlich unterscheiden, daß die gewählten Größen

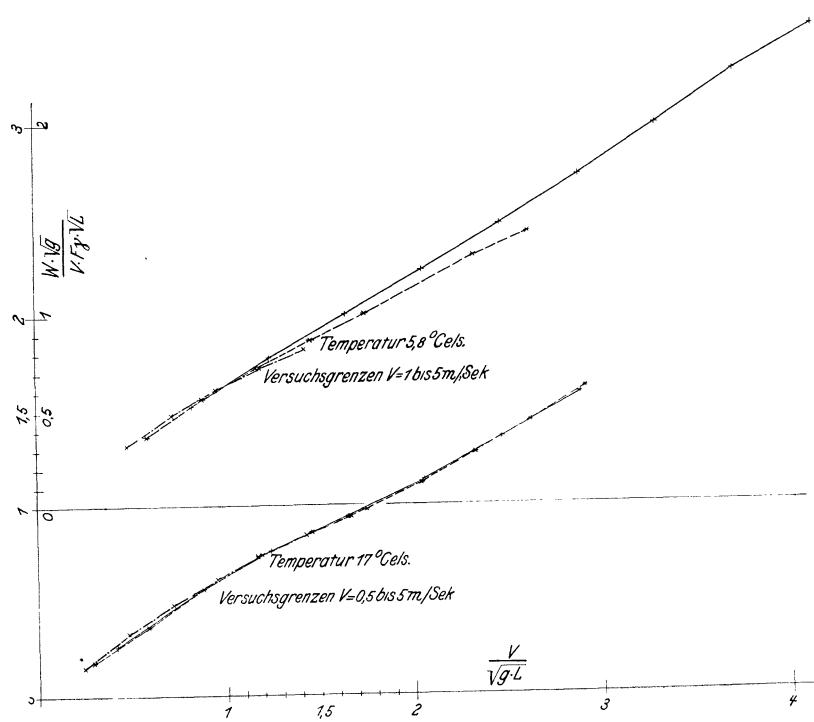
¹⁾ D. W. Taylor, The speed and power of ships 1911, siehe auch R. E. Froude, On the „Constant“ System of Notation of Results of Experiments on Models. Transactions Inst. Nav. Arch. 1888.

nicht dimensionslos sind. Der Taylorschen Darstellung kommt also nicht die allgemeine Bedeutung unserer Darstellung zu. Es würde daher eine dankenswerte Aufgabe sein, die wertvollen systematischen Versuche Taylors mit Modellen veränderlichen Völligkeitsgrades usw. in unsere Darstellung überzuführen.

80.

An einem Schiffsmodell ist neben dem wellenbildenden Widerstand der Oberflächenwiderstand von bestimmender Bedeutung, und wir können daher die

H. Engels und Fr. Gebers Schiffbau IX 1907/08.



- + Platte $0,1 \times 0,1 \text{ m}^2 L = 0,15 \text{ m}$
 - * Platte $0,2 \times 0,2 \text{ m}^2 L = 0,30 \text{ m}$
 - X Platte $0,3 \times 0,3 \text{ m}^2 L = 0,45 \text{ m}$
- $L = \text{Abstand der Plattenmitte unter Niveau.}$

Fig. 51.

in Abschnitt 79 gegebene Überlegung scharf nur an solchen Körpern prüfen, bei welchen der wellenbildende Widerstand gegenüber dem Widerstand der Schubkräfte überwiegt. Solche Körper sind Platten, welche quer durch das Wasser bewegt werden. Versuche mit solchen Platten liegen in ausgezeichneter Weise von

Engels und Gebers¹⁾ vor. In Fig. 51 und 52 sind die Messungen von Engels und Gebers für die drei Platten 100×100 mm, 200×200 mm und 300×300 mm aufgetragen.

Da man nur von gleichartigen Strömungsbildern Gleichheit der Beiwerte erwarten kann, müssen solche Versuche zusammengefaßt werden, bei welchen die Tauchtiefen den linearen Abmessungen der Platten proportional sind. Wie die

H. Engels und Fr. Gebers Schiffbau IX 1907/08
Plattenoberkante in Niveau.

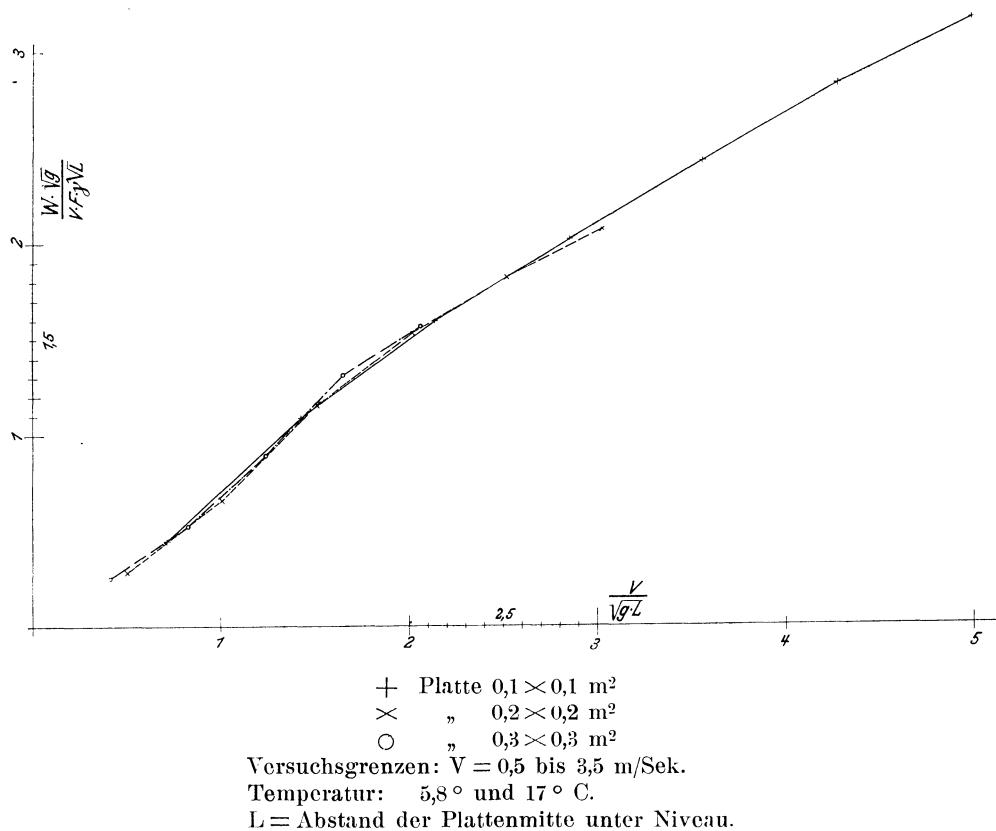


Fig. 52.

Figuren zeigen, bestätigen die Resultate vollkommen die Richtigkeit des oben Gesagten, wie auch schon die Autoren auf die Tatsache hingewiesen haben, daß die Widerstandsversuche mit Platten in vollkommener Weise dem Froudeschen Vergleichsgesetz entsprechen.

¹⁾ H. Engels und Fr. Gebers, Schiffbau IX 1907/08. Der Beiwert k in der Formel $W = k \cdot \gamma \cdot F \frac{V^2}{2g}$ für den Wasserwiderstand bewegter plattenförmiger und prismatischer Körper.

Die Versuche von Engels und Gebers bei zwei verschiedenen Temperaturen $5,8^\circ$ und 17° , für welche die Schubspannungen sich verhalten wie 15 zu 11, zeigen, daß ein Einfluß der Schubspannungsdifferenz bei den ausgetauchten Platten, (Fig. 52) bei welchen also der wellenbildende Widerstand überwiegend in die Erscheinung tritt, überhaupt nicht festzustellen ist.

Bei den untergetaucht geschleppten Platten (Fig. 51) kann ein Einfluß der Schubspannungsdifferenz nur bei den Versuchen mit niedriger Temperatur also hohem Schubkoeffizienten aus den Versuchen herausgelesen werden. Da jedoch unsere Umrechnungen nur nach den von den Autoren tabellarisch gegebenen, nicht nach den gemessenen Werten erfolgen konnten, möchte ich die Genauigkeit der Übertragung nicht übertrieben einschätzen und irgendwelche Schlüsse auf die Größe des Einflusses der Schubspannungen nicht ziehen.

Bei dieser Gelegenheit möchte ich die Bitte zum wenigsten an unsere deutschen Experimentatoren stellen, stets den ausgestrakten Versuchskurven die Originalmessungen tabellarisch beizufügen, um so eine freie Bearbeitung der Resultate auch andern zu ermöglichen.

81.

Von Interesse ist die Frage, wie sich die Widerstandsverhältnisse ändern, wenn die Tauchtiefe der Platte so groß wird, daß eine merkbare Niveauänderung der Flüssigkeit nicht eintritt. Diese Verhältnisse liegen z. B. bei der Bewegung einer Platte in Luft vor. In Fig. 53 sind die Versuche von Engels und Gebers nochmals in einem Koordinatensystem mit $\frac{V}{\sqrt{gL}}$ und $\frac{W\sqrt{g}}{VF\sqrt{L}}$ dargestellt, wobei L gleich der einer Plattenseite gewählt wurde. Desgleichen sind die Versuche von Eiffel mit fünf quadratischen Platten von den Seiten $L = 0,25, 0,357, 0,5, 0,707$, und $1,00 \text{ m}$ in Luft in gleicher Weise eingetragen. Man erkennt, daß die gewählte Darstellungsart durchaus genügt, trotzdem von einer mit einer Niveauänderung verbundenen Wellenbildung bei dieser völlig untergetauchten Platten nicht die Rede sein kann, und daß die Versuche Eiffels sich in guter Übereinstimmung an die Versuche von Engels und Gebers anschließen. Die Erklärung liegt darin, daß auch bei den völlig untergetauchten Platten eine Wellenbildung vorhanden ist, welche allerdings nicht in Niveaudifferenzen, sondern in Druckdifferenzen zum Ausdruck kommt. Die gewählte Darstellung bleibt deshalb für alle Flüssigkeitsbewegungen richtig, auch wenn keine äußere Niveauänderung eintritt, solange als die Schubspannungen der Flüssigkeitsbewegung vernachlässigt werden können. Die gewählte Darstellung

ist deshalb insbesondere auch verwendbar für die Darstellung des Wirbelwiderstandes, also des Oberflächenwiderstandes, welcher durch Vorsprünge erzeugt wird, deren Abmessungen mit den linearen Dimensionen des Flusses ver-

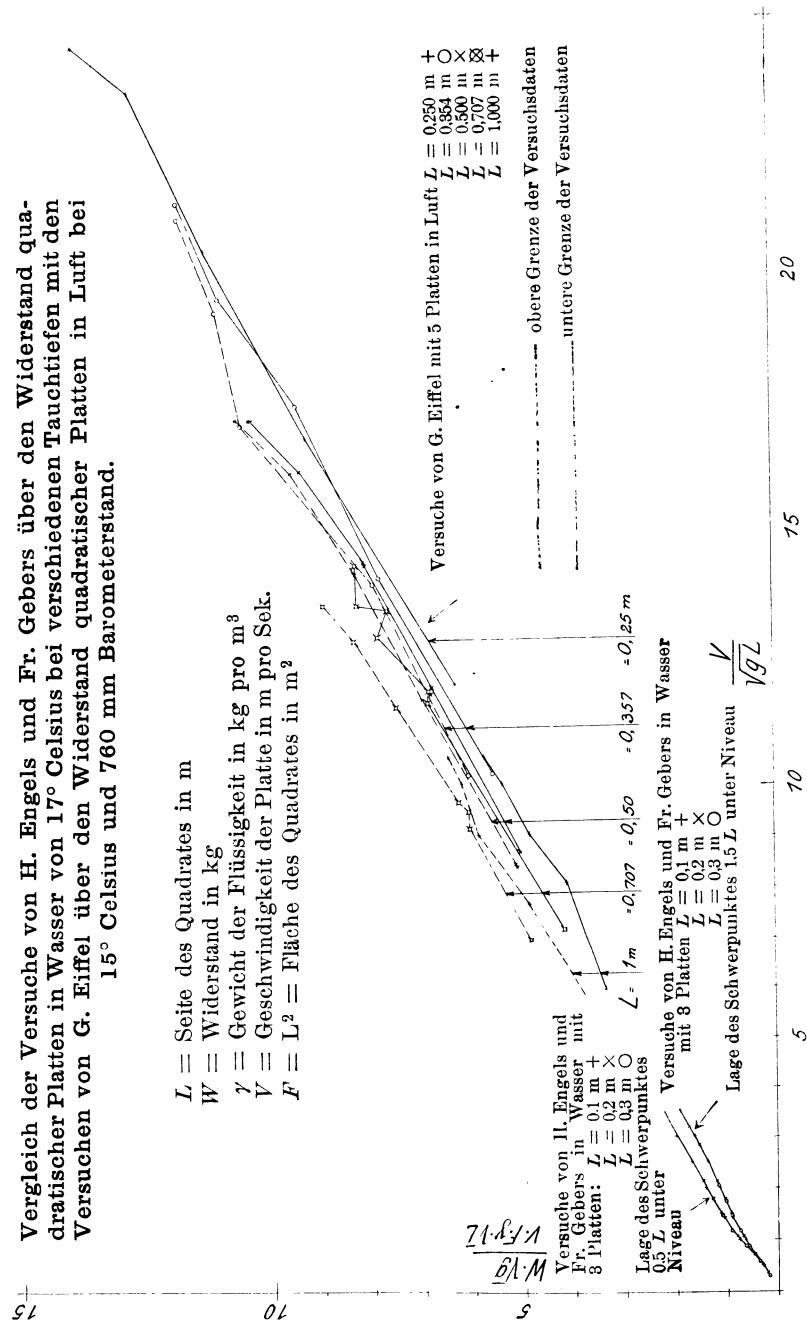


Fig. 53.

gleichbar sind, indem man den Widerstand einer völlig untergetauchten Platte, an welcher sich eine diskontinuierliche Flüssigkeitsbewegung ausbildet, sowohl als wellenbildenden wie auch als Wirbelwiderstand ansehen kann.

82.

Der Umstand, daß das erste Glied des Oberflächenwiderstandes und der wellenbildende Widerstand durchaus gleich gebaut sind, ferner der Umstand, daß der Rauhigkeitsgrad ϱ und der Verhältniswert α der Randgeschwindigkeit zur Schiffs geschwindigkeit für eine bestimmte Oberfläche im stationären Zustande sehr nahe als konstant angesehen werden dürfen und auch an Schiff und Modell durch Vorschaltung einer zusätzlichen Reibungsfläche genügend genau gleich gemacht werden können, legt den Gedanken nahe, auch den Oberflächenwiderstand eines Schiffes in der für den wellenbildenden Widerstand gewählten Form auszudrücken.

Der Oberflächenwiderstand ist nach Gleichung 54 dargestellt durch

$$W = F \frac{\gamma}{g} \varrho \alpha V^2 + F \chi (1 - \alpha) \frac{V}{\varepsilon L}.$$

Der Ausdruck läßt sich umformen in

$$\frac{W \sqrt{g}}{V \sqrt{\gamma} \sqrt{L}} = \sqrt{\frac{V}{g L}} \alpha \varrho + \frac{1 - \alpha}{\varepsilon} \cdot \frac{\chi \sqrt{g}}{\gamma \sqrt{L^3}} = \sqrt{\frac{V}{g L}} \left(\alpha \varrho + \frac{1 - \alpha}{\varepsilon} \frac{\chi g}{L V \gamma} \right). \quad (64)$$

Der Beiwert von $\sqrt{\frac{V}{g L}}$ setzt sich also aus einem nur vom Rauhigkeitsgrad und einem zweiten von der Schubspannung, den linearen Abmessungen, der Geschwindigkeit der Fläche und dem spezifischen Gewicht der Flüssigkeit abhängigen Gliede zusammen.

Der Einfluß des zweiten Schubspannungsgliedes wird um so geringer, je größer — absolut genommen — L und V ist, d. h. in je größerem Maßstab das Modell ausgeführt ist und für je höhere Geschwindigkeiten der Widerstand gemessen wird.

Drücken wir den wellenbildenden Widerstand aus durch

$$W = C \beta B T \frac{\gamma}{g} V^2,$$

wo β der Hauptspantkoeffizient, B die Breite, T der Tiefgang des Schiffes ist, und bezeichnen wir das Verhältnis der eingetauchten Hauptspantfläche zur benetzten Oberfläche mit χ , also $\beta B T = \chi F$, so läßt sich der Gesamtwiderstand ausdrücken durch

$$W = C \chi F \frac{\gamma}{g} V^2 + F \frac{\gamma}{g} \alpha \varrho V^2 + F \chi (1 - \alpha) \frac{V}{\varepsilon L} \dots \dots \dots \quad (65)$$

womit in dimensionsloser Darstellung

$$\frac{W \sqrt{g}}{V F \sqrt{\gamma} \sqrt{L}} = \sqrt{\frac{V}{g L}} \left(C \chi + \varrho \alpha + \frac{1 - \alpha}{\varepsilon} \frac{\chi g}{V L \gamma} \right) \dots \dots \dots \quad (66)$$

Da nach Abschnitt 81 auch die durch wirbelbildende Vorsprünge, deren lineare Abmessungen von der Größenordnung der Schiffsabmessung sind, erzeugten Widerstände in der Form des zweiten Gliedes sich ausdrücken lassen, so erhalten wir in der Gleichung 66 ein allgemein brauchbares Mittel zur Darstellung der Modellversuche und Probefahrtsresultate.

Indem man die Gleichung 65 durch Vertauschung der Hauptspanntfläche mit dem Areal der Schwimmwasserlinie oder mit (Displacement) $^{2/3}$ usw. umformt, erhält man weiter die Möglichkeit, den Einfluß der Hauptverhältniswerte der Schiffskonstruktion auf den Schiffswiderstand durch Modellversuche systematisch zu beleuchten.

Sache des Versuches muß es sein, festzustellen, wieweit der Einfluß des Schubspannungsgliedes bei den Modellversuchen störend in die Erscheinung tritt. Bei den heute gebräuchlichen Abmessungen der Modelle und für raschlaufende Schiffe dürfte derselbe bei Innehaltung konstanter Temperatur bei den Versuchen nicht von allzugroßer Bedeutung werden. (Vergl. hierzu Abschn. 83.)

83.

Um die Brauchbarkeit unserer Darstellungsmethode schon jetzt bestmöglichst zu prüfen, habe ich die bekannten Vergleichsversuche W. Froudes¹⁾ zwischen der „Greyhound“ und ihrem Modell umgerechnet und in Fig. 54 dargestellt. Wie man

erkennt, kann der Wert $\frac{W \sqrt{g}}{V \cdot F \cdot \gamma \cdot VL}$ des Schiffes im ganzen Bereich der Messung genügend genau durch 91,5 % des Modellwertes ausgedrückt werden. Hiernach scheint der Einfluß der Schubspannung der Flüssigkeit selbst bei den geringen Geschwindigkeiten und Abmessungen der Greyhound und ihres Modelles so stark hinter den quadratischen Widerständen zurückzutreten, daß er für die Zwecke einer technischen Messung vernachlässigt werden darf.

Überraschend erscheint zunächst in Fig. 54 die Tatsache, daß der Wert $\frac{W \sqrt{g}}{V \cdot F \cdot \gamma \cdot VL}$ des Modelles größer ist als der des Schiffes, trotzdem die Modelloberfläche—Lackanstrich—zweifellos gegenüber der Oberfläche des gekupferten Schiffes geringeren Rauhigkeitsgrad aufweist. Die Erscheinung findet ihre zwanglose Erklärung in unserer Analyse der Froudeschen Versuche über den Oberflächenwiderstand ebener Platten aus welchen es sich ergeben hat (Figuren 46, 47 und 48), daß

¹⁾ W. Froude, On experiments with H. M. S. Greyhound. Trans. Inst. Nav. Arch. 1874.

der spezifische Oberflächenwiderstand einer kurzen Fläche — des Modelles — bedeutend höher sein kann, als der Oberflächenwiderstand einer längeren Fläche — des Schiffes — selbst bei größerem Rauigkeitsgrad dieser Fläche. Um diesen Nachteil des Modellversuches auszugleichen, hatte ich in Abschnitt 77 die Vorschaltung einer zusätzlichen Reibungsfläche vor das Modell vorgeschlagen.

84.

Der Druck, welcher, wie in Abschnitt 18 klargelegt, erforderlich ist, um dem Wasser eine seitliche Beschleunigung zu erteilen, erzeugt an der freien Wasseroberfläche eine Niveauänderung, die Bugwelle. Diese von dem Vorschiff erzwun-

W. Froude. On Experiments with H. M. S. Greyhound. Trans. Inst. Nav. Arch. 1874.

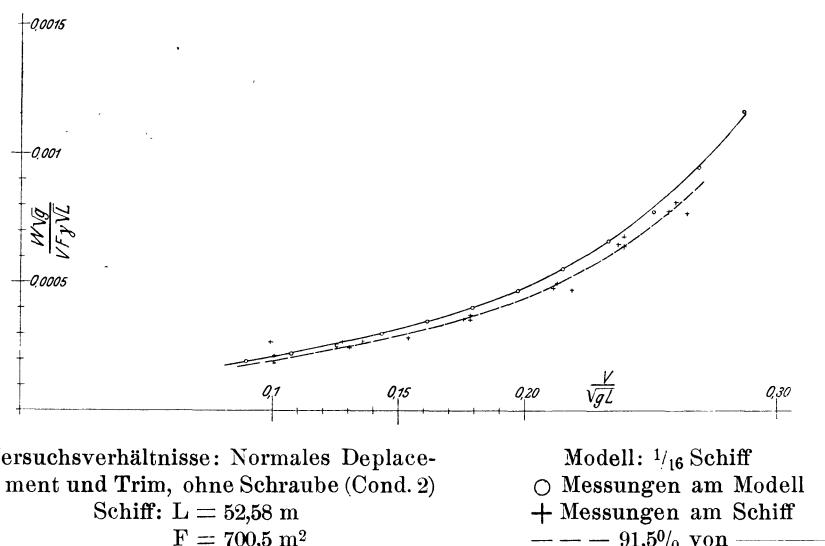


Fig. 54.

gene Welle pflanzt sich mit ihrer eigenen Fortpflanzungsgeschwindigkeit fort, genau wie die Stimmgabel, ganz gleichgültig, wie der Anschlag erfolgt ist, stets genau den gleichen Ton gibt.

Die Fortpflanzungsgeschwindigkeit V der Welle — genügend tiefes Wasser vorausgesetzt — ist mit der Wellenlänge l verbunden durch

$$V = \sqrt{\frac{g l}{2\pi}} \quad \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \quad (67)$$

Der Wert $\frac{V}{\sqrt{gL}} = \frac{1}{2\pi} = 0,399$ entspricht also, in unser nach Art des im Ab-

schnitts 79 entwickelten gezeichnetes Diagramm übertragen, einer Welle, deren Länge gleich der Länge des Schiffes und deren Geschwindigkeit der Schiffs geschwindigkeit gleich ist.

Der Wert

$$\sqrt{\frac{V}{gL}} = \frac{1}{2\pi} \dots \dots \dots \dots \quad (68)$$

entspricht in unserem Diagramm einer Welle, deren Länge $= \frac{1}{n}$ der Schiffs länge und deren Geschwindigkeit gleich der des Schiffes ist, welche also relativ zum Schiff unverrückt erscheint.

Jedem Wert von n entspricht in unserem Diagramm ein eindeutig bestimmter Punkt der Abszissenachse:

$n = \frac{1}{2}$	entspricht	$\sqrt{\frac{V}{gL}}$	$= 0,5645$
$= 1$			$= 0,3990$
$= 2$			$= 0,2822$
$= 3$			$= 0,2304$
$= 4$			$= 0,1994$
$= 5$			$= 0,1785$
$= 6$			$= 0,1629.$

Wir können sonach aus dem Wert $\sqrt{\frac{V}{gL}}$ jedes Schiffes sofort auf die Wellen erscheinung am Schiff schließen.

Z. B.: ein Torpedoboot von 70 m Länge und einer Geschwindigkeit von 15 m/Sek. besitzt den Wert $\sqrt{\frac{V}{gL}}$ = 0,573. Die zugehörige Wellenform ist derart, daß das Boot auf der ersten Hälfte der Begleitwelle liegt.

: Ein Kreuzer von 170 m Länge und einer Geschwindigkeit von 14 m/Sek. besitzt den Wert $\sqrt{\frac{V}{gL}}$ = 0,343. Die Wellenform ist also derart, daß eine Welle von etwa der Länge des Kreuzers mitläuft. In der Mitte des Schiffes wird sich ein sehr tiefes Wellental ausbilden, indem die Einsenkung in der Schiffsmitte mit dem Wellental der ausschwingenden Bugwelle zusammentrifft.

: Ein Schnelldampfer von $L = 200$ m besitzt bei $V = 12$ m/Sek. den Wert $\sqrt{\frac{V}{gL}}$ = 0,271, der Schnelldampfer überdeckt sonach zwei ganze Wellenzüge: die

Einsenkung in der Schiffsmitte wird durch den Wellenberg der ausschwingenden Bugwelle ganz oder teilweise aufgefüllt.

: Ein Frachtdampfer von $L = 100$ m und $V = 5$ m/Sek. besitzt ein $\frac{V}{\sqrt{Lg}}$ = 0,160. Die Bugwelle schwingt sonach in sechs Wellenzügen längs des Schiffes ab.

: Ein Schlepper von $L = 16$ m und $V = 5$ m/Sek. besitzt ein $\frac{V}{\sqrt{Lg}} = 0,40$, erzeugt sonach ein Wellenbild ähnlich dem Kreuzer, gekennzeichnet durch die tiefe Einsenkung in der Schiffsmitte, die wir an schnellen Schleppern tatsächlich zu sehen gewohnt sind.

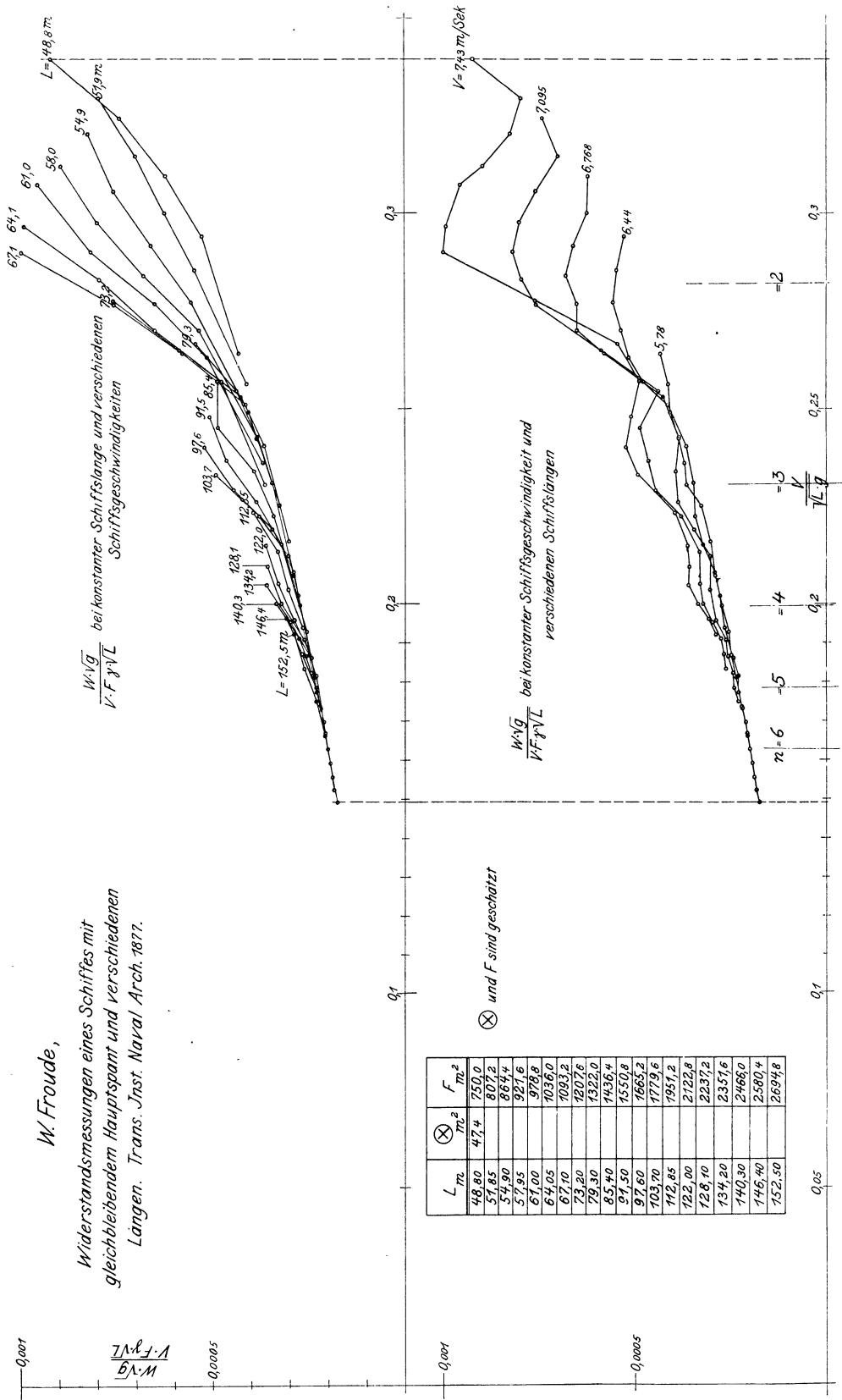
85.

Die Untersuchungen von W. Froude¹⁾ über den Widerstand eines Schiffes von gleichem Hauptspantquerschnitt aber verschiedenen Schiffslängen hat den Zusammenhang der Eigenschwingung der Bugwelle mit dem Schiffswiderstand klar erwiesen. In Figur 55 sind die Versuche Froudes umgerechnet niedergelegt und die charakteristischen Werte von $\sqrt{\frac{V}{Lg}} \cdot \frac{L}{n}$ für $n = 2, 3, 4, 5$ und 6 (Anzahl der Ausschwingungen der Bugwelle pro Schiffslänge) eingetragen.

Der größte Schiffswiderstand, herrührend vom dynamischen Niveau, ist zu erwarten, wenn das Heck in dem Tal einer der ausschwingenden Bugwellen liegt, wenn also die Zahl der Wellenzüge vom Vorschiff bis zum Hinterschiff etwa $n = \frac{1}{2}, 1\frac{1}{2}, 2\frac{1}{2}$ usw. ist. Da die Bugwelle ihren maximalen Wert hinter dem Vorsteven besitzt, das Wellental der ausschwingenden Bugwelle am Heck den größten Einfluß auf den Widerstand haben wird, wenn es vor dem Heck liegt, so kommt als Wellenlänge, bei welcher der Schiffswiderstand seinen maximalen Wert erreicht, ein kleinerer Wert wie $\frac{L}{\frac{1}{2}}, \frac{L}{1\frac{1}{2}}, \frac{L}{2\frac{1}{2}}$ in Frage, also Werte, welche näher bei $\frac{L}{1}, \frac{L}{2}$ usw. liegen, wie dies aus Fig. 55 tatsächlich ersichtlich ist.

Statt, wie es in dem unteren Teil der Fig. 55 geschehen ist, die Werte konstanter Geschwindigkeit zu Kurvenzügen zu verbinden, kann man auch die Werte konstanter Schiffslängen miteinander verbinden. Man erhält dann, wie es in dem oberen

¹⁾ W. Froude, On Experiments upon the effect produced on the wave-making resistance of ships by length of parallel middle body. Transactions Inst. Naval Architects 1877.



Teil der Fig. 55 abgebildet ist, Werte von $\frac{W \sqrt{g}}{V F \gamma \sqrt{L}}$ für gleiche Schiffs-

längen und verschiedene Geschwindigkeiten, also die gleichen Kurven, welche wir in Fig. 54 für Greyhound aufgestellt haben. Gleichartige Kurven erhält man auch durch Auftragen der Daten von Progressivfahrten in unserer Diagrammform.

86.

Da die Schraube eine vollkommene Veränderung des Strömungsbildes am Hinterschiff hervorruft, kann der Widerstand eines Schraubenschiffes durch den Widerstand eines Modells nur dann verglichen werden, wenn hinter dem Modell durch eine Schraube das genau gleiche Strömungsbild erzeugt wird, wie es am Schiff zu erwarten ist.

Der einfachste Vorgang besteht darin, die Schraube in genau gleicher Weise am Modell anzubringen wie am Schiff und sie auch in gleicher Weise vom Innern des Modelles aus zu betreiben. Modellschraube und Modell müssen ähnliche Durchmesserabmessungen besitzen, wie die wirkliche Schraube und das Schiff; die Schraubensteigung des Modelles ist frei wählbar, muß aber mit der Umdrehungszahl so in Einklang gebracht werden, daß sie am Modell den gleichen Slip in Prozenten ergibt, wie er für das Schiff beabsichtigt wird. Mit dem ähnlichen Durchmesser und dem gleichen Slip sind ähnliche Strömungsverhältnisse gewährleistet und damit ist eine korrekte Bestimmung des Schiffswiderstandes aus dem Modellwiderstand auch für Schraubenschiffe möglich.

87.

Das in 81 bis 85 Gesagte beweist die außerordentliche Fruchtbarkeit der dimensionslosen Darstellung für das Eindringen in den Naturvorgang des Schiffswiderstandes und lädt dazu ein, sämtliche bisher ausgeführten Modellschleppversuche in der hier gezeigten Weise umzurechnen und die Resultate systematisch geordnet, z. B. in Abhängigkeit vom Völligkeitsgrade oder vom Verhältnis des Hauptspantes zur benetzten Oberfläche oder vom Völligkeitsgrad der Schwimmwasserlinie usw. aufzutragen.

Ebenso dürfte es sich empfehlen, die entsprechenden Resultate der Progressivfahrten in genau gleicher Weise (W ausgedrückt durch $\frac{PSi}{V}$) anzugeben, und damit die Maßstäbe zur Übertragung der Modellwiderstände auf die Maschinenleistung zu finden.

Bewährt sich die Vorschaltung der zusätzlichen Reibungsfläche vor das Modell, so dürfte das weitere Ziel der Modellversuche darin zu sehen sein, die Dia-

gramme in Abhängigkeit von den einzelnen Konstruktionsfaktoren so auszubilden, daß der Widerstand für alle üblichen Formen direkt den Diagrammen entnommen werden kann, so daß nur für völlig neuartige Schiffe — Gleitboote, Tunnelschiffe usw. — ein Schleppversuch überhaupt noch nötig wird.

Die Aufstellung einer alle Verhältnisse einschließenden Widerstandsformel dürfte nach dem Gesagten ein unmögliches, daher nicht erstrebenswertes Ziel sein. Will man eine Widerstandsformel zum Ausdruck eines begrenzten Bereiches aufstellen, so empfiehlt es sich, wie im Abschnitt 64 für den Widerstand von Flüssigkeiten in Rohren bereits erwähnt, die Konstruktionsfaktoren in Zusammenhang mit unbenannten Größen also für den Schiffswiderstand mit

$$\frac{W \nu g}{V F \gamma v L}, \quad \frac{V}{\nu g L}, \quad \frac{W L}{F V \eta} \quad \text{und} \quad \frac{\eta g}{V L \gamma}$$

zu bringen.

88.

Wenn nun auch Modellversuche bei genügender Berücksichtigung des Vorhandenseins ähnlicher Flüssigkeitsbewegungen an Schiff und Modell durchaus brauchbare Resultate für die Ermittlung des Widerstandes liefern, so ist das Studium der Erscheinungen am Schiff selbst zum Verständnis der Widerstandsvorgänge doch nicht zu entbehren.

Es ist kaum zu verstehen, daß die Grundlagen des Schiffswiderstandes, die Bewegung des Wassers in unmittelbarer Nähe des Schiffes, sowie die Druckverteilung am Schiffskörper heute, abgesehen von den Beiträgen Calverts, noch vollkommen unerforscht sind, trotzdem derartige Untersuchungen die Grundlage des Verständnisses der Erscheinungen bilden und der heutige Stand des Apparatebaues es gestattet, derartige Untersuchungen und Messungen ohne wesentliche Störung des Dienstbetriebes der Schiffe vorzunehmen. Zur weiteren Erforschung der Wirkungsweise der Schiffsschraube dürften überhaupt nur Versuche an den Schiffen selbst in Frage kommen, hierfür auch dringend notwendig sein.

Es würde mich besonders freuen, wenn meine heutigen Ausführungen nach dieser Richtung anregend zu wirken imstande wären.

89.

Auch die Ableitungen der letzten Abschnitte waren sämtlich vorgenommen worden ohne Rücksicht darauf, welcher Art die Flüssigkeit ist. Wir dürfen daher

unsere Ausführungen sowohl für Wasser wie für Luft in gleicher Weise gelten lassen.

Der Aerodynamik wird damit das ganze Versuchsmaterial der Hydrodynamik zur Verfügung gestellt und sie gewinnt zugleich dadurch, daß der Wert $\frac{\gamma}{\eta}$ für Wasser etwa das Zehnfache des Wertes für Luft ist, ein außerordentlich bequemes Mittel, den Maßstab ihrer Versuche durch Benutzung von Wasser als Versuchsflüssigkeit zu reduzieren und so die umfangreichen Ausgaben für Versuchsanstalten durch Angliederung an die bestehenden Schleppversuchsstationen zu reduzieren.

Zugleich erwächst den Schleppversuchsanstalten in der Aerodynamik eine Erweiterung ihres Wirkungskreises, welche nur anregend auch auf die speziellen Probleme des Schiffbaues wirken kann.

90.

In dem Vorgetragenen habe ich versucht, von der für die Hydrodynamik so außerordentlich wichtigen Mechanik des Oberflächenwiderstandes ein konkretes Bild zu schaffen, nicht in dem Glauben, mit diesem Bilde heute schon die Wirklichkeit voll erschöpfend erschlossen zu haben, jedoch in der Überzeugung, daß die Erweckung einer konkreten Vorstellung die Vorbedingung des endlichen Verständnisses ist.

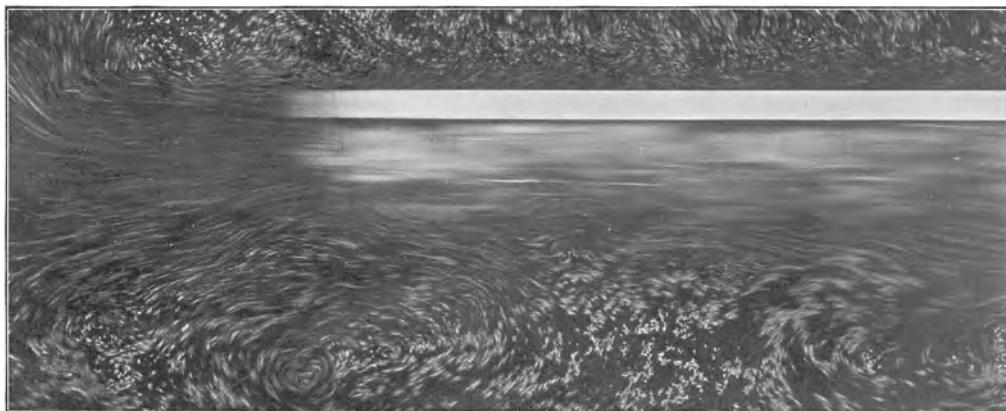
Ich habe gleichzeitig versucht, die vorgelegten Vorstellungen an Hand des mir zugänglichen Versuchsmaterials bestmöglich zu prüfen und dabei die Nutzanwendungen abzuleiten für die praktischen Probleme der Flüssigkeitsbewegung in Röhren, Kanälen und Flüssen und für die Widerstanderscheinungen von Schiffen im Wasser und in der Luft.

Diskussion.

Herr Professor Dr. A h l b o r n - Hamburg:

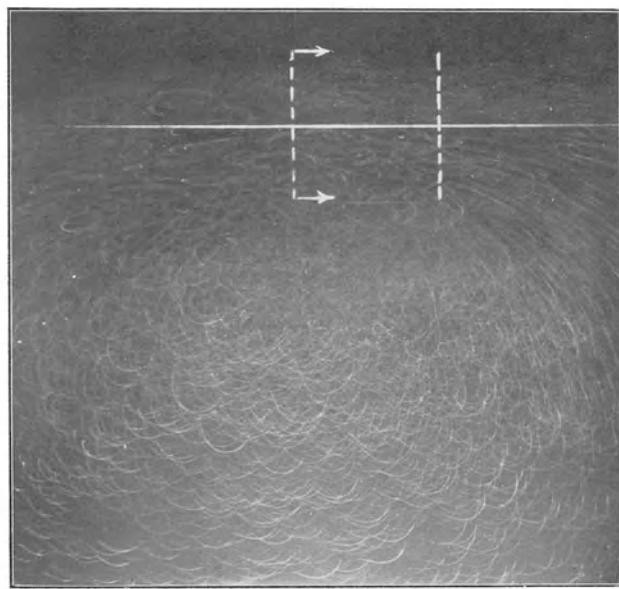
Euere Königliche Hoheit, meine Herren! Der Herr Vorredner hat uns in seinem Vortrage und noch mehr in der vorliegenden Druckschrift ein umfangreiches literarisches Material an Versuchen über den Oberflächenwiderstand vorgeführt und ist durch eine besondere Darstellungsweise der Versuchsergebnisse zu Verallgemeinerungen gelangt, die auch für die Fragen des Schiffswiderstandes von großer Bedeutung sein werden. Ich zweifle nicht, daß die Erwartungen, die Herr Prof. G ü m b e l am Schlusse seines Vortrages ausdrückte, in Erfüllung gehen werden, wenn man noch mehr als bisher die natürlichen Vorgänge zur Grundlage weiterer Forschung machen wird. Mit Recht hat der Herr Vortragende hervorgehoben, daß wir über diese Vorgänge, besonders soweit es sich um Strömungen in

Reibungsvorgänge an einer oben glatten, unten mit Seepocken bedeckten Planke, hinteres Ende. Dicke der Seepockenschicht im Bilde etwa 9 mm. Bewegung der Planke nach rechts; $V = 43$ cm. Stehende Kamera.



Tafelfig. 1.

Schwingungslinien der Wasserteilchen beim Vorübergang einer quadratischen Platte in ruhendem Wasser. Die Platte ist unsichtbar und bewegte sich in dem Raume zwischen den gestrichelten Linien nach rechts.



Tafelfig. 2.

Röhren handelt, noch sehr wenig orientiert sind, und daß hierüber weitere experimentelle Untersuchungen notwendig sind. Die gründliche und umfassende Arbeit, die wir Herrn Prof. G ü m b e l zu verdanken haben, wird mit ihren wertvollen Ergebnissen, Anregungen und Ausblicken für die Weiterentwicklung der Widerstandsrechnung zweifellos von großem Nutzen sein. Der Wert einer solchen Arbeit wird durch die Kritik nicht verringert, und ich glaube der Zustimmung des Herrn Prof. G ü m b e l sicher zu sein, wenn ich mir erlaube, einige Punkte zur Besprechung zu bringen.

In § 18 ist durch die Fig. 10 die Bewegung der Teilchen einer r u h e n d e n Flüssigkeit beim Vorübergang einer untergetauchten materiellen Fläche dargestellt. Die Teilchen werden danach vor der Fläche zu einer Bewegung nach außen, hinter der Fläche zu einer Bewegung nach innen gezwungen, und bei dem Wiederzusammentreffen der beiden symmetrischen Flüsse soll die der Flüssigkeit beim Ausschwingen erteilte Bewegungsgröße ganz oder teilweise vernichtet werden. Diese verloren gehende Bewegungsgröße stelle die dauernd an der Fläche wirkende Kraft dar.

Da nun diese Kraft, bei gleichförmiger Bewegung, das Äquivalent des Widerstandes ist, so haben wir es in dieser Darstellung mit einem neuen Erklärungsversuch für das Zustandekommen des Flüssigkeitswiderstandes zu tun, der mit den bisherigen Anschauungen über den Widerstandsmechanismus nicht ganz in Einklang steht. Es liegt hier wohl eine Verwechslung der ruhenden Flüssigkeit mit der strömenden vor, denn die in Fig. 10 gezeichneten symmetrischen Wege der Teilchen sind — wie an Tafelfig. 1 (vgl. dieses Jahrbuch Bd. X. 1909, Seite 380, Fig. 1) klar zu erkennen ist — die Stromlinien zweier über die Ränder einer Platte abfließenden Wasserteilchen. Wo sie zusammentreffen, liegt das von mir früher als „Insel“ bezeichnete Druckmaximum vor dem Eingang zum Wirbelring. Es geht dabei keine Energie verloren, sondern es findet nur eine Transformation statt, da unter dem Einfluß dieses Maximums die Nachlaufströmung entsteht, die durch den Innenraum des Wirbels fortwährend Energie an die Rückseite der Platte zurückgibt, indem sie daselbst eine teilweise Erhöhung des dynamischen Niveaus bewirkt. Ich habe früher gezeigt, daß die zurückgestattete Kraft immer hinter der an der Vorderseite der Platte ausgegebenen zurückbleibt und daß wir in der von der vorderen und hinteren Staulinie begrenzten Staufläche ein Maß der verloren gehenden und also dauernd von der Platte aufzubringenden Kraft besitzen. Der Verlust kommt aber bei genügender Tauchtiefe allein dadurch zustande, daß fortwährend Teile des wachsenden Wirbelringes abreißen und mit der in ihnen vorhandenen kinetischen Energie aus dem Kraftfelde der Platte nach hinten hin entweichen.

Im ruhenden Wasser bewegen sich beim Vorübergang einer Platte die benachbarten Teilchen auf elliptischen Schwingungslinien oder Bahnen (Tafelfig. 2), die denen in einer freien Welle ähnlich sind (vgl. Jahrb. 1909, S. 412, Taf. XV.). Daß die Ellipsen auf der Innenseite nicht geschlossen sind, die Teilchen also ihren Ausgangsort nicht ganz wieder erreichen, ist der Ausdruck des dauernden Energieverlustes, der, wie bemerkt, in der Naturgeschichte des Wirbels seinen Grund hat.

Bei den in § 19 und ff. angestellten mehr spekulativen Betrachtungen — über eine vermutlich vorherrschend molekulare Wirbelnatur des Oberflächenwiderstandes in Röhren — dient offenbar der in Fig. 16 abgebildete Versuch von R e y n o l d s als Unterlage für die Wirbelkonstruktionen in Fig. 12 und 13 und es wird die Meinung vertreten, daß der von R e y n o l d s in die Achse des Rohres eingeführte Farbstoffadern für die Sichtbarmachung der feineren, auf molekulare Ursachen zurückzuführenden Wirbelungen besser geeignet sei, als die von mir in Anwendung gebrachten diskreten Signale, die hierfür viel zu grob seien.

Der Gedanke, daß zur Erkennung feinster Einzelheiten der Wirbelung auch entsprechend feine Signale anzuwenden sind, ist gewiß richtig, aber ich sollte meinen, daß dazu so feine

Körper genügen müßten, wie es die von mir benutzten Bärlappsporen sind, da sie nicht weit von der Grenze des optisch Erkennbaren oder photographisch Fixierbaren entfernt sind. Farbstofffäden oder in der Luft Rauchfäden haben immer den Nachteil, daß sie gerade durch die Wirbelung des umgebenden Mediums schnell mit diesem gemischt werden und somit die Einzelheiten der Bewegungsvorgänge verloren gehen, die man feststellen wollte.

Der Versuch der Fig. 16 scheint mir übrigens nicht besonders zum Nachweis der Wirbelung geeignet zu sein, die bei turbulenten Strömungen in Röhren auftreten, denn die hier am unteren Ende des Farbfadens auftretenden Wirbelringe verdanken ihre Entstehung nicht der Reibung an den Rohrwänden, sondern der Reibung an der das Röhrchen erfüllenden ruhenden Flüssigkeit. Es handelt sich dabei offenbar um die Fallbewegung eines spezifisch schwereren Farbfadens in einem dünneren Medium. Der Einfluß der nahen Gefäßwände äußert sich dabei im wesentlichen wohl nur in einer Einengung, Deformation und vielleicht auch Beschleunigung der einander folgenden Wirbelringe.

Die Entstehung derartiger Wirbel läßt sich außerordentlich schön durch einen sehr einfachen Versuch verfolgen. Man braucht nur die Spitze einer mit Tinte benetzten Schreibfeder eben mit der Oberfläche des Wasser in einem Glase in Berührung zu bringen. Es bildet sich dann durch Herabsinken des schweren Farbstoffes ein feiner Faden, an dessen Ende alsbald ein schöner Wirbelring erscheint. Da keine einengenden Gefäßwände in der Nähe sind, so nimmt der Umfang des Wirbels im Fallen langsam zu. Oberhalb entstehen in dem dünnen Faden knötchenförmige Ansammlungen des Farbstoffes, die sich später in neuen Wirbeln entladen. Taucht man die Feder mit mehr Tinte tiefer ein, so entsteht rasch ein großer Wirbelring, aus dessen Umfang alsbald zahlreiche sekundäre Wirbel nach unten hervorbrechen; alles ohne Mitwirkung der Gefäßwände.

Noch leichter läßt sich die gleiche, aber in entgegengesetzter Richtung verlaufende Erscheinung beobachten an den Rauchfäden und -Bändern, die von einer brennenden Zigarre in ruhender Luft emporsteigen, um an einer Stelle in eine lange Kette von immer größer werdenden Wirbeln überzugehen.

Eingangs des § 26 vertritt der Herr Vortragende die Ansicht, daß die den Oberflächenwiderstand bildenden Wirbelbewegungen durch Rauhigkeit von molekularer Größenordnung hervorgerufen werden und daß nach meiner Methode nur Wirbelgruppen festzustellen seien, die durch Vorsprünge von der Größenordnung des Flusses erzeugt werden. Hierzu möchte ich bemerken, daß ich nicht nur die Reibungsvorgänge an Flächen untersucht habe, die mit grobem Schiffsanwuchs (Balanen), Kies und Sand rauh gemacht waren, sondern auch an völlig glatten, gehobelten, geschliffenen und blank lackierten Oberflächen. (Jahrb. 1909, S. 408, Taf. XI bis XIV.) Überall sieht man in der Reibungsschicht Wirbel von endlicher Größe und Anzahl, die zwar an rauen Flächen viel umfangreicher sind als an glatten, die aber auch an völlig blanken Oberflächen immer noch deutlich zu erkennen sind, d. h. weil oberhalb der molekularen Größenordnung liegen.

Professor Prandtl in Göttingen hat nachgewiesen, daß in sehr langsamem Strömen hinter den Rändern von Querplatten etwas vorhanden ist, was der Helmholschen unendlich dünnen, wirbelnden Grenzschicht nahe kommt, daß aber diese molekulare Schicht unstabil ist und sich alsbald zu Wirbeln von endlicher Größe aufrollt. Vielleicht verdanken auch die sichtbaren Reibungswirbel einem ähnlichen Vorgang ihre Entstehung.

Es folgt Demonstration einiger Lichtbilder über die Oberflächenreibung an Platten verschiedener Rauhigkeit. Man sieht überall die Wirbel und die Abhängigkeit ihrer Größe vom Grade der Rauhigkeit.

Bei Benutzung der Pitotschen Röhren zur Messung der Geschwindigkeitszunahme im Reibungsstrom sollte man darauf achten, daß in einem gewissen Abstande von der Fläche infolge der Wirbelung auch negative Geschwindigkeiten auftreten können.

Zum Schluß möchte ich nur noch kurz auf den im § 69 behandelten Gegenstand eingehen, der zu meinem hier bei früheren Gelegenheiten vertretenen Standpunkte im prinzipiellen Widerspruch zu stehen scheint. Herr Prof. G ü m b e l geht dabei von der Annahme aus, daß der Widerstand einer in der strömenden Flüssigkeit ruhenden Platte geringer sei, als der Widerstand derselben Platte, wenn sie mit gleicher Relativgeschwindigkeit durch ruhende Flüssigkeit bewegt werde. Er beruft sich dabei auf das Zeugnis Schüttes, der zu meinen früheren Vorträgen die gleiche Ansicht geäußert hat, aber den versprochenen experimentellen Beweis meines Wissens noch nicht erbracht hat. Ich möchte hierzu auf die ausführlichen Darlegungen in der Einleitung meines Vortrages (Jahrbuch 1909) hinweisen. Der Gedanke, daß dieselbe Platte bei gleicher Relativgeschwindigkeit — wie diese auch entstanden sein möge — in demselben Medium einen verschiedenen Widerstand hervorrufen könne, würde dem Relativitätsprinzip widersprechen. Der Energieaustausch muß daher in beiden Fällen nach Art und Größe der gleiche sein, und die zum formalen Ausdruck dieser Größe gewählten Symbole dürfen nicht verschiedene Werte bezeichnen. Es kann also nicht das eine Mal die bewegte Flüssigkeit eine Geschwindigkeitsgröße $V_s = \alpha V$ an die ruhende Platte abgeben und das andere Mal die bewegte Platte an die ruhende Flüssigkeit die Größe $V_s = (1-\alpha)V$, wenn nicht zugleich $\alpha V = (1-\alpha)V$, also $\alpha = \frac{1}{2}$ ist.

Es soll übrigens trotz dieses Widerspruches keineswegs bestritten werden, daß die obige Annahme verschiedener Widerstände auf gewissen tatsächlichen Beobachtungen beruhen kann. Es ist nicht nur möglich, sondern sogar wahrscheinlich, daß das Dynamometer in der Trosse eines mit der Geschwindigkeit v geschleppten Fahrzeuges einen größeren Zug angegeben hat als im Ankertau desselben Fahrzeuges, wenn es in einem Strome lag, der nach Angabe des Loggs die gleiche Geschwindigkeit v hatte.

Das geschleppte Schiff begegnet in seinem ganzen Umfange dem ruhenden Wasser mit der Geschwindigkeit v . In der Flußströmung ist aber, wie es Herr Prof. G ü m b e l in Fig. 18 dargestellt hat, infolge der Grundreibung die Geschwindigkeit in der Nähe der Oberfläche erheblich größer als in der Tiefe oder im Durchschnitt. Da nun das Logg gewöhnlich in der Nähe der Oberfläche treibt, so ist die hier registrierte Geschwindigkeit v größer als die mittlere Stromgeschwindigkeit ($v-d$), die für die Größe des Widerstandes maßgebend ist. Das in das Ankertau eingeschaltete Dynamometer wird daher einen geringeren Widerstand angeben, als den in der Schlepptrosse bei der Geschwindigkeit v gemessenen, da eben jener nicht für v , sondern für $v-d$ gilt.

Damit dürfte die scheinbar paradoxe Tatsache eines verschiedenen Schlepp- und Ankerwiderstandes hinreichend aufgeklärt sein. Die Ursache liegt darin, daß alle natürlichen oder künstlichen Flüssigkeitsströmungen an den Flußbetten oder sonstigen endlichen Umgrenzungen Verzögerungen erfahren und daß durch den Mechanismus dieses Grenzwiderstandes jeder derartige Strom einen mehr oder weniger turbulenten Charakter erhält.

Herr Marineschiffbaumeister S c h l i c h t i n g - Berlin:

Euere Königliche Hoheit, meine Herren! Ich möchte mich zu den inhaltsreichen Ausführungen des Herrn Prof. G ü m b e l nur insoweit äußern, als sie die Verwertung von Schleppversuchen betreffen. Anknüpfend an die Worte, die Herr Prof. A h l b o r n gesprochen hat, möchte ich mich auch auf den Standpunkt stellen, daß Bewegung und Widerstandsmessung vollständig umkehrbar sind, ohne daß das Ergebnis sich irgendwie ändert. Der Kernpunkt der Sache scheint mir darin zu liegen, daß Herr Prof. G ü m b e l für die Wassermenge, die einen Geschwindigkeitsverlust oder eine Änderung der Bewegungsgröße erleidet, in dem einen Fall einen anderen Wert annimmt wie in dem anderen Fall. In dem Fall, wo sich die Platte mit einer Geschwindigkeit v durch das ruhende Wasser bewegt,

nimmt Herr Prof. G ü m b e l an, daß die Menge dieses Wassers proportional v , in dem anderen Fall, daß sie proportional αv sei. Meine Herren, solange als das Wasser in beiden Fällen in einer gewissen Entfernung von der Platte homogen aufgenommen wird, d. h. seine Moleküle sich in relativer Ruhe zueinander befinden, und deswegen ferner mit dem Herrn Vortragenden angenommen wird, daß die Relativgeschwindigkeit, mit der die Wasserteilchen die einzelnen Flächenelemente treffen, in beiden Fällen gleich sei, muß die Menge des Wassers, das den Geschwindigkeitsverlust erleidet, in dem ersten Fall dieselbe wie im zweiten sein, da sie durch die Größe dieser Relativgeschwindigkeit vollständig bestimmt ist. Es dürfte kaum einen Zweck haben, hier auf diesen Gegenstand weiter einzugehen, weil sich solche Dinge in einem so großen Kreise jedenfalls schwer diskutieren lassen. Ich werde Herrn Prof. G ü m b e l bitten, in einer eingehenden Zwiesprache diese Frage weiter zu erörtern.

Zu den übrigen Ausführungen des Herrn Prof. G ü m b e l, die die Verwertung von Schleppversuchen betreffen, möchte ich folgendes bemerken. Er hat erwähnt, daß Froude zu etwas anderen Ergebnissen gekommen ist für den Modellversuch und für das Schiff im großen, und Herr Prof. G ü m b e l zeigt diesen Widerstandsunterschied in Fig. 54 seines Vortrages, wo die Ergebnisse für den Grey Hound, und das Modell in dimensionslosen Größen aufgetragen sind. Diesen Widerstandsunterschied hat F r o u d e seinerzeit auch gefunden und hat ihn gerade, so viel ich orientiert bin, zum Ausgangspunkt der Widerstandsversuche bei seinen Platten gemacht. Er hat versucht, diesen Widerstandsunterschied dadurch auszugleichen, daß er für das Schiff und für das Modell die Reibungswiderstände für sich bestimmte, und das ist der Weg, der auch im allgemeinen von Schleppanstalten eingeschlagen wird. Sie berechnen auf Grund der F r o u d e schen Versuche den Reibungswiderstand für sich, ziehen ihn vom Gesamtwiderstand ab, erhalten den wellenbildenden Widerstand, vergrößern diesen nach einem einheitlichen Gesetz und erhalten damit den wellenbildenden Schiffswiderstand. Dazu addieren sie den getrennt berechneten Reibungswiderstand des Schiffs, wobei der Reibungskoeffizient des Schiffs nicht etwa mit demselben Wert wie für das Modell eingesetzt wird, sondern mit einem Wert, der der größeren Länge des Schiffs entspricht, so daß er unter Umständen 50 % kleiner sein kann als für das Modell. Meine Herren, diese Methode ist vielleicht vorläufig immer noch besser, als die von Herrn Prof. G ü m b e l vorgeschlagene Methode, eine Platte vor das Modell zu setzen. Denn es scheint mir nicht sicher, ob nicht durch das Vorsetzen der Platte irgendwelche Nebenwirkungen erzielt werden, die unerwünscht sind. Einerseits könnte vielleicht der Reibungswiderstand doch nicht den der Schiffsreibung entsprechenden Betrag annehmen, andererseits vielleicht die Wirkung des wellenbildenden Widerstandes durch die vorgeschlagene Maßregel berührt werden. Sie würde zwar vielleicht den richtigen Vorstrom für die Schraube schaffen. Ich möchte aber diesen Erfolg nicht für so sehr wesentlich halten. Es kommt wohl auf eine geringe Geschwindigkeitsdifferenz des Vorstroms, in dem die Schraube arbeitet, nicht an. Denn es wird dadurch die Schraubenwirkung kaum tangiert, sondern nur die Umdrehungszahl der Schraube.

Wenn aber erfahrungsmäßig bekannt ist, in welcher Weise die Umdrehungszahlen verändert werden, so möchte das im allgemeinen für die Konstruktion genügen.

Ich möchte im übrigen anführen, daß die Ausführungen, die Herr Prof. G ü m b e l über die Einwirkung der Temperatur machte, durch die Schleppversuche, an denen einzuwirken ich berufen bin, durchaus bestätigt sind, und daß wir gewöhnt sind, mit diesen Temperatureinflüssen zu rechnen. Zahlenmäßig sind wir sogar auf dieselben Werte gekommen, die Herr Prof. G ü m b e l angibt. Er gibt für Temperaturdifferenzen von 28° eine Widerstandsvermehrung von 12 % an. Das ist auf Bruchteile von Prozenten derselbe Wert, den wir durch Vergleichsversuche bei verschiedenen Temperaturen festgestellt haben.

Ich darf vielleicht, anknüpfend an diese Bemerkungen, noch auf die Ausführungen des Herrn Prof. G ü m b e l eingehen, die sich im Text des Vortrages über das Verhältnis von Reibungswiderstand und von formbildendem Widerstand bei Schrauben finden. Herr Prof. G ü m b e l hat darauf aufmerksam gemacht, daß die Schrauben infolge ihrer geringen Flügeltiefe jedenfalls einen außerordentlich großen Reibungskoeffizienten haben müssen. Meine Herren, das ist sicherlich richtig; aber es ist anderseits zu bedenken, daß der Reibungswiderstand im ganzen genommen einen viel geringeren Prozentsatz vom gesamten Widerstand ausmacht als beim Schiffe, weil wir die Schraubenflügel nicht in der Längsrichtung ihres Querschnittes durch das Wasser schicken, sondern in einem geneigten Winkel. Deswegen setzen die Schraubenflügel eine außerordentlich viel größere Menge von Formarbeit um, bezogen auf ihr Volumen oder auf ihre Dimensionen, als das Schiff. Daß dem so ist, ergibt sich auch aus einer Durchsicht der Kurven, die Herr Dr. G e b e r s vor einigen Jahren hier veröffentlicht hat. Sucht man hier einen Punkt auf, an dem der Schubwiderstand gleich Null ist, so wird dieser einem Bewegungszustand entsprechen, indem sich die Bewegungsrichtung der Schraubenquerschnitte ihrer Längsrichtung verhältnismäßig am meisten anpaßt. Das Drehmoment, das bei diesem Schub gleich Null gemessen wird, beträgt etwa 25 % des maximalen Moments, d. h. desjenigen Moments, das bei den praktisch in Betracht kommenden höchsten Slipwerten mit derselben Umdrehungszahl erzeugt wird. Nun besteht der Widerstand, durch den jenes Drehmoment hervorgerufen wird, aus Formwiderstand und aus Reibungswiderstand. Nehmen wir an, beide Widerstände seien in diesem Fall zur Hälfte beteiligt, so würden bei dem Maximalslip etwa 12 % des gesamten Drehmoments auf das Reibungsdrehmoment entfallen, also ein verhältnismäßig geringer Prozentsatz des Gesamtdrehmoments, trotzdem der Reibungskoeffizient sehr hoch sein kann. Meine Herren, diese Frage ist von einer gewissen Bedeutung für den Wirkungsgrad der Schrauben. Wenn nämlich die Temperatur von Einfluß auf die Reibungsverhältnisse ist, dann muß sie natürlich auch von Einfluß auf den Schraubenwirkungsgrad sein; denn wir haben dann bei der niederen Temperatur das größere Reibungsmoment zu überwinden und leisten nur dieselbe Schubarbeit. Weil nun der Reibungswiderstand im Verhältnis zu dem Gesamtwiderstand nicht sehr groß ist, deshalb glaube ich, daß die Temperatur den Schraubenwirkungsgrad nicht erheblich beeinflussen wird, so daß wir also im Winter mit annähernd demselben Schraubenwirkungsgrad rechnen können wie im Sommer. Dieser verhältnismäßig geringe Prozentsatz, den der Reibungswiderstand bei Schrauben ausmacht, ist auch meiner Ansicht nach mit der Grund dafür, daß die Modellschraubenversuche sich verhältnismäßig gut übertragen lassen, ohne daß wie beim Schiff der Reibungswiderstand als eine gesonderte Größe eingeführt zu werden braucht.

Ich kann auf die weiteren Ausführungen des Herrn Prof. G ü m b e l nicht mehr eingehen in Anbetracht der kurzen Zeit, die mir hier zur Verfügung steht und auch zur Durcharbeitung des umfangreichen Vortrages zur Verfügung stand. Ich möchte aber meinem Dank dafür Ausdruck geben, daß Herr Prof. G ü m b e l sich der großen Mühe unterzogen hat, eine so enorm große Zahl von Versuchsergebnissen durchzuarbeiten, und durch die ausgezeichnete Systematik seiner Untersuchungen diese reichen Forschungsschätze für die Erkenntnis der uns Schiffbauer bewegenden Fragen nutzbar gemacht hat. Die volle Bedeutung seiner Ausführungen für Theorie und Praxis zu würdigen, wird erst bei eingehendem Studium des Vortrages möglich sein.

Herr Dr.-Ing. K e m p f - Hamburg:

Königliche Hoheit! Meine Herren! Ich möchte zunächst zu den Bemerkungen, die mein Herr Vorredner eben über die Reibungsverluste in den Schrauben machte, ganz kurz die Mitteilung machen, daß ich eine Schraube bei 10° und 50° stillstehend untersucht und

gemessen habe und daß die betreffenden Versuche und Berechnungen für die Schraubenreibung in der Zeitschrift „Die Turbine“ VIII. Jahrg., Heft 5, S. 93 veröffentlicht sind.

Ich möchte mich dann der Ansicht des Herrn Vorredners ganz anschließen, daß nämlich das Vorschalten einer Platte vor das Modellschiff nur schädlich sein kann; jedenfalls dürfte es doch höchst unwahrscheinlich sein, daß durch den neuen unbekannten Strömungsverlauf, den man durch die Platte erreicht, der ursprüngliche Strömungsverlauf, welcher infolge der Beschleunigungszone das gesamte Strömungsbild am Modell fälscht, gerade wieder so ausgleichen wird, daß nun ein dem Schiff ähnliches Strömungsbild entsteht.

Im übrigen sehe ich in dem Vortrage des Herrn Dr. Gümbel eine wertvolle Arbeitshypothese für hydrodynamische Forschungen, eine Arbeitshypothese, die bis jetzt in keinem Widerspruch steht zu irgendwelchen bekannten Versuchstatsachen. Allerdings bestehen ja in bezug auf Modellversuche und Schiffsversuche recht wenig Versuchstatsachen, und deshalb möchte ich die Reihe der bekannten Versuchstatsachen heute ganz kurz durch zwei Versuchsreihen erweitern, die vielleicht in gewisser Weise ein bestätigendes Bild geben können zu dem, was Herr Dr. Gümbel gebracht hat.

Ich habe einmal an der Seitenwand eines Schiffsmodells Messungen mit Pitotschen Düsen vorgenommen, derart, daß ich auf verschiedenen Spanten die Wassergeschwindigkeiten an der Schiffswand feststellte. Dadurch bekomme ich die Spannungskurve, die Etakurve, wie sie Herr Dr. Gümbel nennt, für die einzelnen Spanten heraus. Der Inhalt dieser Etakurve gibt mir die bewegte Wassermenge pro Flächeneinheit. Diese Kurven habe ich an der Seitenwand des Schiffsmodells, wie Fig. 1 zeigt, aufgetragen, und zwar die Wassergeschwindigkeiten an den einzelnen Stellen in Prozenten der Schiffsgeschwindigkeit. Die Skizze der Versuchsanordnung zeigt, daß die Messung auf einer horizontalen Ebene erfolgte.

Die gefundenen Kurven bestätigen deutlich das Bild, welches Herr Dr. Gümbel von der Erscheinung entwarf.

Im Vorschiff findet eine allmähliche Beschleunigung statt. Im Mittelschiff bildet sich gut erkennbar eine Zone der Beharrung in der Wasserbewegung aus. Hinter der Mitte wird dann die Schicht des mitbewegten Wassers naturgemäß breiter. Die Versuchsergebnisse bestätigen also die Erwartungen.

Nun sind aber die Verhältnisse gerade an der Schiffsform insofern ungünstig für die Forschung, weil wir ja eine doppelt gekrümmte Oberfläche haben, nämlich quer und längs zur Bewegungsrichtung, und weil gleichzeitig noch eine Beschleunigung aus dem Verdrängungswiderstand in die Wasserbewegung hineinkommt. Infolgedessen würde es für die Forschung zunächst das Einfachere sein, wenn man eine nur einfach gekrümmte Oberfläche untersucht, z. B. die Außenfläche eines Rohres. Wenn man ein offenes Rohr in seiner Längsrichtung durch das Wasser schleppt, so fällt der Verdrängungswiderstand fort, und es bleibt nur die Beschleunigungszone und Beharrungszone des Oberflächenwiderstandes übrig. Wir erhalten dann aus der bewegten Wassermenge ein Bild des Oberflächenwiderstandes an dem Rohr. Ich habe an einem Rohr von 35 mm Durchmesser diese Untersuchungen einmal durchgeführt; das Rohr hatte 220 mm Länge. Es wurde bei ihm ebenfalls auf mehreren Querschnitten die Wassergeschwindigkeit bestimmt: der Länge nach und radial. Die bewegte Wassermenge in den einzelnen Punkten habe ich dann radial zum Querschnitt aufgetragen und bekam dadurch ein Bild über die Verteilung, wie Fig. 2 zeigt. Die Skizze der Versuchsanordnung zeigt den Düsenkamm mit den vier Meßstellen, wie in Fig. 1. Messungen wurden vorgenommen auf den Querschnitten a bis e. Auf einzelnen Querschnitten wurde die Wassergeschwindigkeit an mehreren Stellen des Umfangs gemessen. Die Messung für jeden Punkt erfolgte derart, daß die erste Düse zunächst am Rohr anlag und dann radial allmählich immer um 1 mm entfernt wurde. Es ergaben sich hieraus die in Figur 2 eingetragenen Geschwindigkeitskurven

für die einzelnen Punkte. Der Inhalt der Kurven gibt wiederum wie in Fig. 1 ein Maß für die an dieser Stelle bewegte Wassermenge.

Geschwindigkeiten an der Seitenwand des Schiffes.

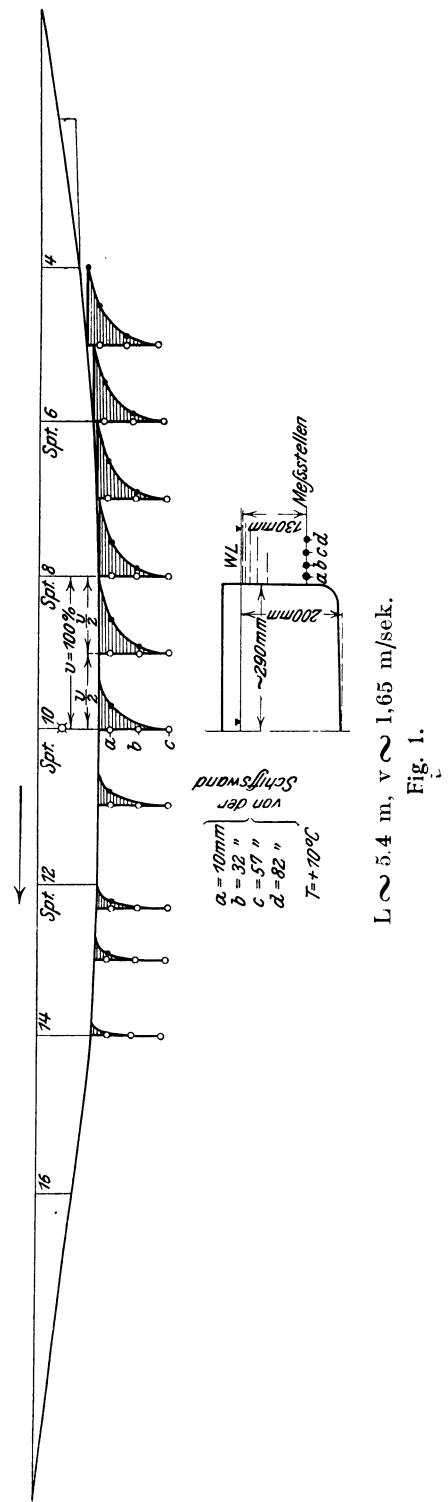
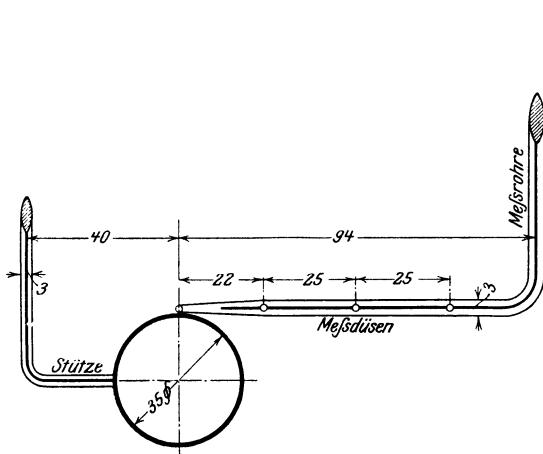


Fig. 1.
L \approx 5.4 m, v \approx 1,65 m/sec.

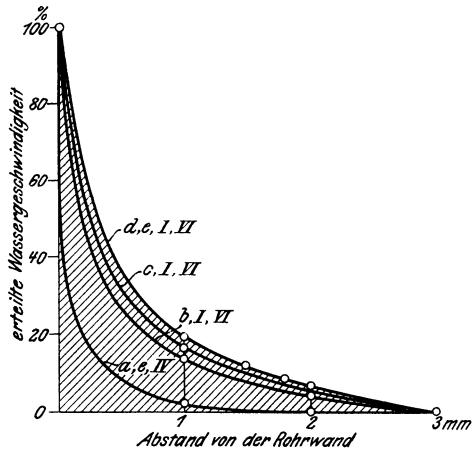
Die Auftragung dieser Werte längs des Rohres bringt eine Bestätigung der von Herrn Dr. Gümbel aufgestellten Beschleunigungskurven. Sehr wichtig ist es, den Zeitraum zu beachten, in welchem die Beschleunigung der Wassermenge vor sich geht. Aus der Figur geht

Wasserreibung an einer konvexen Rohrfläche.

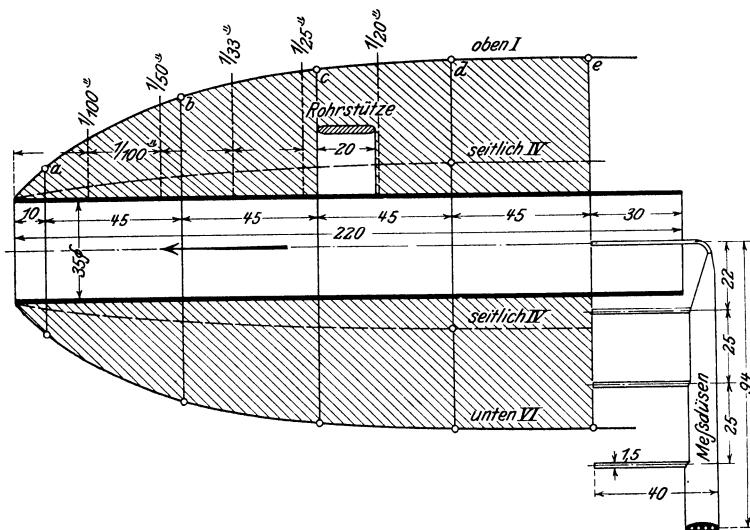
Rohrdurchmesser 35 mm Rohrmitte 140 mm u. W.L.
Geschwindigkeit 2,4 m/sec. W.-Temperatur $\approx 15^\circ \text{ C.}$



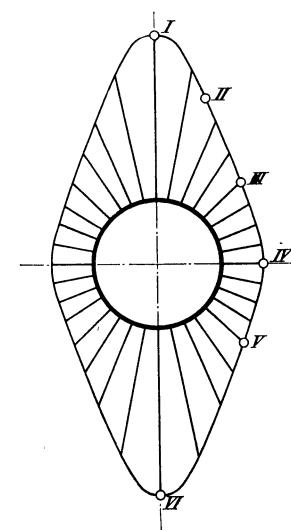
Versuchsanordnung.



Bewegte Wassermengen an der Rohrwand. Versuchspunkte als Mittelwerte aus 165 Messungen.



Bewegte Wassermengen im Längsschnitt.



Bewegte Wassermengen im Querschnitt d.

Fig. 2.

hervor, daß die Beschleunigung nach $1/50$ Sekunde erst etwa $2/3$, nach $1/20$ Sekunde dagegen fast vollkommen erfolgt ist. Hiermit stimmen z. B. auch die Werte überein, die sich aus Versuchen mit freigehenden Pumpenventilen von Professor Klein-Hannover ergeben: ist bei diesen Ver-

suchen infolge der Kolbengeschwindigkeit die Zeit für das Beschleunigen des Wassers über $\frac{1}{20}$ Sekunde, so wird der Gang der Pumpe als gut bezeichnet; bei einer Beschleunigungszeit von $\frac{1}{50}$ Sekunde und darunter jedoch als mäßig.

Man erkennt daraus, wie wichtig die Ermittlung der Beschleunigungskurven auch für andere Zweige der Hydrodynamik ist.

Ebenso wie die Auftragung der Wasserbewegung der Länge nach, bringt die Auftragung für einen bestimmten Querschnitt, den Querschnitt d in der Figur, einiges Neue. Die Auftragung der Wassermengen ist radial erfolgt.

Es überrascht die Unsymmetrie der Wasserbewegung oben, unten und seitlich. Die Erscheinung wurde infolgedessen, so genau es möglich war, geprüft, ergab jedoch stets dasselbe Bild. Ein gewisses Analogon zu dieser Erscheinung findet sich jedoch an zwei Stellen:

1. bei Taylor, welcher die Wasserströmung am Schiffsmodell durch Farbfäden kennzeichnete und fand, daß diese Fäden stets die Kimm mieden;
2. in einem Artikel im Schiffbau von Wahl, wo durch Wasserstandsrohren, die an verschiedenen Stellen der Außenhaut einer Barkasse angebracht waren, in der Kimm ein Unterdruck festgestellt wurde.

Aus diesen Versuchen folgt ebenso wie aus Überlegung, daß es nicht dasselbe ist, ob man die Oberflächenreibung an einer ebenen oder an einer konvexen Fläche betrachtet; man muß sich, um ein Bild der von beiden Flächen bewegten Wassermengen zu erhalten, die Reibungsfläche in das Wasser hineinprojiziert denken, dann erkennt man ohne weiteres, daß die Einheit der Rohrfläche projiziert auf eine entfernte Wasserfläche bei der ebenen Fläche einen ganz anderen Wert erreicht als bei einer konvexen Fläche. Bei einer konvexen Fläche wird die projizierte Fläche größer.

Soweit diese Mitteilungen.

Ich möchte schließlich noch hinzufügen, daß es von außerordentlichem Nutzen sein würde, wenn wir, wie Herr Professor Gümbel vorschlägt, alle Versuche in dimensionslosen Größen auftragen würden; gerade hierin sehe ich einen großen Wert der Arbeit von Herrn Professor Gümbel, und wir können ihm für die Anregung nur Dank wissen.

Herr Professor Dr.-Ing. L. G ü m b e l - Charlottenburg (Schlußwort):

Euere Königliche Hoheit, meine Herren! Ich möchte zunächst den Herren Diskussionsrednern für ihr Interesse und die liebenswürdige Beurteilung meiner Arbeit recht herzlich danken.

Was die Bemerkungen im einzelnen betrifft, so glaube ich bei allem, was ich im Vortrage auseinandergesetzt habe, stets klar gesagt zu haben, was feststehend und bewiesen ist, und was Hypothese, was Vorstellung von mir ist, von der ich sage, daß man sie nachprüfen, insbesondere experimentell nachprüfen soll.

Dies gilt insbesondere für die von mir aufgestellte Beziehung, wonach eine gegen ruhende Flüssigkeit bewegte Platte nicht denselben Oberflächenwiderstand hat wie eine im Strom verankerte Platte. Eine rein mathematische Nachprüfung meiner Anschauung wird ohne experimentelle Bestätigung nicht überzeugend wirken können; denn die abstrakte Hydrodynamik ist in ihren Schlüssen keineswegs immer im Einklang mit der Wirklichkeit, wie ein sehr guter Kenner der Hydrodynamik und Verehrer ihrer mathematischen Methoden, der leider verstorbene Professor K ö t t e r , dies ausdrückte: Sie — nämlich die Hydrodynamik — ist zu schön, um treu zu sein. (Heiterkeit.) Meine Herren, ich möchte daher bitten, diese Frage nicht mit „ich glaube“ und „ich meine“ zu entscheiden, sondern erst den Versuch zu machen und dann auf diesem Versuch bauend zu urteilen. Ich habe ja die elementaren Grundformeln gegeben, von denen ich zu der Anschauung gekommen bin, und der Versuch allein kann entscheiden, ob diese Anschauung richtig ist oder nicht.

Jedenfalls, ein Grundprinzip der Mechanik wird nicht durchbrochen, wenn wir die Umkehrbarkeit leugnen, wie es vielleicht dargestellt werden könnte.

Nun einige Bemerkungen zu den Ausführungen des Herrn Professor A h l b o r n . Wie ich in der Druckschrift, mehr als in dem mündlichen Vortrag soeben, betonte, unterscheide ich zwei Arten des Widerstandes, einmal den eigentlichen Oberflächenwiderstand, welcher von Rauhigkeiten herrührt, deren Abmessungen mit dem Molekülabstand vergleichbar, also etwa das Hundertfache oder das Tausendfache oder das Zehntausendfache des Molekülabstandes sind, welche aber mit den linearen Abmessungen des Rohres oder der Fläche nichts zu tun haben und dann den wirbelbildenden Widerstand, welcher von Vorsprüngen herrührt, welche mit den linearen Abmessungen der Fläche zu messen sind.

Ich stehe auf dem Standpunkt, daß die Resultate der Versuche von Herrn Professor A h l b o r n , und zwar sowohl derjenigen, welche er an technisch glatten wie auch derjenigen, welche er an den mit Seemuscheln bekleideten Flächen angestellt hat, nur Folgeerscheinungen des wirbelbildenden Widerstandes zeigen, während die Wirbelbewegung, welche den Oberflächenwiderstand bedingt, überhaupt nicht aus seinen Versuchen heraustraten kann. Infolge der Abmessungen der Wirblerzeuger entstehen Wirbel oder Wirbelgruppen, welche selbst mit den linearen Abmessungen des Körpers vergleichbar sind, während die Wirbel der Oberflächenreibung von der Größenordnung des Molekülabstandes sind.

Die von A h l b o r n benutzten Methoden sind m. E. gar nicht fähig, diese Wirbelbewegung der Oberflächenreibung sichtbar zu machen. Der außerordentliche Wert der A h l b o r n schen Versuche liegt nicht in den Versuchen über Oberflächenreibung, sondern darin, daß er uns das Studium der diskontinuierlichen Wasserbewegung an Körpern gelehrt hat. Wenn man sagt, das habe man alles schon vorher gewußt, so sagt man die bewußte Unwahrheit; denn, sehen Sie sich das bekannte Buch von T a y l o r an, das, wenn ich nicht irre, im vorigen Jahre erschien, sehen Sie, wie sich dieser in der Schiffbautheorie wohl bewanderte Mann die Wasserbewegung hinter Flächen vorstellt, und dann sehen Sie sich die Resultate der A h l b o r n schen Versuche an, und Sie werden den Wert der A h l b o r n schen Arbeiten erkennen.

Auch dem, was Herr Professor A h l b o r n über die R e y n o l d s chen Versuche sagte, kann ich nicht beistimmen. Die Art, wie die in meiner Figur 16 wiedergegebenen Wirbel entstanden sind, beweist schlagend, daß die Oberflächenreibung die Ursache der Wirbel ist. R e y n o l d s beobachtete nämlich, daß solange die Geschwindigkeit des Wassers im Rohr unterhalb der kritischen Geschwindigkeit blieb, der Farbfaden geradlinig durch das Rohr floß. Sobald die kritische Geschwindigkeit überschritten wurde, trat die in der Figur wiedergegebene Wirbelbildung auf. Nun ist kein Zweifel, daß die kritische Geschwindigkeit mit der Oberflächenreibung zusammenhängt, sonach auch die von R e y - n o l d s gezeichneten Wirbel von der Oberflächenreibung herrühren.

Was die Bemerkungen des Herrn Baumeisters S c h l i c h t i n g anlangt, so möchte ich sagen, daß ich weit davon entfernt bin, zu behaupten, daß es F r o u d e nicht bekannt gewesen sei, in welcher Weise der Reibungswiderstand des Modells beim Vergleich mit dem Schiff berücksichtigt werden müsse. Das, was ich behauptete, ist nur das, daß man bei der dimensionslosen Darstellung des Schiffswiderstandes von einem Auseinanderziehen des Reibungswiderstandes oder Oberflächenwiderstandes und des wellenbildenden Widerstandes und des wirbelbildenden Widerstandes Abstand nehmen kann, indem das Schubspannungsglied, wie ich zeigte, umgekehrt von V und L abhängig, also bei einiger Geschwindigkeit und bei einiger Größe des Modells praktisch ohne Bedeutung ist; wenn es uns aber gelingt, einen Faktor, also in diesem Falle den Reibungswiderstand, aus unserer Rechnung auszuschließen, so meine ich, ist das immerhin ein Vorteil und eines eingehenden Versuches

wert. Ebenso möchte ich auch das Vorschalten der Reibungsfläche als einen Versuch auffassen. Ich habe ausdrücklich gesagt: ich lade zu einem solchen Versuch ein, ohne daß ich mir selbst ein abschließendes bestimmtes Urteil darüber erlaubte, was die Resultate dieses Versuches sein werden, und ich glaube, wir urteilen, nachdem wir den Versuch gemacht haben, sicherer, als bevor wir ihn gemacht haben.

Aber selbst wenn das Vorschalten der Reibungsfläche bei Modellversuchen sich nicht bewähren sollte, verbleibt uns doch in der dimensionslosen Methode der Versuchsdarstellung ein Hilfsmittel, welches uns gestattet, den Einfluß der einzelnen Konstruktionsfaktoren auf den Schiffswiderstand mit mehr Systematik zu erforschen, als es nach irgend einer anderen bisher bekannten Methode möglich ist und ich sehe es als letztes Ziel dieser Arbeit an, Schleppversuche an normalen Schiffstypen überhaupt überflüssig zu machen. Ich glaube, daß bereits mit dem heute vorliegenden Versuchsmaterial, wenn es nur systematisch in der von mir vorgeschlagenen Art geordnet wird, dieses Ziel sich erreichen ließe.

Sehr interessant waren mir die Versuchsresultate, die Herr Dr. K e m p f hier vorgebracht hat, welche ja, im großen ganzen genommen, das bestätigen, was ich hier Ihnen dargelegt habe und mit denen Herr Dr. Kempf wieder einen recht wertvollen Experimentalbeitrag geliefert hat. Es wäre sehr zu wünschen, daß ähnliche Versuche in ausgedehntem Maße recht bald auch an Schiffen selbst durchgeführt würden.

Im übrigen erlaube ich mir, Ihnen allen nochmals für das Interesse, welches Sie meinem kleinen Beitrag zum Problem des Oberflächenwiderstandes entgegengebracht haben, recht herzlich zu danken. (Lebhafter Beifall.)

Seine Königliche Hoheit der G r o ß h e r z o g v o n O l d e n b u r g :

Meine Herren! Herr Professor Dr. Gümbel hat uns einen streng systematischen, tiefgründigen Beitrag zu dem immer noch ungelösten Problem des Schiffswiderstandes gegeben. Sein daran geknüpfter Vorschlag der dimensionslosen Versuchsdarstellung scheint auch mir ernster Beachtung wert. Ich spreche Herrn Professor Gümbel unseren verbindlichsten Dank aus für diesen wertvollen Beitrag.

XVII. Eigenspannungen, insbesondere Reckspannungen und die dadurch bedingten Krankheitserscheinungen in Konstruktionsteilen.

Vorgelesen von Professor E. Heyn-Berlin-Lichterfelde.

Ein System ist mit Eigenspannungen behaftet, wenn sich innerhalb seiner Masse Kräfte unter Erzeugung elastischer Formänderungen das Gleichgewicht halten, ohne daß äußere Kräfte auf das System einwirken.

So besitzt z. B. jeder Konstruktionsteil Eigenspannungen, der miteinander verschraubte oder vernietete Elemente enthält, da die Schrauben oder Nieten die aufeinander zu befestigenden Flächen unter elastischer Formänderung gegeneinander drücken. Ähnliches gilt für Konstruktionsteile, die durch Warmaufschärfen (z. B. Ringkammer) oder Druckpassung miteinander verbunden sind. In solchen Fällen, wo absichtlich Eigenspannungen in Konstruktionsteilen erzeugt worden sind, kann man sich über ihre Größe und Art eine annähernd richtige Vorstellung machen, und kann die Anordnung so treffen, daß die Eigenspannungen die Widerstandsfähigkeit des Konstruktionsteiles gegenüber den äußeren Kräften erhöhen, denen er während seiner Dienstleistung ausgesetzt werden muß.

Anders ist es dagegen mit den Eigenspannungen, die ohne Absicht des Erzeugers bei der Anfertigung oder auch nach der Herstellung während der Verwendung in die Konstruktionsteile hineingelangen. Sie können zu unvorhergesehenen Brüchen Veranlassung werden, da sie ja bei der Berechnung der Abmessungen der einzelnen Teile einer Konstruktion nicht in Rücksicht gezogen werden konnten. Es kann dann vorkommen, daß die Eigenspannungen vermehrt um die durch die äußeren Kräfte erzeugten Spannungen an bestimmten Stellen der beanspruchten Konstruktion ein solches Maß erreichen, daß Bruch entweder sofort oder nach mehrmaliger Wiederholung der Beanspruchung eintritt. Ja es kann sogar der Fall eintreten, daß die Eigenspannungen des fertigen Konstruktionsteiles derartig hohe Werte haben, daß nur ganz geringfügige, von außen hinzu-

tretende Beanspruchungen zum Bruche führen. Ich brauche nur an Gußstücke mit starken, von ungleichmäßiger Abkühlung herrührenden Gußspannungen, oder an unsachgemäß hergestellte oder nachbehandelte Kesselböden zu erinnern, die schon unter dem Einfluß geringer Temperaturunterschiede von selbst explodieren können.

Es ist für den Erzeuger und Verbraucher von Konstruktionsteilen von größter Wichtigkeit, sich möglichst genau über die Ursachen, die Größenordnung und die Art solcher unbeabsichtigter Eigenspannungen zu unterrichten, damit er ihnen mit Erfolg entgegentreten kann. Wenn auch die Möglichkeit, daß Eigenspannungen in Werkstücken auftreten können, dem Fachmann bekannt ist, so sind doch die mit den Eigenspannungen verknüpften Folgeerscheinungen so außerordentlich mannigfacher Art, daß es vielfach recht schwer ist, sie als Ausfluß einer und derselben Grundursache zu erkennen. Ich verweise zum Beweis dessen auf einige wenige Erscheinungen, die bereits Unheil und viel Kopfzerbrechen verursacht haben, nämlich das Aufreißen von Dampfturbinenschaufeln, das Aufplatzen von Messingrohren, Bronzekesseln, Kartuschkülsen usw.

Erläuterung des Begriffes Eigenspannung.

Drei Schraubenfedern I, I', II (beispielsweise aus Stahl) mögen im ungespannten Zustande die Längen l_1 (Feder I und I') und l_2 (Feder II) haben, wie in Fig. 1 angedeutet. Befestigt man die Federn an zwei Querhäuptern QQ wie in Fig. 2, so sind sie gezwungen, die gleiche Länge l anzunehmen, die größer ist

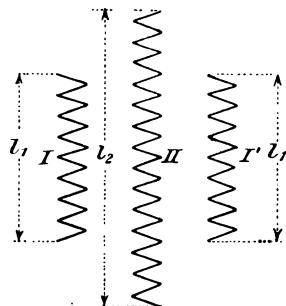


Fig. 1.

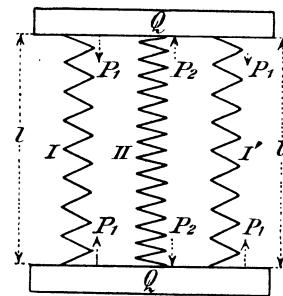


Fig. 2.

als l_1 und kleiner als l_2 . Die Folge davon ist, daß die Federn I und I' elastisch gedehnt sind, also unter Zugspannung stehen, während die Feder II elastisch zusammengedrückt wird, und somit Druckspannung zeigt. Die beiden gezogenen Federn I und I' sind bestrebt, die Entfernung l der beiden Querhäupter Q zu vermindern, und zwar jede mit einer Kraft P_1 , während die gedrückte Feder um-

gekehrt das Bestreben hat, die Entfernung l zu vergrößern, und zwar mit einer Kraft P_2 . Im Gleichgewicht muß sein $P_1 + P_1 - P_2 = 0$.

In dem ganzen aus den drei Federn und den beiden Querhäuptern bestehenden System Fig. 2 sind also Spannungen vorhanden, ohne daß es von äußeren Kräften beeinflußt wird. Das System steht sonach laut Definition unter E i g e n - s p a n n u n g e n .

a) Schneiden wir in dem mit Eigenspannungen behafteten System Fig. 2 die beiden Zugfedern I und I' entzwei, so werden sich die beiden Querhäupter QQ, die bisher den Abstand l besaßen, sofort bis auf den Abstand l_2 (größer als l) voneinander entfernen.

b) Wären drei im spannungslosen Zustand gleich lange Federn I, I', II durch Querhäupter miteinander verbunden, so würde ein System ohne Eigenspannungen vorliegen. Schneidet man hier die beiden Federn I und I' durch, so bleibt die Entfernung l zwischen den beiden Querhäuptern unverändert.

c) Läge der Fall umgekehrt wie in Fig. 2, d. h. wären I und I' zwei Federn von gleicher Länge l_1 (im ungespannten Zustand) und wäre l_1 größer als l_2 , die Länge der ungespannten Feder II, so würde wiederum ein System mit Eigenspannungen vorliegen, bei dem die Federn I und I' auf Druck, die Feder II auf Zug beansprucht würden. Nach dem Durchschneiden der beiden Federn I und I' würde jetzt wieder Änderung des Abstandes der Querhäupter eintreten. Die neu angenommene Länge würde kleiner als l , nämlich gleich l_2 werden.

Betrachten wir eine Metallstange, beispielsweise von kreisförmigem Querschnitt wie in Fig. 3. Ist sie frei von Eigenspannungen, so müßte nach dem Abdrehen des Teiles I die Länge l unverändert bleiben. Wir hätten den Fall b. Vorausgesetzt ist, daß die Messung der Länge l vor und nach dem Abdrehen bei gleicher Temperatur erfolgt. Da beim Abdrehen Wärme erzeugt wird, so bedingt dies, daß nach dem Abdrehen genügend lange Zeit gewartet wird, bis der Stab wieder die Temperatur vor dem Abdrehen angenommen hat.

Wird dagegen nach dem Abdrehen des Teiles I die Länge des übrig gebliebenen Stabteiles II größer als die ursprüngliche Länge des ganzen Stabes, so liegt Fall a vor. Im ursprünglichen Stabe stand dann der Teil I unter Zug-, der Teil II unter Druckspannung.

Falls nach dem Abdrehen des Teiles I die Länge des übrigbleibenden Stabteiles II kleiner wird als die ursprüngliche gemeinschaftliche Länge l , so haben wir den Fall c, d.h. vor dem Abdrehen stand der Teil I unter Druck, Teil II unter Zug.

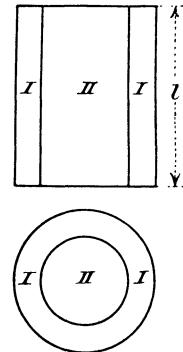


Fig. 3.

Verfahren zur Messung der Größenordnung der Eigenspannungen.

Auf Grund der obigen Überlegung gelangte man im Königl. Materialprüfungsamt zu einem Verfahren, um durch die Messung der Längenänderung des Stabes vor und nach dem Abdrehen festzustellen, ob in dem ursprünglichen Stabe Eigenspannungen in der Richtung der Stabachse vorhanden waren oder nicht. Man kann mittels des Verfahrens auch ein Bild von der Größenordnung dieser Spannungen in vielen Fällen erhalten.

Fig. 4 stellt eine Rundstange mit Eigenspannungen in der Richtung der Stabachse dar. Bei aa' und bb' werden auf zwei gegenüberliegenden Mantellinien Kreuzmarken angebracht. Die Abstände $a b$ und $a' b'$ werden mittels Komparators festgestellt. Über einer bestimmten Länge l zwischen den Marken werden vom

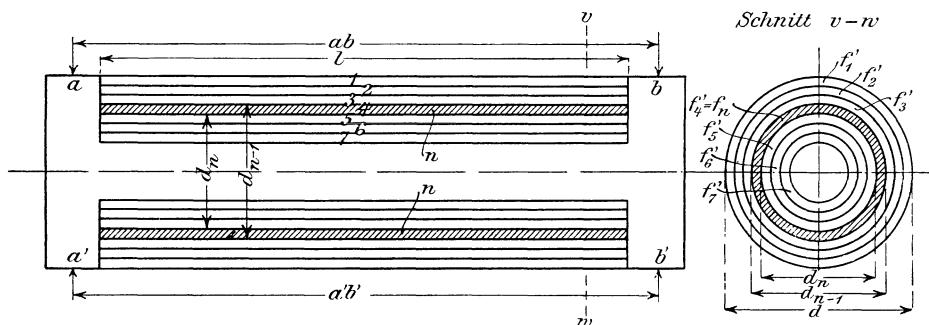


Fig. 4.

Stab nacheinander dünne Schichten $f'_1, f'_2, f'_3, \dots, f'_n$ abgedreht. Nach jeder Abdrehung wird der Abstand der Marken $a b$ und $a' b'$ zurückgemessen. Ändert sich dieser Abstand nicht, so war der Stab frei von Eigenspannungen. Ändert er sich dagegen, so lassen sich aus den gemessenen Längenänderungen Rückschlüsse auf Größe und Richtung der Eigenspannungen ziehen.

Es sei λ_1 die Verlängerung des Markenabstandes $a b$ bzw. $a' b'$ nach Abdrehen der 1. Schicht, λ_2 die nach Abdrehen der 2. Schicht usw. und schließlich λ_n die Verlängerung des Markenabstandes gegenüber dem ursprünglichen Abstand nach Abdrehen der n . Schicht, weiterhin sei E der Elastizitätsmodul des Stabmaterials, f'_n der Querschnitt der n . abgedrehten Schicht, also $f'_n = \frac{\pi}{4} (d_{n-1}^2 - d_n^2)$, f''_n bzw. f''_{n-1} der Querschnitt des Stabrestes nach Abdrehung der n . bzw. $n-1$. Schicht, mithin $f''_n = \frac{\pi}{4} d_n^2$ und $f''_{n-1} = \frac{\pi}{4} d_{n-1}^2$.

Unter Zugrundelegung der Gültigkeit des Hook'schen Gesetzes ergibt dann die Rechnung für die Eigenspannung σ_n , die im ursprünglichen nicht abgedrehten Stabe in der n. Schicht geherrscht hat¹⁾:

$$\sigma_n = \frac{E}{l} \cdot \frac{f_n'' \lambda_n - f_{n-1}'' \lambda_{n-1}}{f_n'}.$$

Diese Spannung ist Zugspannung, wenn ihr Wert positiv, Druckspannung, wenn ihr Wert negativ ist.

Entstehung von Reckspannungen.

Unter Recken werde die Herbeiführung bleibender Formänderungen in festen metallischen Stoffen ohne Zerstörung des Zusammenhangs verstanden, und zwar gleichgültig, ob die Formänderung unter Verringerung des Querschnittes und Vergrößerung der Länge (Strecken), oder unter Verringerung der Länge und Vergrößerung des Querschnittes (Verkürzung, Stauchen), ob sie infolge von Zug, Druck, Biegung, Verdrehung usw. erfolgt. Wird das Recken bei höheren Wärme-graden vorgenommen, so soll es Warmrecken genannt werden. Hierher gehören: Warmschmieden, Warmwalzen, Warmziehen, Warmpressen usw., kurz alle Formgebungsarbeiten, die unter Herbeiführung bleibender Formänderungen bei höheren Wärmegraden vorgenommen werden. Erfolgt die Formänderung dagegen bei Wärmegraden in der Nähe der atmosphärischen Temperatur, so soll der Vorgang als Kaltrecken bezeichnet werden. Hierher gehören Arbeiten wie Kaltschmieden, Kaltwalzen, Kaltpressen, Kaltziehen, Kaltdrücken, Kalt-prägen usw.

Denken wir uns statt der Federn I, I' und II in Fig. 1 Metallstäbe, die ursprünglich gleiche Länge hatten, aber durch Recken auf verschiedene Längen l_1 und l_2 gebracht worden sind. Alsdann sollen diese drei Stabteile I, I', II miteinander verkuppelt werden etwa wie in Fig. 2, so daß sie gezwungen sind, die gemeinschaftliche Länge l anzunehmen. Das so entstandene System ist dann mit Eigenspannungen behaftet. Zum gleichen Ergebnis gelangen wir, wenn eine Stange von der Art der Fig. 3 gereckt wird, aber so, daß der Teil II unter dem Einfluß einer stärkeren Reckwirkung eine größere Länge l_2 anstrebt, als der Teil I, der weniger stark von der Reckwirkung betroffen wurde, und infolgedessen die kleinere Länge l_1 annehmen möchte. Wegen der Verkupplung der Stabteile I und II über

¹⁾ Näheres s. Martens-Heyn, Handbuch der Materialienkunde, Bd. II A, § 301 bis 307. Heyn und Bauer: Über Spannungen in kaltgereckten Materialien. Internat. Zeitschr. f. Metallographie 1, 16; 1911.

ihrer ganzen Länge müssen sie sich auf eine gemeinschaftliche mittlere Länge 1 einigen, was Eigenspannungen bedingt, wenn das Stabmaterial bei der Recktemperatur imstande ist, elastische Formänderungen einzugehen.

Die so entstandenen, durch ungleichmäßiges Recken entstehenden Spannungen sollen als **Reckspannungen** bezeichnet werden.

In dem soeben genannten Beispiel steht der Teil I unter Zug-, der Teil II unter Druckspannung. Wenn dagegen der äußere Teil I des Stabes stärkere Reckung erfährt, als der innere II, so kehrt sich die Sachlage um; die Druckspannungen liegen dann in der Oberfläche, die Zugspannungen im inneren Teil des Stabes.

Der erstere Fall (Zugspannung in den Oberflächenschichten, Druckspannung im Innern) tritt namentlich bei **kaltgezogenen Metallen** in die Erscheinung.

Beim Ziehen bleiben die Oberflächenschichten I infolge der Reibung an den Wandungen des Zieheisens in der Reckung zurück, während die mittleren Schichten in der Streckrichtung voreilen.

E r g e b n i s s e a u s g e f ü h r t e r M e s s u n g e n v o n R e c k s p a n - n u n g e n i n k a l t g e z o g e n e n M e t a l l s t ä b e n .

a) **Nickelstahl.** Untersucht wurde eine kaltgezogene Rundstange aus 25 prozentigem Nickelstahl, wie er zuweilen für Dampfturbinenschaufeln verwendet wird. Der Stahl enthielt 25,1 % Nickel, 0,3 % Kohlenstoff, 0,26 % Silizium, 0,73 % Mangan, 0,012 % Phosphor, 0,022 % Schwefel, 0,070 % Kupfer. Die Rundstange war von 34 mm auf 31 mm Durchmesser kalt heruntergezogen worden. Dies entspricht der Streckzahl (Verhältnis des Querschnitts vor dem

$$\text{Recken zu dem nach dem Recken)} \frac{\frac{\pi}{4} \cdot 34^2}{\frac{\pi}{4} \cdot 31^2} = 1,2 \text{ oder einer Streckung von } 20 \text{ \%}.$$

Von der Stange wurden zwei Abschnitte A und B von je 200 mm Länge untersucht. Abschnitt A befand sich im ursprünglichen kaltgezogenen Zustand; Abschnitt B war dagegen nach dem Kaltziehen eine Stunde lang bei 850° C ausgeglüht und langsam abgekühlt worden.

Die Abdrehung der Stäbe in einzelnen Schichten geschah ähnlich, wie es in Fig. 4 angedeutet ist.

In den Schaubildern 5 und 6 (Schaubilder der Reckspannungen) ist die Spannungsverteilung in den Abschnitten A und B dargestellt. Man könnte die schaubildliche Darstellung so wählen, wie es in der Fig. 7 für die n. Schicht

angedeutet ist. Hier sind als Abszissen die halben Durchmesser d_n und d_{n-1} der Zylinderflächen verwendet, die die n. Schicht umgrenzen. Die Abszissen sind nach links und rechts von der senkrechten Nulllinie, welche die Stabachse darstellt, abgetragen. Als zugehörige Ordinaten sind die Spannungen σ_n gezeichnet, und zwar Zugspannungen nach oben von der wagerechten Nulllinie, Druckspannungen nach unten.

Kaltgezogener Nickelstahl.

Spannungsverteilung in Abschnitt A (Anlieferungszustand).

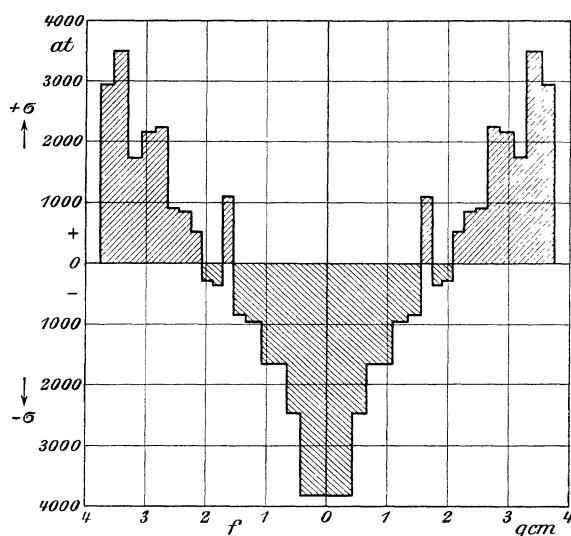


Fig. 5.

Spannungsverteilung in Abschnitt B. (1 Stunde bei $850^\circ C$ ausgeglüht.)

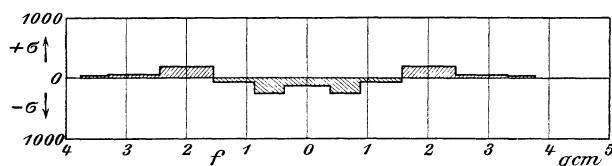


Fig. 6.

In den Fig. 5 und 6 sind aber als Abszissen statt $\frac{d_n}{2}$ und $\frac{d_{n-1}}{2}$ die Werte $\frac{f_n''}{2} = \frac{\pi}{8} d^2 n$ und $\frac{f_{n-1}''}{2} = \frac{\pi}{8} d^2 n-1$ gewählt (vergl. auch Fig. 4). Dies gewährt den Vorteil der leichten Kontrolle der Rechnung. Da nämlich die Summe aller den Eigenspannungen entsprechenden Kräfte des Gleichgewichts wegen null sein muß, so muß auch $\Sigma P = \Sigma f_n \cdot \sigma_n = 0$ werden. Das bedeutet aber in den Fig. 5

und 6, daß die Summe der schraffierten Flächen oberhalb der wagerechten Nulllinie gleich der Summe der schraffierten Flächen unterhalb dieser Nulllinie sein muß.

Die Fig. 5 läßt erkennen, daß in dem kaltgezogenen Stabe parallel zur Stabachse sehr beträchtliche Eigenspannungen bestehen, und zwar in der Stabmitte Druck-, in den äußeren Stabschichten Zugspannungen.

Die Zugspannungen gehen hinauf bis auf 3500 kg/qcm, die Druckspannungen bis auf 3810 kg/qcm.

Da mit den Spannungen in der Längsrichtung des Stabes auch Querdehnungen verbunden sind, so müssen auch Querspannungen innerhalb des Querschnittes bestehen. Sie werden aber bei der gewählten Art der Messung nicht

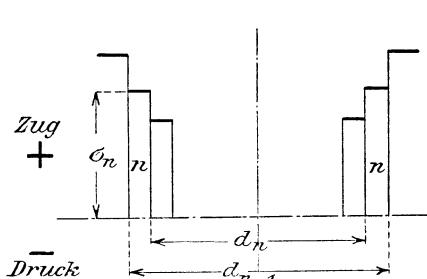


Fig. 7.

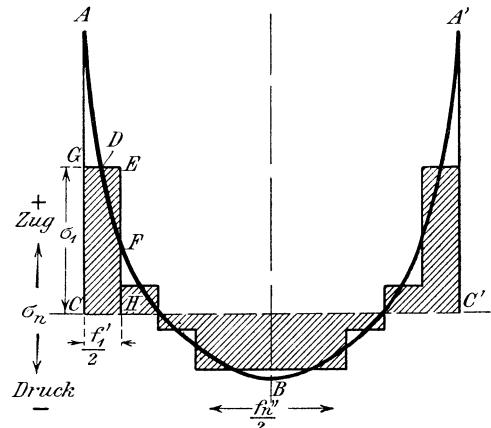


Fig. 8.

mit ermittelt. Um sich über diese Aufschluß zu verschaffen, müßte man beispielsweise den Stab innen ausbohren und die Änderung des äußeren Durchmessers nach jeder Ausbohrung feststellen.

Nach dem Glühen des kaltgezogenen Stabes (Fig. 6) sind die Eigenspannungen im wesentlichen verschwunden.

Es ist noch darauf hinzuweisen, daß die Eigenspannungen innerhalb einer Schicht n nicht gleich groß zu sein brauchen, und daß der berechnete Wert σ_n nur den Mittelwert der verschiedenen innerhalb der Schicht vorhandenen Spannungen angibt.

Die Linie ABA' in Fig. 8 möge z. B. die richtige Verteilung der Spannungen über den Querschnitt andeuten. Diese richtige Verteilungslinie könnte durch den Versuch nur gefunden werden, wenn die Zahl n der einzelnen abgedrehten

Schichten unendlich groß und ihre Dicke unendlich klein gewählt würde. Praktisch bleibt man natürlich hinter dieser Bedingung weit zurück. Wählt man z. B. den Querschnitt der äußersten abgedrehten Schicht 1 gleich f_1' wie in Fig. 8, so wird man durch die Messung die mittlere Spannung $\sigma_1 = CG$ erhalten, entsprechend der Wagerechten GE über der Abszisse $\frac{f_1'}{2}$. In Wirklichkeit ist aber die Spannungsverteilung über den Querschnitt der Schicht 1 gegeben durch die Linie ADF. In der äußersten Oberflächenschicht herrscht die hohe Spannung CA, in der inneren Wandung der Schicht dagegen nur die Spannung HF. Die mittlere Spannung σ_1 ergibt sich aus der Bedingung, daß die Fläche AGD gleich der Fläche DEF sein muß.

Als wesentlich ist zu beachten, daß die wirkliche Zugspannung in der äußersten Schicht CA viel größer sein kann, als die gemessene mittlere Spannung σ_1 . Es ist deswegen auch im Falle der Fig. 5 nicht ausgeschlossen, daß die Zugspannung in der äußersten Oberflächenschicht des kaltgezogenen Stabes den gemessenen Wert von 3500 kg/qcm erheblich überschreitet, und zwar um einen Betrag, über den wir uns nicht ohne weiteres ein Urteil bilden können. Sie kann in der äußersten Oberflächenhaut sogar bis zur Bruchgrenze des Metalles ansteigen. Es ist deshalb nicht zu verwundern, wenn schon geringfügige zusätzliche Spannungen (z. B. bereits infolge ungleichmäßiger Erwärmung oder Abkühlung, infolge Verletzung der Staboberfläche, infolge mechanischer Beanspruchung usw.) Aufreißen eines solchen kaltgerekten Metalles von der Oberfläche her herbeiführen können.

In kaltgezogenen Dampfturbinenschaufeln aus 25 prozentigem Nickelstahl, die im Betriebe an der Stelle A (Fig. 9) rissig wurden, konnte nachgewiesen werden, daß die größten Zug-Eigenspannungen bei A, die größten Druck-Eigenspannungen in der Nähe der scharf ausgezogenen Kanten lagen. Das Material zeigte die Merkmale starker Kaltreckung, so daß die Eigenspannungen als Reckspannungen zu betrachten sind. Die gemessenen Zugreckspannungen bei A gingen z. T. sehr hoch, bis recht nahe an die Bruchgrenze. Es kann daher nicht weiter auffällig sein, daß Schaufelmaterial mit solchen Reckspannungen schon durch geringe Zusatzbeanspruchungen (infolge mechanischer Beanspruchung oder infolge ungleichmäßiger Erwärmung im Betrieb) rissig wird. Es darf aber hieraus nicht geschlossen werden, daß der 25 prozentige Nickelstahl als solcher für Turbinenschaufeln unbrauchbar ist. Ich werde weiter unten auf Mittel und Wege verweisen, die zur Verminderung der Reckspannungen führen können.

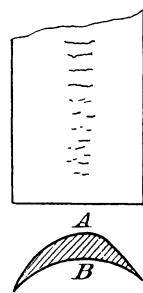


Fig. 9.

b) Messing. Bei gewissen stark kaltgezogenen Kupferlegierungen, insbesondere bei Messing läßt sich die Neigung zum Aufreißen infolge starker Reckspannungen dadurch zeigen, daß man den betr. kaltgezogenen Gegenstand in die Lösung eines Quecksilbersalzes oder auch in metallisches Quecksilber selbst ein-taucht.

Eine Stange aus schmiedbarem Messing (Cu: 57,80; Zn: 40,8; Sn: 0; Pb: 1,35; Fe + Al: Spur.) war von 28 mm Durchmesser auf einen Durchmesser von 25 mm kalt heruntergezogen worden, ohne daß Ausglühen dazwischen geschaltet worden wäre. Die Streckzahl ist sonach 1,26; die Streckung 26 %. Ein etwa 180 mm langer Abschnitt der Stange, der im Einlieferungszustand völlig frei von Rissen war, wurde in eine Lösung von Quecksilberoxydulnitrat eingetaucht. Nach etwa 10 Minuten war er unter starkem Knacken längs so aufgeplatzt, wie es in Fig. 10

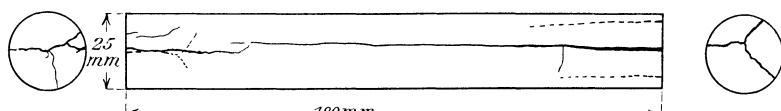


Fig. 10.

gezeigt ist. Die Entstehung von Längsrissen deutet darauf hin, daß im vorliegenden Falle die quer zur Stabachse gerichteten Reckspannungen gegenüber denen parallel zur Stabachse überwiegen; denn im entgegengesetzten Falle hätten Querrisse entstehen müssen. Da die Risse auf der Oberfläche ansetzen und außen stark aufklaffen, so müssen die Reckspannungen in der Querrichtung auf der Oberfläche Zug-, im Innern Druckspannungen sein. Der äußere Teil I des Stab-

querschnittes muß wie ein aufgeschrumpfter Ring auf den inneren Teil II drücken. Siehe Fig. 11. Der äußere Ring steht sonach unter Zug und sein Durchmesser wird elastisch vergrößert. Wird durch Ausbohren der von dem inneren Kern geleistete Widerstand weggemommen, so kann der Ring I seinem Bestreben, einen geringeren Durchmesser anzunehmen, Folge geben. Dies muß sich durch Verringerung des Außendurchmessers d_a zu erkennen geben.

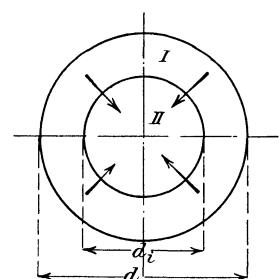


Fig. 11.

Die folgende Tabelle zeigt, daß dies tatsächlich bei der Messingstange der Fall war. Der Versuch wurde mit einem etwa 50 mm langen Stück der kaltgezogenen Rundstange ausgeführt, das stufenweise auf den inneren Durchmesser d ausgebohrt wurde. Nach jeder Ausbohrung wurde der äußere Durchmesser d_a zurückgemessen. Die Messung geschah mit der Schublehre. Die angegebenen

Zahlen sind das Mittel aus 4 an verschiedenen Stellen vorgenommenen Einzelmessungen.

1. Ausbohrung	2. Ausbohrung	3. Ausbohrung
$d_i = 4$	10	16 mm

Verringerung des äußeren Durchmessers $d_a \dots$	0,000	0,010
		0,025 mm.

Da nach der Ausbohrung von 16 mm der größte Teil der Reckspannungen beseitigt sein mußte, so darf der übrig bleibende Hohlzylinder in der Quecksilberlösung nicht mehr aufplatzen. Dies wurde durch den Versuch als zutreffend erwiesen. Ebenso platzte ein 50 mm langer Abschnitt der ursprünglichen kaltgezogenen Stange nach Abdrehen der äußeren Schicht bis auf 15 mm Durchmesser aus dem gleichen Grunde in der Quecksilberlösung nicht mehr auf.

Rundstange kaltgezogen.

Messing (Cu: 57,8; Zn: 40,8; Pb: 1,35)
Streckzahl 1,26.

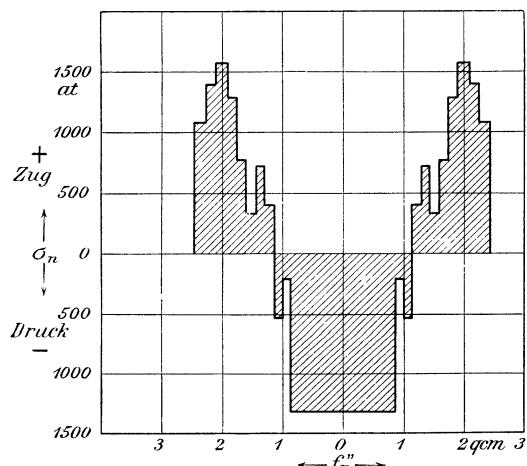


Fig. 12.

betr. Querschnitt $\frac{f_n''}{2} = 2 \text{ qcm}$ die mittlere Spannung 1575 kg/qcm an irgend einer Stelle wesentlich überschritten wird, da ja die Möglichkeit besteht, daß dort die schraffierte Fläche umschließende Kurve eine scharfe Spitze nach oben hat.

Reckspannungen in kalt gehämmertem Flußeisen.

Hämmert man eine Rundstange aus Eisen mit der Hammerfinne Fi (Fig. 13) bei gewöhnlicher Temperatur unter beständigem Drehen der Stange um ihre Achse, so kann es vorkommen, daß die Stange in der Längsrichtung aufreißt, wie die Fig. 13 und 14 bei rr im Längsschnitt zeigen. Die Erklärung ist folgende. Inner-

Auch die Eigenspannungen des kaltgezogenen Messingstabes in der Längsrichtung wurden in der früher angegebenen Weise gemessen und lieferten das in Fig. 12 dargestellte Ergebnis. Die Zugspannungen sind wieder in den äußeren Schichten, die Druckspannungen in den inneren Teilen vorhanden. Der Höchstwert der Zugspannungen liegt allerdings nicht in der äußersten Oberflächenschicht, sondern etwas unterhalb der Oberfläche. Er wurde zu 1575 kg/qcm gefunden. Aus den weiter oben angegebenen Gründen ist es nicht ausgeschlossen, daß in dem

halb des Querschnittes wird die äußere Schicht a (Fig. 13), weil sie unmittelbar vom Hammer getroffen wird, stärker gereckt als der innere Teil i . Wegen der Verkupplung der Teile muß a elastisch gestaucht, i elastisch gedehnt werden, damit sie, auf die Längeneinheit bezogen, gleiche Streckung annehmen können. Die äußere Schicht a wird daher unter Druck-, die innere i unter Zugspannung stehen. Die Zugspannungen im Innern können ein solches Maß erreichen, daß in der Mittellinie der Stange der Zusammenhang unter Rißbildung rr gelöst wird.

Außer den eben beschriebenen Eigenspannungen in der Querrichtung werden auch solche in der Längsrichtung des kaltgehämmerten Stabes auftreten, und zwar aus den gleichen Gründen in der Oberflächenschicht Druck-, in den axialen Schichten Zugspannung.

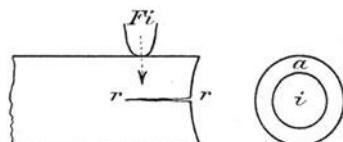


Fig. 13.

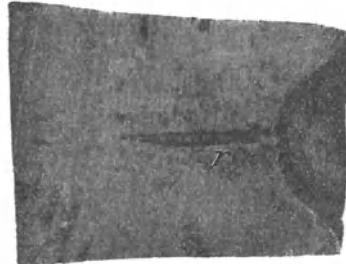


Fig. 14.

Daß dies tatsächlich zutrifft, ergibt sich aus folgendem Versuch, dessen Ergebnisse im Schaubild 15 gezeigt sind. Von einer warmgewalzten Flußeisen-Rundstange (S. 783) von 36 mm Durchmesser (C: 0,08; Si: 0,014; Mn: 0,35; P: 0,024; S: 0,05; Cu: 0,20) wurde ein Abschnitt bei gewöhnlicher Temperatur unter dem Schnellfederhammer um 10,7 % gestreckt. Die Längsspannungen, die hierbei erzielt worden waren, wurden nach dem bereits angegebenen Verfahren nach dem Abdrehen einzelner Schichten bestimmt. Die größte, am Stabumfang gemessene Druckspannung betrug 1088 kg/qcm, die höchste im Innern gemessene Zugspannung 1563 kg/qcm.

Reckspannungen in bei Blauwärme gehämmertem Flußeisen.

Von der gleichen warmgewalzten Flußeisen-Rundstange, S. 783, wurde ein Abschnitt bei Blauwärme (230 bis 260 ° C) um etwa 5,2 % durch Kalthämmern unter dem gleichen Federhammer gestreckt. Es war anfangs beabsichtigt, denselben Streckgrad von 10,7 % zu erzielen, wie in dem vorausgegangenen Falle. Das Flußeisen leistete aber in der Blauwärme gegenüber dem Schmieden einen solchen

Widerstand (ähnlich wie harter Stahl), daß mit den vorhandenen Mitteln nicht über 5,2 % Streckung hinausgegangen werden konnte. Die Ermittlung der Eigenspannungen in der Längsrichtung lieferte die in Fig. 16 dargestellten Ergebnisse.

Der Vergleich dieser Figur mit der Fig. 15 bietet besonderes Interesse, da die Eigenspannungen in dem blauwärme gereckten Rundstab wesentlich größer sind als in dem kaltgereckten, trotzdem bei der Blauwärme nur etwa die Hälfte der Streckung erzielt worden war als beim Kalt-

Flußeisen S. 783.
Bei gewöhnlicher Temperatur gehämmert.
Streckzahl 1,107.

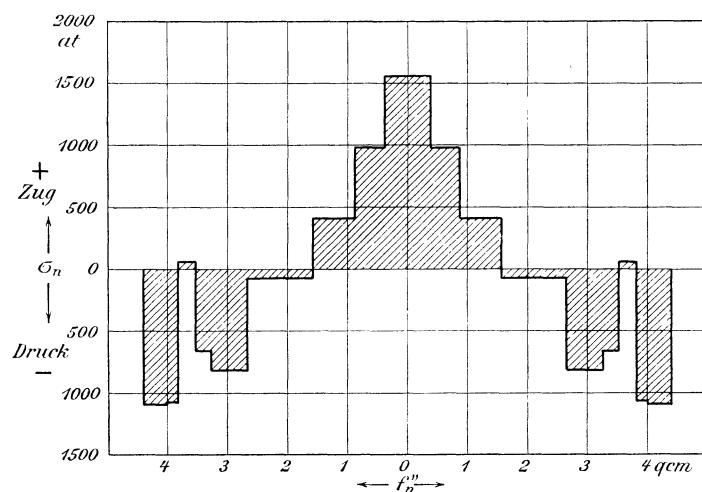


Fig. 15.

s c h m i e d e n. Die Zugspannungen in den inneren Teilen des Stabes waren bis auf 2900 kg/qcm gestiegen, die größte Druckspannung in der Nähe der Oberfläche ergab sich zu 1500 kg/qcm.

Nach obigem scheint also das Recken bei Blauwärme die Entstehung von Reckspannungen besonders zu begünstigen. In diesem Umstande scheint mir auch die Ursache dafür zu liegen, daß die Formgebung von Werkstücken in der Nähe der Blauwärme besonders leicht zu Schäden durch nachträgliches Aufreißen führt.

Überzogener Flüßeisendrah t.

Da, wie oben erwähnt, beim Drahtziehen die inneren Schichten in der Längsrichtung stärker gereckt werden als die äußeren, so kann bei zu weit getriebenem Ziehen das Arbeitsvermögen des Metalles im Innern eher erschöpft werden als

in den äußersten Schichten. Es können dann Erscheinungen auftreten, wie sie in Fig. 17, 18, 19 in 7,5 facher Vergrößerung gezeigt sind¹⁾. Fig. 17 entspricht dem Längsschliff, Fig. 18 und 19 geben zwei Querschliffe durch den kaltgezogenen

Flußeisen S. 783.
Bei Blauwärme (230–260° C) gehämmert.
Streckzahl 1,052.

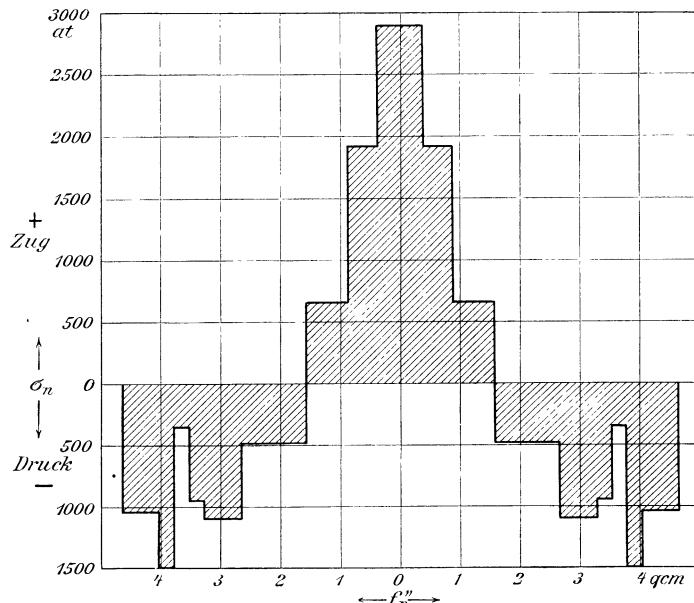


Fig. 16.

Draht. Dieser ist in der Mitte an verschiedenen Stellen aufgerissen. Die Rißwandungen haben sich beim Weiterziehen zu Rotationsparaboloiden umgewandelt. Fig. 18 zeigt einen Querschnitt durch ein solches Paraboloid in der Nähe des Scheitels, Fig. 19 einen solchen in etwas größerer Entfernung vom Scheitel.

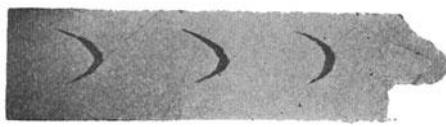


Fig. 17.

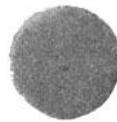


Fig. 18.



Fig. 19.

Im Innern gerissene Schmiedestücke.

Ähnliche Erscheinungen, wie sie in den Fig. 13 und 14 als Folge des Kalt hämmerns dargestellt worden sind, nämlich Bildung eines Risses rr in der Richtung

¹⁾ A. Martens: Über einige in der mechanisch-technischen Versuchsanstalt ausgeführte mikroskopische Eisenuntersuchungen. Mitt. aus den Königl. Techn. Versuchsanstalten, 1892.

der Stabachse, können auch beim Warmschmieden eintreten, wenn die Streckung der äußeren Schichten des geschmiedeten Stabes der inneren sehr stark voreilt, so daß infolge der gegenseitigen Verkupplung die Bruchgrenze des Materials bei der betr. Temperatur erreicht wird. Eine geschickte Ausnutzung dieses Vorganges ist das *M a n n e s m a n n s c h e* Schrägwälzverfahren zur Erzeugung von Hohlblöcken aus Vollblöcken.

Ist eine Stange, die durch Schmieden gestreckt werden soll, nicht gleichmäßig durchgewärmt, sondern besitzt sie in den äußeren Schichten die richtige Schmiedehitze, im Innern dagegen eine zum Warmschmieden zu niedrige Temperatur, so werden sich die wärmeren Außenschichten unter dem Einfluß der durch das Hämmern in der Längsrichtung wirkenden Kraft um ein Beträchtliches mehr strecken können als die kälteren Innenschichten. Die letzteren möchten zurück-

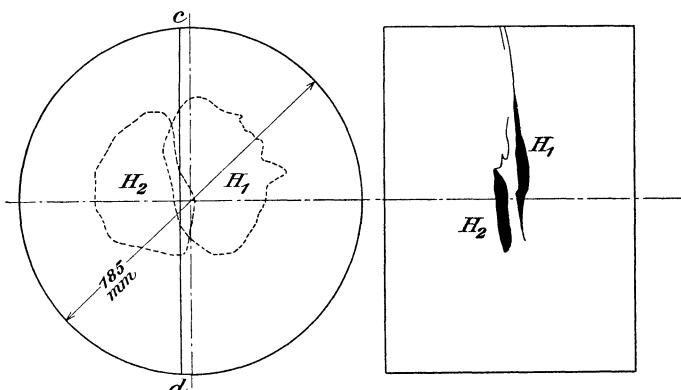


Fig. 20.

bleiben, müssen sich aber infolge der Verkupplung mit den äußeren Schichten auf eine gemeinschaftliche Länge mit diesen einigen. Dadurch kommt in den inneren Schichten starke Zugwirkung zustande, die, wenn sie ein genügendes Maß erreicht hat, zum Aufreißen der Stange und stellenweisen Trennung der Schichten führen kann, ähnlich wie in Fig. 17. Wird das Schmieden alsdann weiter fortgesetzt, so können sich wie in Fig. 17 große parabolische Trichterbildungen einstellen, die oberflächlich nicht zu erkennen sind und sich erst nach der Zerstörung oder nach dem Durchschneiden des Schmiedestückes dem Auge zeigen.

Beispiele aus der Praxis, die voraussichtlich auf ähnliche Erscheinungen zurückzuführen sind, finden sich in den Fig. 20 und 21.

Fig. 20 stellt einen Quer- und Längsschnitt durch einen Teil einer stählernen Eisenbahnachse mit zwei Hohlräumen H_1 und H_2 im Innern dar. Ihre Gegenwart war dem Auge gänzlich verborgen. Die scharfzackigen Hohlräume wirkten wie

Kerbe, so daß sich während des Betriebes von innen heraus Risse bildeten, die sich allmählich bis zur Oberfläche fortsetzten.

Fig. 21 zeigt eine warmgeschmiedete Kolbenstange aus schmiedbarem Messing. Sie bestand aus zwei Teilen I und II, die wie Hohlkegel und Kegel ineinander paßten; der Zusammenhang zwischen den beiden Teilen war nur durch den ringförmigen Querschnitt von der Dicke d aufrecht erhalten. Die Stange brach im

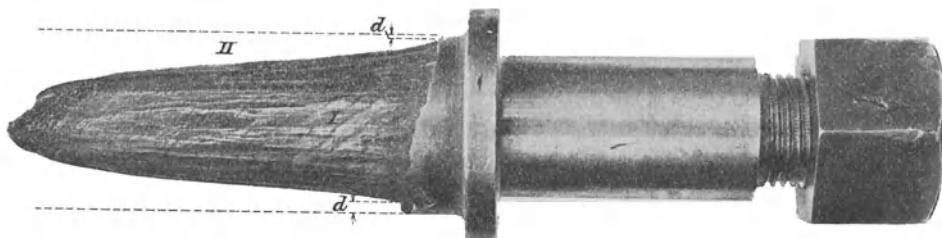


Fig. 21.

Betrieb, weil dieser ringförmige, wirklich tragende Querschnitt den aufzunehmenden Kräften gegenüber zu klein war. Auch hier war der Fehler in der fertigen Kolbenstange vor dem Bruch nicht sichtbar.

In Fig. 22 ist ein Zerreißstab abgebildet, der aus einer geschmiedeten Bronze stange entnommen worden war. Der Stab zeigte äußerlich nichts Auffälliges. Nach dem Zerreissen in der Zerreißmaschine ergab sich eine ganz ähnliche Erscheinung wie in Fig. 21. Der Stab bestand aus zwei Teilen, die wieder wie Dolch

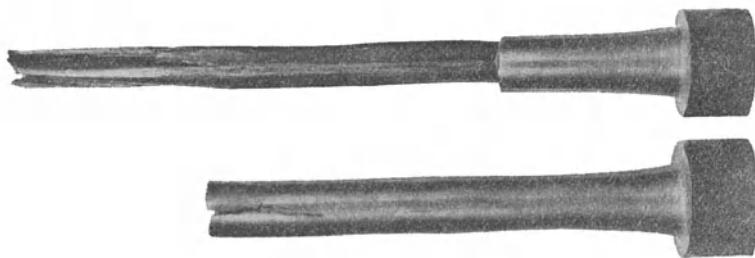


Fig. 22.

und Scheide ineinander paßten und bis auf einen kleinen ringförmigen Querschnitt ohne Zusammenhang waren.

Die oben beschriebene Kegelbildung in geschmiedeten metallischen Stoffen kann unter Umständen begünstigt werden durch Gefügefehler in den inneren Schichten (Hohlräume, fremde Einschlüsse, Seigerungsstellen usw.); sie kann aber auch in gesundem, von Fehlstellen freiem Material eintreten.

Aufreißen kaltgereckter metallischer Stoffe.

Die Reckspannungen können unter Umständen so groß sein, daß an den Stellen mit Zugspannungen Aufreißen eintritt. Diegel¹⁾ führt eine ganze Reihe solcher Fälle auf. Namentlich häufig sind die Fälle des Aufreißens bei Messing, Aluminiumbronze. Verfasser beobachtete auch Fälle bei kaltgereckten Zinnbronzen und vor allem bei 25 prozentigem Nickelstahl. Das Aufreißen kann oft sehr lange Zeit nach dem Kaltstrecken, oft erst nach Jahren, vielfach scheinbar ohne äußerer Anlaß eintreten.

So ist z. B. in Fig. 23 und 24 ein Teil einer kaltgereckten Stange aus Aluminiumbronze (Cu: 88,2; Zn: 0,70; Fe: 3,31; Al: 7,65; P: 0,028; Si: 0,086) wieder-

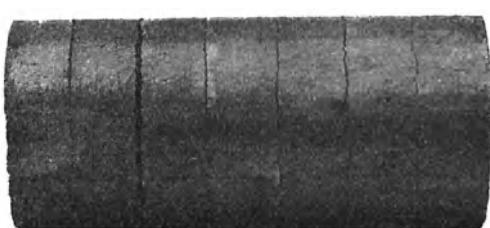


Fig. 23.



Fig. 24.

gegeben, die ich der Güte des Herrn Direktor Diegel verdanke. Sie enthielt so starke Reckspannungen, daß sie nach längerem Lagern ganz von Querrissen durchsetzt wurde. Die Tiefe dieser Querrisse ist aus Fig. 24 ersichtlich.

Das Aufreißen von kaltgereckten metallischen Werkstücken infolge von Reckspannungen kann durch folgende Umstände begünstigt werden:

a) **Zusätzliche Spannungen infolge mechanischer Beanspruchung.** Ist z. B. in einer Schicht eines kaltgereckten Metalles infolge des Kaltstreckens die Streckgrenze bis nahe an die Bruchgrenze hinaufgerückt, und erreichen die Zugreckspannungen in dieser Schicht nahezu die Streckgrenze für Zug, so wird bei Belastung durch äußere Zugkräfte zu der bereits vorhandenen Eigenspannung σ_n noch die zusätzliche Spannung σ_m infolge der äußeren Kräfte hinzutreten. Ist dann $\sigma_n + \sigma_m$ größer als die Streckgrenze, so kann die Summe die Bruchgrenze erreichen und es können Risse in der betreffenden Schicht entstehen. In einer kaltgereckten Stange oder in einem kaltgereckten Rohr entstehen dann Querrisse, wenn die Summe $\sigma_n + \sigma_m$ in der Längsrichtung wirkt,

¹⁾ Verh. Verein z. Bef. Gewerbfl. 85, 177; 1906. Nachträgliches Aufreißen kaltverdichteter Kupferlegierungen.

Längsrisse dagegen, wenn die Spannungen $\sigma_n + \sigma_m$ parallel zum Querschnitt gerichtet sind.

b) **Zusätzliche Spannungen infolge ungleichmäßiger Erwärmung.** Man denke sich in Fig. 2 die drei Federn durch Metallstangen ersetzt, im übrigen aber die Verhältnisse gleich, so daß in den Stangen I und I' Zugspannung σ_1 , und in der Stange II Druckspannung σ_2 herrscht. Die Spannungen sollen Reckspannungen sein. Wird das System ungleichmäßiger Erwärmung ausgesetzt, so daß Stab II die höhere Temperatur T, die Stäbe I und I' die niedere Temperatur t annehmen, so werden neue Eigenspannungen (Wärme- spannungen) als Zusatzspannungen entstehen. Der Stab II möchte sich ausdehnen. Dem widersetzen sich aber die Stäbe I und I', so daß in diesen letzteren Zugspannungen σ_1' , und in II Druckspannungen σ_2' entstehen. Die Spannungen σ_1 und σ_1' einerseits und σ_2 und σ_2' andererseits addieren sich. Die Summe $\sigma_1 + \sigma_1'$ kann die Bruchgrenze erreichen, namentlich dann, wenn die Streckgrenze des Materials gegenüber Zug infolge des vorausgegangenen Kaltreckens bereits nahe an die Bruchgrenze herangerückt war. Statt ungleichmäßiger Erwärmung kann natürlich auch ungleichmäßige Abkühlung zum gleichen Ergebnis führen.

Einen Fall, in dem aller Wahrscheinlichkeit nach infolge des Hinzutretens von Wärme- spannungen zu den Reckspannungen örtliches Aufreißen eingetreten ist, stellen die aufgerissenen Dampfturbinenschaufeln dar (Fig. 9). Die Schaufeln hatten auf der Seite A besonders hohe Zugreckspannungen. Wenn die Schaufeln dort zeitweise niedere Temperatur als auf der gegenüberliegenden, vom Dampf getroffenen Seite haben, so sind die obigen Bedingungen gegeben. Wenn die Temperaturunterschiede nur während einer sehr kurzen Zeit herrschen und sich dann wieder infolge Wärmeleitung ausgleichen, so treten die Zusatzspannungen σ_1' und σ_2' plötzlich auf, um dann wieder zu verschwinden. Die Wirkung gleicht dann der eines Schlag- es. Wiederholen sich diese ungleichmäßigen Erwärmungen häufig, so haben wir häufig wiederkehrenden Spannungswechsel zwischen den Grenzen σ_1 und $\sigma_1 + \sigma_1'$ an der Stelle A, was in der bekannten Weise zum Bruch führen kann, wenn die Werte von σ_1 und $\sigma_1 + \sigma_1'$ bestimmte Grenzen übersteigen.

c) **Verletzung der Oberfläche infolge mechanischer Einwirkung oder durch chemisch angreifende Stoffe.** In der äußersten Schicht 1 einer kaltgerekten Stange herrsche die Zugreckspannung σ_1 in der Richtung der Längsachse des Stabes. Der Querschnitt der Schicht sei f_1' . Durch Verletzung an einer bestimmten Stelle werde der Querschnitt dort um den Betrag φ verkleinert. Es muß dann sein

$$f_1' \sigma_1 = (f_1' - \varphi) \sigma,$$

worin σ die Spannung in dem verletzten Querschnitt $f_1' - \varphi$ bedeutet. Es folgt

$$\sigma = \frac{f_1' \sigma_1}{f_1' - \varphi}.$$

Durch die Verletzung wird somit die Spannung in dem verletzten Querschnitt vergrößert. Die Verletzung kann außerdem noch wie ein Kerb wirken. Im Grunde von Kerben werden infolge der Kerbwirkung starke örtliche Spannungssteigerungen erzeugt. Demnach kann im Grunde der durch die Verletzung erzeugten Kerbe ein Vielfaches der oben berechneten Spannung σ erreicht werden¹⁾. War nun bereits vor der Verletzung die Spannung σ_1 nahe der Bruchgrenze, so kann ihre Steigerung durch die Verletzung zur Entstehung eines Risses in dem verletzten Querschnitt führen.

Die Verletzung kann herbeigeführt werden durch Anritzen, z. B. durch Kratzen des kaltgereckten Materials auf harter Unterlage usw.

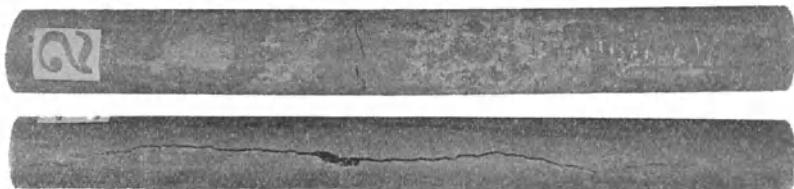


Fig. 25.

Die Verletzung kann aber auch durch Ätzmittel erfolgen, die die Oberfläche des kaltgereckten Materials örtlich angreifen. Für Messing und andere Kupferlegierungen war bereits oben von der Wirkung des Quecksilbers und seiner Lösungen die Rede, welche unter Umständen in Metallen mit starken Reckspannungen infolge Anätzung der Oberfläche Aufplatzen des Metalls bewirken. Bei Messing genügen aber bereits in der Luft enthaltene Stoffe, wie Kohlendioxyd neben Feuchtigkeit, Ammoniakdämpfe, um bei längerer Dauer der Einwirkung Aufplatzen herbeizuführen.

Die in Fig. 25 dargestellten Messingrohre waren teils quer, teils längs infolge starker Reckspannungen beim bloßen Lagern aufgeplatzt. Daß sie tatsächlich starke Eigenspannungen enthielten, ließ sich dadurch nachweisen, daß Abschnitte

¹⁾ Vergl. Leon: Über die Spannungsverteilung in der Umgebung einer halbkreisförmigen Kerbe usw. Oest. W. Baud. 1908, Heft 29, 43, 44. — Martens-Heyn, Handbuch der Materialienkunde, IIA. § 340.

der Rohre, die noch rißfrei waren, in die Quecksilberlösung eingetaucht, sofort aufrissen.

Die Ätzung kann auch zuweilen unbeabsichtigt sein. So hatte das Materialprüfungsamt vor längerer Zeit den Auftrag erhalten, die Ursache festzustellen, warum rohrförmige Gefäße aus kaltgereckter Zinnbronze rissig geworden waren. Die Aufklärung war sehr dringlich. Die Rohre waren mit einer Zinnoberfirnisfarbe gestrichen. Nach längeren Versuchen, die zunächst an Hand von Messing-Patronenhülsen ausgeführt wurden, in die absichtlich an der Mündung starke Reckspannungen hineingebracht worden waren, konnte festgestellt werden, daß der Zinnoberanstrich der Übeltäter war. Bei Gegenwart von Feuchtigkeit kann sich der Zinnober (HgS) mit dem Kupfer der Legierung (Messing oder Bronze) zu Schwefelkupfer umsetzen, während das Quecksilber frei wird. Dies vermag nun als Ätzmittel auf das kaltgereckte, mit Eigenspannungen behaftete Metall einzuwirken, wie das oben auseinandergesetzt ist, und mit der Zeit Entstehung von Rissen bewirken, wenn die Reckspannungen genügend groß waren. Die Zeit der Wirkung



Fig. 26.

ist um so kürzer, je magerer der Anstrich ist, d. h. je weniger Firnis verwendet wird. Die Möglichkeit des Zutritts von Feuchtigkeit muß gegeben sein, wenn die Wirkung eintreten soll.

Es ergibt sich hieraus die Lehre, daß man mit starken Spannungen behaftete Messing- oder Bronzegegenstände nicht mit Zinnober anstreichen soll.

Eine bis zu einem gewissen Grade ähnliche Erscheinung konnte im Materialprüfungsamt bei kaltgewalzten Aluminiumblechen und bei Hohlgefäßen, die durch Kaltziehen daraus hergestellt waren, beobachtet werden¹⁾.

In gewissen Wassersorten reißen diese Bleche und Hohlgefäße unter Aufbeulung und Aufblätterung auf, so daß örtlich sehr starke Zerstörungen eintreten können. In Fig. 26 ist ein solches Blech in siebenfacher Vergrößerung dargestellt. Das Wasser hat hierbei die Rolle des Ätzmittels gespielt. Durch die Querschnittsschwächung infolge der Ätzung sind die starken Reckspannungen örtlich gesteigert

¹⁾ E. Heyn und O. Bauer: Zersetzungerscheinungen in Aluminium und Aluminiumgeräten. Mitteilungen Kgl. Materialprüfungsamt 1911, Heft 1.

worden, so daß Aufplatzen des Bleches eintrat. Glüht man die Bleche vor dem Einbringen in dasselbe Wasser, so bleibt die Erscheinung aus, wie Fig. 27 lehrt, da ja durch das Glühen die Reckspannungen beseitigt sind.

**M i t t e l z u r V e r m e i d u n g o d e r B e s e i t i g u n g d e r d u r c h
d a s K a l t r e c k e n e n t s t e h e n d e n R e c k s p a n n u n g e n u n d
i h r e r F o l g e n .**

a) **A u f m e c h a n i s c h e m W e g e .** Der Umstand, daß in den kaltgezogenen Stangen in den Oberflächenschichten Zugspannung, in den kalt gehämmerten Stangen dagegen Druckspannung auftritt, kann ausgenutzt werden, um die Größe der Reckspannungen zu vermindern. So kann z. B. die Querschnittsverminderung und Streckung eines Profilstabes bei gewöhnlicher Temperatur so vorgenommen werden, daß man den Stab abwechselnd kaltzieht und kalthämmert. Die durch das Ziehen in der ersten Stufe in der Oberflächenschicht erzeugte Zugspannung wird durch die beim Kalthämmern

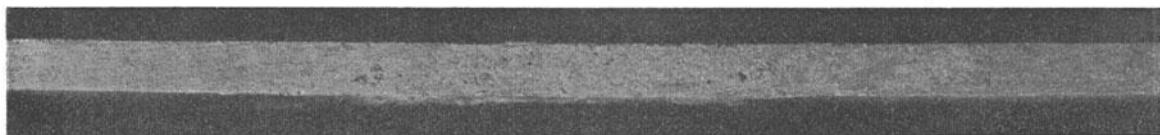


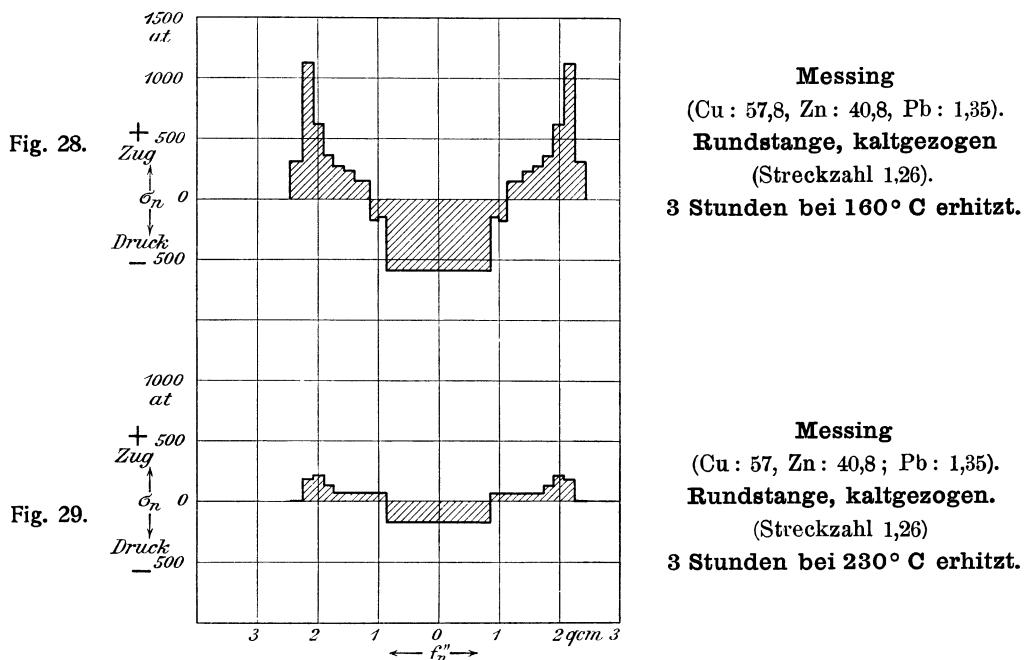
Fig. 27.

in der zweiten Stufe entstehende Druckspannung bis zu einem gewissen Grade wieder ausgeglichen usw. Ob das Kalthämmern hierbei auch durch das Kaltwalzen ersetzt werden kann, vermag ich vorläufig nicht sicher zu sagen, da ich in kaltgewalzten Metallen noch keine Spannungsmessungen ausgeführt habe. Nach einer an mich gelangten Privatmitteilung scheint man von diesem Verfahren der Verminderung der Reckspannungen bereits praktisch Gebrauch gemacht zu haben.

b) **D u r c h E r w ä r m e n d e r k a l t g e r e c k t e n M a t e r i a l i e n .** Die Reckspannungen werden in jedem Falle durch Glühen oberhalb derjenigen Temperaturgrenze t_r entfernt, bei welcher die Wirkung des Kaltreckens (Steigerung von Streck- und Bruchgrenze, Verminderung der Bruchdehnung) wieder beseitigt wird. Dies ist bereits oben bei der Besprechung des 25 prozentigen Nickelstahles gezeigt worden.

Mit der früher bereits erwähnten kaltgezogenen Stange aus schmiedbarem Messing wurden Versuche darüber ausgeführt, ob bereits Erwärmen unterhalb der Grenztemperatur t_r ausreicht, die Reckspannungen wenigstens teilweise

zu entfernen. Bei kaltgerecktem schmiedbaren Messing von ähnlicher Zusammensetzung macht sich nach K u d r i u m o w (Monographie der Kupfer-Zink-Legierungen) die Glühwirkung, d. h. die Verminderung von Streck- und Bruchgrenze, und die Steigerung der Dehnung, dicht oberhalb 200° C schwach bemerkbar und setzt sich von da ab weiter bis über 400° C fort. Eine kaltgezogene Stange aus dem Metall (Streckzahl 1,26) ergab das früher in Fig. 12 dargestellte Schaubild über die Verteilung der Reckspannungen. Nach dreistündigem Erwärmen eines anderen Abschnittes derselben Stange bei 160° C waren die Reckspannungen bereits wesentlich vermindert, wie aus der Fig. 28 hervorgeht. Nach dreistündigem



Erwärmen eines dritten Abschnittes derselben kaltgereckten Stange bei 230° C waren nur noch unbedeutende Spannungen zurückgeblieben, wie aus Fig. 29 ersichtlich ist.

Ätzversuche mit Quecksilberlösung zeigten, daß die drei Stunden unterhalb 100° C erwärmten Proben bei der Ätzung infolge der noch vorhandenen Reckspannungen aufplatzten, während die drei Stunden bei 100° C und darüber erwärmten Proben nicht mehr aufrissen.

Es scheint sonach bei dem untersuchten Material bereits schwaches Erwärmen, das noch keine wesentlichen Änderungen der Festigkeitseigenschaften (Streck- und Bruchgrenze, Bruchdehnung) herbeizuführen vermag, Verminderung der Reckspannungen bewirken zu können. Die Frage soll im Materialprüfungsamt

eingehender studiert werden, namentlich auch bezüglich der Einwirkung schwacher Erwärmung auf andere kaltgereckte Metalle. Sie ist von außerordentlicher Bedeutung, weil für den Fall, daß sich obige Beobachtung verallgemeinern läßt, es möglich wird, die Reckspannungen in kaltgereckten Metallen zu beseitigen, ohne daß die durch das Kaltrecken zuweilen angestrebten Festigkeitseigenschaften (erhöhte Streck- und Bruchgrenze) erheblich geändert werden.

Die Frage spielt auch eine Rolle beim Ausglühen von Kranketten. Diese können während des Gebrauches durch gelegentliche örtliche Überanspruchung Kaltreckung und somit Reckspannungen annehmen. Diese kann man durch Ausglühen bei Rotglut wieder beseitigen. Dadurch wird aber die durch das Kaltrecken gehobene Streckgrenze wieder heruntergesetzt, so daß bei Wiederingebrauchnahme der Kette nach dem Glühen aufs neue bleibende Streckung eintritt, und die Glieder nicht mehr in das Kettenrad passen. Würde es möglich sein, etwaige Reckspannungen bei wesentlich niederen Temperaturen als Rotglut zu beseitigen, ehe noch die Temperatur t_r erreicht ist, bei der die Streckgrenze heruntergedrückt wird, so würde der genannte Nachteil beseitigt werden können. Auch hierüber sind im Materialprüfungsamt Untersuchungen im Gange.

Andere Arten von Eigenspannungen.

a) **Wärmespannungen.** Die Reckspannungen sind nicht die einzige Art von Eigenspannungen, die in Werkstücken auftreten können. Auch ungleichmäßige Erwärmung oder Abkühlung kann zu Eigenspannungen (Wärmespannungen) führen. Hiervon war bereits weiter oben gelegentlich der Besprechung der Zusatzspannungen, die zum Aufreißen mit Reckspannungen behafteter Werkstücke führen können, die Rede.

Denkt man sich in Fig. 3 die äußere Schicht I des Stabes stärker erwärmt als der Kern, so wird Teil I eine größere Länge anstreben als Teil II. Infolge der gegenseitigen Verkupplung müssen sich die Stabteile auf eine mittlere Länge einigen, was möglich ist durch Dehnung des Kerns II und Verkürzung der Oberflächenschicht I. In letzterer wird sonach Druckspannung, in ersterem Zugspannung herrschen.

Kühlt man den spannungslosen Stab ungleichmäßig ab, so daß die Oberfläche I zu einer bestimmten Zeit niedere Temperatur hat als der Kern II, so treten auch Wärmespannungen auf, aber Zug in der Oberflächenschicht I und Druck im Kern II.

Überschreiten die so erzeugten Wärmespannungen an keiner Stelle des Stabes die Streckgrenze, so bleiben sie nur so lange bestehen, als die Temperaturunter-

schiede zwischen den einzelnen Stabteilen erhalten bleiben und verschwinden wieder nach dem Ausgleich der Temperatur.

Überschreiten die Spannungen aber stellenweise die Streckgrenze des Materials, so bleiben auch nach Ausgleich der Temperatur Spannungen in gewissem Betrage zurück. (Gußspannungen, Spannungen in Schmiedestücken usw.)

Wärmespannungen können, da die Ungleichheit der Temperatur in vielen Fällen wegen der guten Wärmeleitfähigkeit der Metalle nur während ganz kleiner Zeiträume auftritt, stoßweise einsetzen, um dann ganz oder teilweise wieder zu verschwinden. Solche stoßweise einsetzenden Wärmespannungen können besonders gefährlich werden, da sie das Metall wie heftige Schläge beanspruchen.

Es ist hier nicht möglich, auf die vielgestaltigen und praktisch wichtigen Erscheinungen, die durch Wärmespannungen veranlaßt werden können, näher einzugehen. Die Verhältnisse sind ausführlich¹ besprochen in Martens-Heyn Materialienkunde, Band II a, worauf hier verwiesen werden mag.

b) Quellspannungen. Besteht der Stab in Fig. 3 aus einem Material, z. B. Holz, das je nach der Feuchtigkeit der mit ihm in Berührung stehenden Luft verschiedene Mengen Feuchtigkeit aufnimmt und infolgedessen sein Volumen und damit auch seine Länge ändert, so können ebenfalls Eigenspannungen eintreten, wenn beispielsweise der äußere Stabteil I mehr Feuchtigkeit aufnimmt und sich mehr ausdehnt als der Kern II usw.

c) Umwandlungsspannungen. Besteht der Stab Fig. 3 aus einem Stoff, der innerhalb eines bestimmten Temperaturbereiches einer Umwandlung fähig ist, die unter starker Änderung des Volumens (also auch Änderung des spezifischen Gewichtes) erfolgt, und geht die Umwandlung in den Stabteilen I und II nicht zu gleicher Zeit vor sich, so können wiederum Eigenspannungen entstehen. (Treibender Zement, zerrieselnder Zementklinker usw.)

Diskussion.

Seine Königliche Hoheit der Großherzog von Oldenburg:

Meine Herren! Durch den Vortrag des Herrn Professor Heyn sind wir auf ein Gebiet geführt, dessen Durchforschung für den praktischen Ingenieur von der größten Bedeutung ist, insofern die Betriebssicherheit von den auftretenden Eigenspannungen abhängig ist. Im Namen der Versammlung spreche ich Herrn Professor Heyn unseren tiefgefühlten Dank für seine interessante Arbeit aus. (Lebhafter Beifall.)

XVIII. Die Unsinkbarkeit moderner Seeschiffe.

Vorgetragen von Geh. Reg. Rat Prof. O. Flamm - Charlottenburg.

Der Gedanke, Seeschiffe gegen das Wegsinken infolge eingetretener Leckagen zu schützen, ist ziemlich alt. In erster Linie waren es die Kriegsmarinen, welche bei ihren Konstruktionen in weitestem Maße mit dem Umstand zu rechnen hatten, daß im Gefecht Verletzungen der Außenhaut auch unter Wasser eintreten und somit die Schwimmfähigkeit des Fahrzeuges gefährden könnten. Daraus ergab sich die Forderung, den eigentlichen Schiffskörper so auszugestalten, daß durch derartige Havarien immer nur ein möglichst geringer Teil des tragenden Displacements in Fortfall kam, und neben begrenzter Tiefertauchung die Längs- und Querstabilität des Schiffes ungefährdet blieb. Erst sehr viel später ist man auch im Handelsschiffbau dieser Unsinkbarkeitsfrage der Seeschiffe, hauptsächlich der Passagierschiffe näher getreten: Die Schwimmfähigkeit des modernen Kriegsschiffes ist indessen aus leicht begreiflichen Gründen durch das moderne Passagierschiff nicht erreicht worden und wird auch kaum erreicht werden können, trotzdem die Forderung einer Sicherung gegen Wegsinken zweifellos im transatlantischen Passagierverkehr an erster Stelle steht.

Brauchen Passagiere und Besatzung im Falle einer Kollision oder eines sonstigen Unglücksfalles, welcher ein Eindringen des Wassers in einen mehr oder minder großen Raum des Schiffes zur Folge hat, das Schiff nicht zu verlassen, so sind die Rettungsvorkehrungen, welche beim Verlassen des Schiffes in Betracht kommen, Rettungsboote, Schwimmgürtel usw. von nebенsächlicher Bedeutung.

Da die Klassifikationsgesellschaften über die Bauart der Schiffe, insbesondere über die Materialstärke und -anordnung, sowie über die Bauausführung sorgsam wachen, ferner in regelmäßigen Zeitabschnitten das Fahrzeug einer Kontrolle unterziehen, so kommt für die hier behandelte Sicherheit der Schiffe im wesentlichen die Unterteilung des Schiffskörpers durch wasserdichte Quer- und Längswände sowie durch horizontale Abdichtungen in Betracht. Hieraus folgt, daß gerade die Frage dieser Unterteilung, kurz gesprochen die Frage der wasserdichten Schotten, überall dort in erster Linie steht, wo es sich um staatliche oder private Maßregeln zur Sicherung des Lebens der Passagiere und Mannschaften handelt.

Will man die Art und Weise der Behandlung dieses Problems in der Jetzzeit verstehen, so ist es erforderlich, einen kurzen Rückblick auf die Vorgänge zu werfen, die in der Vergangenheit auf diesem Gebiete sich abgespielt haben. Es ist dabei möglich, sowohl diejenigen Elemente kennen zu lernen, die einer fortschrittlichen Behandlung der in Betracht kommenden Forderungen das Wort geredet haben, als auch diejenigen Faktoren, welche einen solchen Fortschritt durch ihren Einspruch gehindert, zum Teil sogar auf längere Zeit verhindert haben.

Interessante Angaben über wasserdichte Querschotte finden sich in dem alten Werke von John Knowles, Secretary to the Committee of Surveyors of His Majestys Navy, The Elements and Practice of Naval Architecture, London 1822. Auf den Seiten 158—174 beschreibt der Verfasser eine neue Schiffskonstruktion von John Schank, Esq. Captain in the Royal Navy. Der Genannte wird als Erfinder der Schwertboote mit Mittelschwertern genannt, der seine Fahrzeuge durch sogenannte Bulkheads, Schotte, aus Gründen der Sicherheit in eine größere Anzahl wasserdichter Abteilungen einteilte. Bei der Besprechung dieser Schotteneinteilung wird auf S. 161 auch eines Briefes Erwähnung getan, den der berühmte amerikanische Staatsmann Dr. Benjamin Franklin an Alphonsus le Roy sandte; der Brief ist veröffentlicht in dem zweiten Bande der American Philosophical Transactions. In diesem Bericht erwähnt Franklin einen Plan, Schiffe durch wasserdichte Querschotten in mehrere voneinander unabhängige Kompartimente zu teilen, ähnlich wie dies oben von Kapitän Schank angegeben ist. In seinem Briefe schreibt Franklin diese Erfindung von wasserdichten Schotten den Chinesen zu; die betreffende Stelle lautet:

„While on this topic of sinking, we cannot help recollecting the well-known practice of the Chinese, to divide the hold of a great ship into a number of separate chambers, by partitions tightly caulked, of which you gave a model in your boat upon the Seine; so that if a leak should spring in one of them, the others are not affected by it; and, though the chamber should fill to a level with the sea, it would not be sufficient to sink the vessel. We have not imitated this practice; some little disadvantage it might occasion in the stowage is perhaps one reason, though that I think might be more than compensated by an abatement in the insurance, that would be reasonable, and by a higher price taken of passengers, who would rather prefer going in such a vessel. But our seafaring people are brave, despise danger, and reject such precautions of safety; — being cowards only in one sense, — that of fearing to be afraid.“

Eigentlich berührt es hierbei, wenn Franklin zwar alle Vorteile einer wasserdichten Raumeinteilung durch Schotte anerkennt, dann aber zum Schluß

diese technische Neuerung der amerikanischen Seeleute für unwürdig hält, und seine Ausführungen mit einem Satz schließt, der an Torheit und lächerlicher Überhebung kaum etwas zu wünschen übrig lässt. Ein Seemann kann noch so tapfer und mutig sein, wenn sein Schiff ein genügend großes Leck bekommt, und keine technischen Sicherheitseinrichtungen besitzt, so wird er gerade so gut ertrinken, wie jeder andere Mensch; die Tapferkeit hat mit dem Eindringen des Wassers in die Lungen bekanntlich nichts zu tun.

John Knowles beschreibt weiter in seinem vorher angeführten Werke die erste Einführung der wasserdichten Schotten in die englische Marine, und zwar durch den schon genannten Kapitän Schank. Dieser baute im Jahre 1791 im Auftrage der englischen Admiralität einen Kutter von 120 Tonnen, mit Namen „Trial“. Das Fahrzeug war flachbodig und hatte drei Mittelschwerter; es besaß daneben eine geeignete und wohlüberlegte Einteilung durch wasserdichte Schotte. Der Bericht über dieses Boot an die englische Admiralität aus dem Jahre 1791 besagt hierüber:

„Her hold is divided into several compartments all watertight, and so contrived, that should even a plank or two start at sea in different parts of the vessel, she may afterwards be navigated with the greatest security to any part of the world.“

In diesen Worten spiegelt sich die klare Erkenntnis der guten Wirkungsweise richtig angeordneter wasserdichter Schotte. Es ist klar, daß dieser Bericht englischer Marineoffiziere nicht ohne Eindruck blieb; nichtsdestoweniger findet sich die nächste Erwähnung wasserdichter Schotte nebst Angabe über ihre Wirksamkeit etwa 50 Jahre später. In einem Vortrage vor der I. N. A. am 8. April 1870 wies der englische Admiral Belcher darauf hin, daß im Jahre 1815 ein Herr Walter, Architekt des India House, den Vorschlag machte, Schiffe dadurch unsinkbar zu machen, daß man zwischen die Spanten und Balken kupferne, luftdichte Zylinder einbaue; er habe durch verschiedene Versuche die vorzügliche Wirksamkeit dieser Konstruktion nachgewiesen. 1818 habe dann er, Belcher, selbst Vorschläge gemacht, die dahin gingen, luftdichte Räume mit luftdichten Luken den Schiffen einzubauen und im Falle einer Leckage in diese dichten Räume mittels Pumpen Luft hineinzupressen, um hierdurch das eingedrungene Wasser wieder aus dem Raum zu entfernen. Von 1818 bis 1821 habe er diese Idee verfolgt, dieselbe sei aber abgewiesen worden. Als er dann im Jahre 1830 den „Etna“ zu bauen gehabt habe und dabei von der Admiralität carte blanche bekam, habe er sofort seine vier luftdichten, senkrechten Querschotten zur Ausführung gebracht.

Im Jahre 1831 habe er unter gleichen Vollmachten zwei Schiffe „Erebus“ und „Terror“ für Polarforschung in Chatam zu bauen gehabt. Der „Terror“ sei das Modellschiff gewesen, während „Erebus“ für Sir James Ross bestimmt war.

In einer sehr wenig technisch gehaltenen Skizze (Fig. 1) gibt Belcher in dem Vortrage ein Bild seiner Schottenanordnung. Interessant ist aber hierbei, daß er

auch dichte Längsschotten aus vierzölligen Eichenplanken anwandte und den Raum zwischen diesen und der Außenhaut durch ausgepickte und festgestampfte Kohle derart ausfüllen ließ, daß im Falle einer seitlichen Verletzung der Außenhaut fast kein Wasser in diese Räume eindringen konnte. Er schließt seine Angaben über diese Schottenanordnung mit den Worten:

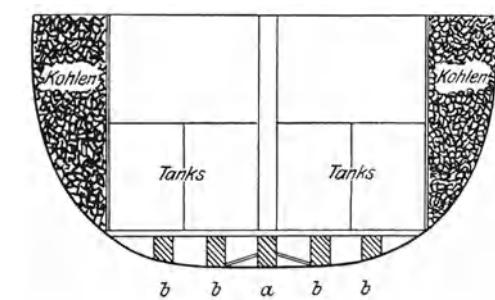


Fig. 1.

„The „Terror“ went into the ice, lost rudder, stern post, and after deadwood; but, although entirely open to light beneath, she was saved by the after compartment, and reached this country safely.“

Waren bisher lediglich Holzschiffe behandelt worden, so findet sich 1867 ein interessanter Vortrag über eiserne Schiffe, den am 12. April des genannten Jahres F. K. Barnes vor der I. N. A. hielt. Das Thema lautete:

„On water-tight compartments in Iron ships, as affording security against foundering.“

In dieser Arbeit behandelt Barnes die Stabilität des leeren Schiffes an Hand von parallelepipedischen Körpern, und zwar betrachtet er nicht nur Querschotte, sondern auch Längsschotte und horizontale dicke Decks in ihrer Wirkung auf die metazentrische Höhe; er hält dabei Länge und Tiefe konstant und kommt im wesentlichen zu ähnlichen Resultaten, wie sie in diesem Vortrag allerdings unter gleichzeitiger Änderung von L und B bei konstantem T ermittelt worden sind.

Sehr interessant sind hierbei einige Bemerkungen in der an den Vortrag sich anschließenden Diskussion.

Der Chief Shipwright Surveyor to the Board of Trade, ein Mr. Barber, fragt, wie hoch das Deck eines Schiffes über Wasser liegen müsse, damit beim Eintritt eines Lecks in einem der wasserdichten Räume die Sicherheit des Schiffes gewährleistet sei; bis jetzt habe man keine Vorschriften, auf Grund deren Handelsschiffe mit wasserdichten Schotten gebaut werden müßten. Nichtsdestoweniger sei es der Wunsch mancher Reeder und Schiffbauern, eine solche Einteilung ihrer Schiffe

durch wasserdichte Schotte vorzunehmen, daß sie auch im Falle eines Lecks schwimmfähig blieben; Mr. Barnes möge daher eine Regel oder eine Formel aufstellen, aus welcher der zur Schotteneinteilung gehörige Freibord abgeleitet werden könne. Dabei nennt Mr. Barber diese Decks w a s s e r d i c h t e D e c k s und spricht nicht allein von dem obersten Deck, dem Schottendeck, als von einem wasserdichten, sondern auch von darunter liegenden weiteren wasserdichten Decks.

Man sieht, daß die in letzter Zeit so oft genannten Begriffe der wasserdichten Querschotten, Längsschotten und Decks und auch der selbstverständliche, innige Zusammenhang zwischen Reservedeplacement, Freibord und Schotteneinteilung recht alt ist und in England schon vor nahezu einem halben Jahrhundert zugleich mit den Fragen der Stabilität des leckeren Schiffes eingehend behandelt wurde. Ungemein lehrreich sind nach dieser Richtung die Darlegungen, die Mr. Barnes in seinem Schlußwort auf die Anfragen der Diskussionsredner gab.

Vorsitzender dieser Versammlung der I. N. A. war der schon vorher genannte Admiral Belcher, der gleichfalls in die Diskussion eingriff und über die guten Resultate berichtete, die er mit den fünf Schiffen erzielt habe, welche er nach seiner Idee in den Jahren 1830—35 mit luftdichten Längs- und Querschotten gebaut habe, freilich alles Marinefahrzeuge, „Erebus“, „Terror“, „Etna“, „Samarang“ und „Assistance“. Der „Terror“, auf dem damals der Namensvetter des großen amerikanischen Staatsmannes, der englische Polarforscher Sir John Franklin seinen Tod fand, habe eine solche Beschädigung im Eis erlitten, „that you might have caught cod in her after-hold during the whole of her passage home.“ Admiral Belcher bestätigt an dieser Stelle, daß die Chinesen in ihren Fahrzeugen schon seit langer Zeit wasserdiichte Kompartimente, sogenannte Tanks einbauten und daß jeder Kaufmann, der seine Waren verfrachte, solch wasserdichten Tank für sich allein benutze, der hermetisch verschlossen sei; wenn dann die See über das Schiff hinwegbreche, so hielten diese Tanks dicht und das Schiff gehe nicht verloren.

In den bis jetzt behandelten Fällen handelte es sich hauptsächlich um Kriegsschiffe. Die Forderung, wasserdiichte Schotte auch in Handelsschiffe einzubauen, findet sich zuerst in einem Vortrage, den der Begründer und Direktor der bekannten City of Dublin Steam Packet Comp., Mr. Charles Wye Williams im Jahre 1837 vor der Mechanical Section of the British Association for the advancement of Science über „Improvements in the Construction of Steam Vessels“ hielt. Williams berichtet über zahlreiche eiserne Fahrzeuge, die er mit wasserdichten Schotten versehen habe, und fügt hinzu, er habe auf diese Schotteneinteilung kein Patent genommen, es könne vielmehr jedermann seine Erfindung anordnen.

Fünfundzwanzig Jahre später, am 2. März 1861, berichtet der englische Schiffbauer Charles Lungley vor der I. N. A. über „Unsinkable iron ships“. Er nennt Williams den Erfinder der wasserdichten Schotten bei eisernen Schiffen und fordert auf Grund mehrfacher Schiffsverluste eine derartige Einteilung der Passagierdampfer in wasserdichte Abteilungen, daß sie in der Tat für die normalen Beschädigungen infolge von Grundberührung, Leckspringen oder Kollisionen unsinkbar seien. Seine Unterteilungen bestehen in der Anwendung wasserdichter Quer- und Längsschotte, wasserdichter Decks und wasserdichter Schächte, die zu den unteren Räumen führen sollen. Die umstehenden Figuren 1—6 in der Hauptfigur 2 stellen seine Schotteneinteilung dar. Über den Wert derartiger Anordnungen sagt er, daß dieselben „invaluable“ seien; auf Stabilität beim Leck läßt er sich indessen nicht ein.

Wenn nun auch die Schotten bei Dampfschiffen den Zweck verfolgten, die Maschinen und Kesselräume von den Laderäumen zu trennen, woher der Name Bulk-head kommt, so hatten sie doch auch die Bestimmung, das Schiff im Falle einer Havarie in einem Raum schwimmfähig zu erhalten. Diese Bestimmung konnte um so leichter erfüllt werden, als die Schiffe der damaligen Zeit nur geringe Länge besaßen und die Schotten, da auch Maschinen- und Kesselräume verhältnismäßig viel Schiffsvolume für sich in Anspruch nahmen, dennoch das Fahrzeug bei Vollaufen einer wasserdichten Abteilung vor dem Wegsinken schützten.

Auf Grund dieser Erkenntnis bestimmte die Merchant Shipping Act von 1854:

„Every steamship of above 100 tons shall be divided by substantial transverse watertight partitions, so that the fore part of the ship shall be separated from the engine room by one of such partitions and so that the after part shall be separated from the engine room by another of such partitions.“ Sie stellt gewissermaßen das erste Schottengesetz dar, mehr als 40 Jahre früher, als man in Deutschland der Schottenfrage näher trat. Allein bei jener alten englischen Vorschrift ist von irgendwelcher wissenschaftlichen Behandlung der Schottenanordnung mit Rücksicht auf Trim, Stabilität und Festigkeit nicht die Rede, und deshalb darf man wohl zweifeln, ob das durch die Verordnung angestrebte Ziel der Unsinkbarkeit wirklich erreicht worden ist. Das Gesetz von 1854 verlangte einfach eine Dreiteilung des Schiffes in einen Maschinen- und Kesselraum und zwei vorn und hinten gelegene Laderäume; da man noch ein vorderes und hinteres Kollisions-schott anwandte, so waren die damaligen Schiffe gewissermaßen in drei annähernd gleich große Räume geteilt.

In einem Vortrage vor der I. N. A. vom 14. März 1883 zeigte James Dunn, Chief Constructor of the Royal Navy, daß mit dem Anwachsen der Schiffslängen

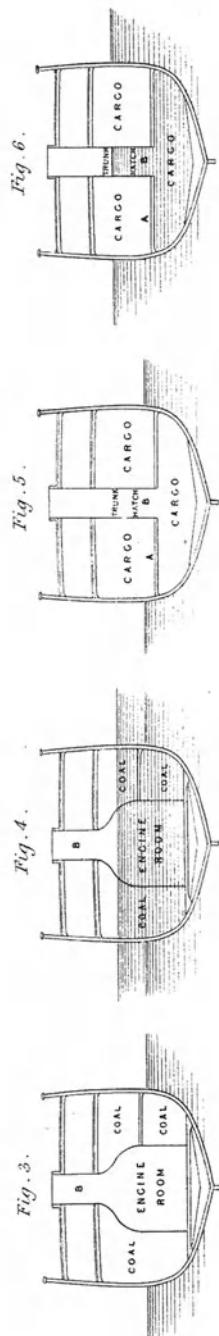
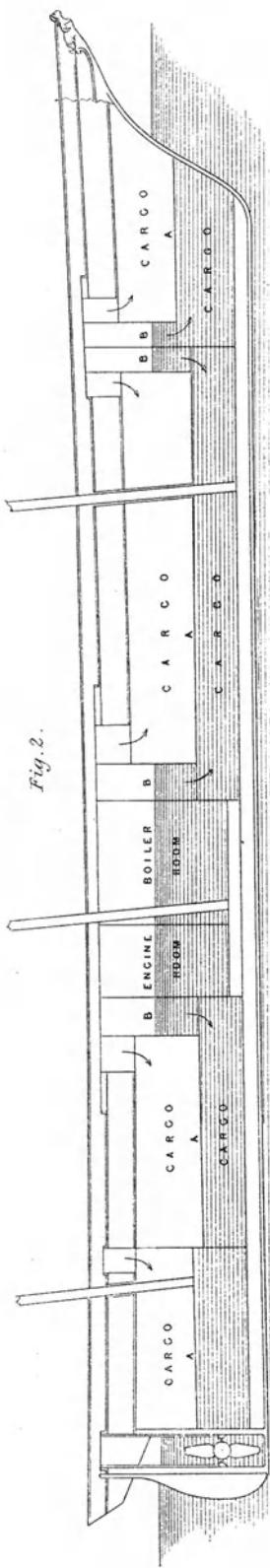
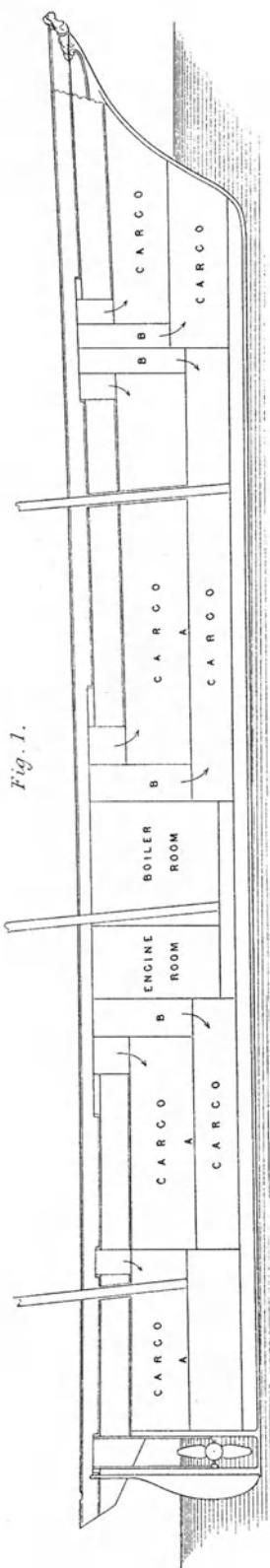


Fig. 2.

und Verringerung der Maschinenraumlängen auf Grund der technischen Fortschritte im Maschinenbau die Laderäume wuchsen und allmählich doppelt so lang wurden als die in der Mitte liegenden Maschinenräume, somit die Dreiteilung nicht mehr genügte. Schließlich wurde im Jahre 1862 die Schottenvorschrift der Merchant Shipping Act von 1854 ganz aufgehoben, so daß die Regierung überhaupt keine gesetzliche Handhabe mehr hatte, die Anordnung von wasserdichten Schotten zu verlangen. Wenn nun auch jene Aufhebung des Schottengesetzes keineswegs besagen sollte, daß den wasserdichten Schotten kein Wert beizumessen sei, sondern vielmehr nur, daß jene Dreiteilung für die größeren Schiffe der damaligen Zeit nicht mehr die genügende Sicherheit bot, so glaubte man doch, es sei besser, den Schiffbauern und Reedern freie Hand zu lassen, als sie durch starre, generelle gesetzliche Vorschriften zu binden, Vorschriften, die den Staat im Falle eines Schiffsverlustes bloßgestellt haben würden.

Die Versicherungsgesellschaften suchten zwar jetzt sich selbst zu helfen, und wie W. Rundell der Secretary of Underwriters Registry im Jahre 1882 vor der I. N. A. berichtete, setzte Underwriters Registry für zweckentsprechende Schottanordnung eine Prämie aus und verringerte die Versicherungsraten für derartige Schiffe. Auch Lloyds Register hatte die Schottvorschriften für bei ihm zu klassifizierende Schiffe verschärf't. Außer den Maschinen- und Kesselraumschotten wurden 1855 wasserdichte Schotten an dem vorderen und hinteren Ende des Schiffes verlangt, welche bis zum Oberdeck reichen mußten; diese Schotten sollten in 30 Zoll Abstand durch vertikale Gegenspannwinkel abgesteift werden. Wenn man bedenkt, daß damals mindestens alle 7 Fuß ein Deck oder eine Decksbalkenlage angeordnet sein mußte, so kann man zugeben, daß diese Versteifung in den meisten Fällen wohl ausreichend war.

1857 wurde indes das hinterste Schott statt bis zum Oberdeck nur bis zu einer über Wasser befindlichen Plattform verlangt, wie auch heute noch.

Nach Aufhebung der Schottvorschriften der Merchant Shipping Act im Jahre 1862 verschlechterten sich indessen die Sicherheitsverhältnisse der Seeschiffe trotz aller Anstrengungen der Klassifikationsgesellschaften derart, daß der Vorstand der I. N. A. im Jahre 1867 sich veranlaßt sah, an den Präsidenten des Board of Trade, den Herzog von Richmond, eine Abordnung zu schicken, welche ausführte: „that the action taken by the Board of Trade in 1862 in rescinding the clauses of the Merchant Shipping Act of 1854 was having, and would have a disastrous effect upon the security of life in ships built of iron!“

Eine Übersetzung der Worte ins Deutsche könnte die Schärfe des Urteils über die eingetretene Unsicherheit der Seeschiffe nur verwischen!

Die unmittelbare Veranlassung zu diesem Vorgehen der I. N. A. gaben der Untergang des Australdampfers „London“ am 11., und des Dampfers „Amalia“ am 12. Januar 1866 in der Bucht von Biscaya.

Im Verfolg dieser Schiffsverluste hatte die I. N. A. eine Kommission eingesetzt, der unter anderen Sir Edward Reed und Scott Russell angehörten, die in 14 Sitzungen einen „General Report based upon the Resolutions passed by the Council relating to the Safety of Iron ships“ ausarbeitete. Dieser Bericht enthielt 15 Punkte (siehe Tr. I. N. A. VIII S. XXIII). Punkt 5 handelte von den wasserdichten Schotten und stellt als wünschenswert fest, daß, besonders bei Passagierschiffen, mindestens zwei benachbarte Abteilungen vollaufen könnten, ohne daß die Sicherheit des Schiffes gefährdet sei; der Bericht fährt dann fort: „it is considered, that no iron passenger ship is well constructed unless her compartments be so proportioned, that she would float safely were any one of them to fill with water, or be placed in free communication with the sea.“

Leider fanden diese Vorschläge der I. N. A. beim Board of Trade kein Gehör.

„Nothing came of that,“ berichtet Mr. Barnaby resigniert, als er bei der Versammlung der Institution im Frühjahr 1883 anlässlich des Vortrages des Mr. Dunn jener Vorgänge gedenkt. (Siehe Tr. I. N. A. XXIV S. 34.)

Indessen ruhte die I. N. A. nicht; stets von neuem stellte sie in ihren Versammlungen die Forderung hinreichender Schottanordnung bei Passagierdampfern auf, freilich alles ohne Erfolg. Daß infolge eines derartigen Versagens des englischen Handelsministeriums in dieser so wichtigen Frage die Stimmung gegen die Regierung nicht gerade freundlich war, ist leicht begreiflich; eine Stelle aus dem Vortrage von Laurence Hill: „On the necessity of fitting passenger ships with sufficient water-tight bulkheads“ im Jahre 1873 gibt darüber Aufschluß. Hill sagt: (Tr. I. N. A. XIV S. 114) „In fact, so far as the Board of Trade is concerned, one may place oneself inside a vessel with one's back to the stern post and, looking towards the stem, see the whole hold as one single waste water-space; but the certificate is given all the same.“

Die Folge dieses öffentlichen Versagens des englischen Board of Trade war natürlich, daß hinsichtlich der Schotteneinteilung außerordentlich minderwertige Schiffe gebaut wurden, und das gab schließlich der englischen Admiralität Veranlassung zu einer Bestimmung, daß nur solche Schiffe für irgendwelche staatlichen Zwecke, Truppentransport, Post und dergleichen benutzt werden sollten, die eine Schotteneinteilung hatten, auf Grund deren je ein beliebiger Raum vollaufen könne, ohne daß dadurch das Fahrzeug in ruhiger See wegsänke. Das war eine sehr milde

Forderung, ruhige See wurde vorausgesetzt, während die Stabilität gar nicht berücksichtigt wurde. Aber selbst diesen ganz minimalen Ansprüchen genügten von den sämtlichen seegehenden Schiffen der englischen Handelsmarine noch nicht 30!! — Das war im Jahre 1875, und geradezu vernichtend ist es für den Geist, der damals in dem gesamten englischen Reedereibetrieb, einschließlich des englischen Lloyd, herrschte, wenn Dunn erklärte, daß 1883 sogar nur rund 300 große englische Transatlanter jener Bestimmung genügten, mehr als 4000 aber nicht!

Freilich, fügt er hinzu, beginne man bei den neuesten Schiffen in einzelnen Fällen den Wert einer erhöhten Unterteilung einzusehen, denn hier dürften schon zwei Räume gleichzeitig leck werden, ohne daß das Reservedeplacement aufgebraucht werde. Dabei gingen aber die meisten Schotten der damaligen Schiffe kaum bis zur Wasserlinie, und nur ab und zu führe man die Schotten höher hinauf!

Auch auf die Festigkeit der Schotte gegen einseitigen Wasserdruck geht Dunn ein, und erklärt schließlich, daß die Schotte, die die Kommission der englischen Admiralität an Bord der besichtigten Schiffe gefunden habe, wertlos gewesen seien, weil sie nicht an der richtigen Stelle saßen, nicht hoch genug über Wasser geführt und nicht stark genug gebaut waren; sie hatten unterbrochene Versteifungen, Nieten waren ausgelassen, Dichtung vergessen, Platten herausgenommen, große Öffnungen für kleine durchgehende Rohre, Schleusenöffnungen ohne Schieber, minderwertige Türen, die dauernd offen standen und nicht geschlossen werden konnten, offen festgestellte Türen, die überhaupt nicht zugänglich waren.

Derartige Schotte bildeten nicht nur keine Sicherheit, sondern eine direkte Gefahr für das Schiff. An 10 Figuren zeigt er die Nachteile der damals üblichen falsch gebauten Schotten, und wegen der Analogie, die zwischen einem Teil dieser Skizzen aus dem Jahre 1883 und dem Untergang der „Titanic“ besteht, habe ich die umstehenden Figuren 1—7 gebracht. Fig. 1 und 2 zeigen die Folgen zu niedriger Schotte, Fig. 3 total offene Schotte und Überflutung des Schiffes der Länge nach ohne Trimänderung; Fig. 4 und 5 die gute Lage bei richtig gestellten und genügend hohen Schotten, Fig. 6 und 7 einen Dampfer mit sonst brauchbaren Schotten, von denen aber unglücklicherweise eines nur bis zur Wasserlinie geht; das Schiff ist verloren („Titanic“). In den Figuren B und G sind Modelle von Fahrzeugen dargestellt mit Schotten, wie die Admiralität sie empfiehlt für Schiffe, die auf die sogenannte „Admiralty List“ kamen. In einem Bassin wurden diese Modelle erprobt und nahmen beim Leck die in G_I und G_{II} dargestellten Lagen ein ohne unterzugehen.

Wie es möglich war, daß eine Klassifikationsgesellschaft wie der englische Lloyd im Jahre 1880 derartig minderwertig gebaute Schiffe, wie sie Dunn beschreibt, andauernd mit seiner höchsten Klasse bewerten konnte, ist völlig unverständ-

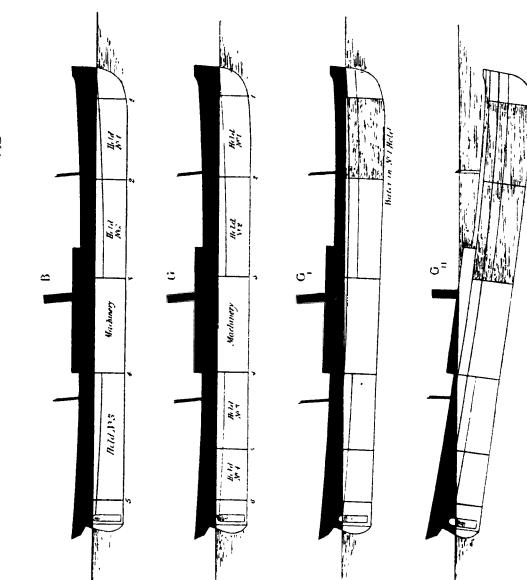
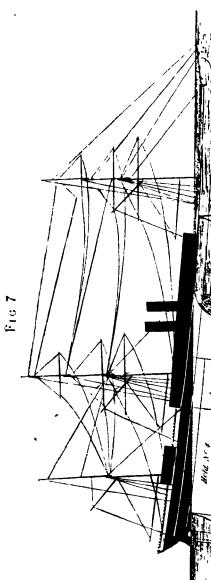
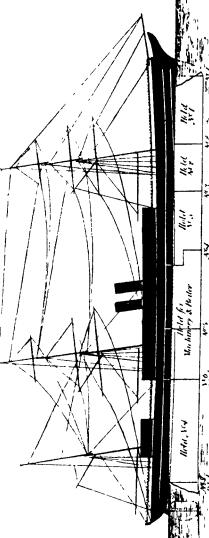
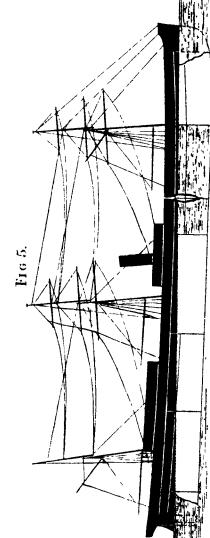
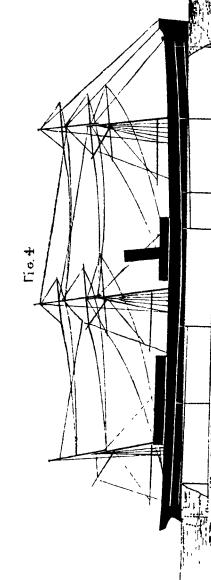
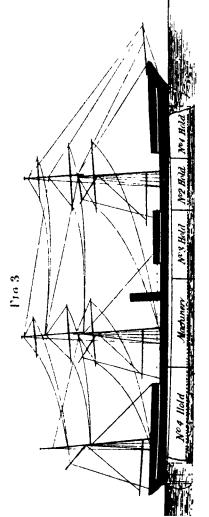
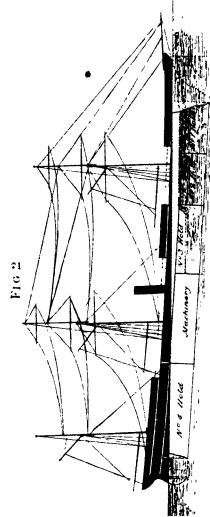
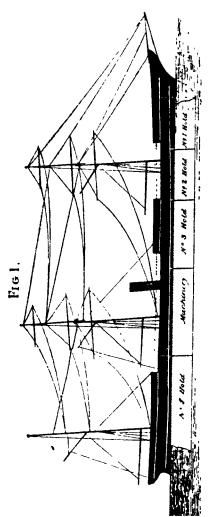


Fig. 3.

lich und das ist in der Diskussion zu diesem Vortrage von Mr. Samuda offen ausgesprochen worden. Dieser bekannte englische Schiffbauer fügte damals hinzu, daß in den letzten 5 Jahren 350 englische Schiffe durch Unfälle verloren gegangen seien, die man hätte vermeiden können, in dem einen Jahr 1882 aber sei diese Verlustziffer auf 550, also um 50 % gestiegen! Die Nation habe ein Recht, von dem englischen Board of Trade ebenso wie von dem englischen Lloyd Abhilfe zu erwarten, zumal die Schiffbauer durchaus in der Lage seien, die geeigneten Hilfsmittel anzugeben. Dem Redner (Chief Constructor Dunn) sei großer Dank dafür schuldig, daß er so offen die bestehenden Schäden dargelegt habe. Wenn der Standpunkt der Reeder dahin gehe, auf Kosten der Sicherheit von Menschen und Ladung billige Schiffe zu bekommen, dann müsse mit Gewalt darauf gedrungen werden, daß die Reeder diesen Standpunkt aufzugeben hätten. Durch die I. N. A. müsse, nachdem die Admiralität ihr Werk getan, mit allen Mitteln in der Öffentlichkeit für die Erreichung dieses Ziels eingetreten werden. Entweder müsse der Reeder, der Passagiere befördere, unter Aufwand höherer Anschaffungskosten sichere Schiffe bauen lassen, er könne ja höhere Passagierpreise nehmen, oder aber er solle überhaupt keine Passagiere befördern. In diesem Sinne müsse auch das Parlament wirken, damit endlich die Sicherheit der Fahrzeuge diejenige Höhe erreiche, die das Publikum für sich beanspruchen könne! Zwar traten der damalige Chief Surveyor des englischen Lloyd, Mr. Martell, und verschiedene andere Redner diesen Ausführungen entgegen und legten dar, einmal, daß die neuesten Vorschriften des Lloyd genügend viele und genügend hohe Schotte verlangten, sodann, daß die zu befördernden Frachten — 40 Fuß lange Schienen und Eisenträger, Hölzer und dergl. — in reinen Frachtschiffen der Unterteilung gewisse Grenzen setzten, im allgemeinen aber stellten sich die Redner, darunter Mr. Biles, auf seiten Dunn's und der Admiralität.

Endlich im Jahre 1888 kam die Merchant Shipping Act (Life saving appliances) zustande, welche bestimmte, daß Schiffe mit einer Schottenanordnung, auf Grund deren sie im Falle des Vollaufens zweier beliebiger Abteilungen in ruhigem Wasser noch schwimmfähig bleiben konnten, nur die Hälfte des vorgeschriebenen Hilfsbootsraumes zu führen brauchten.

Im Anschluß an diese Bestimmungen der Merchant Shipping Act trat unter dem Vorsitz von Sir Michael E. Hicks-Beach am 7. März 1890 eine Kommission von 6 Mitgliedern in London zusammen; von dieser waren 5 Schiffbauingenieure, einer ein Reeder; es waren dies:

Sir Edward Harland, von Harland & Wolff-Belfast.

James Anderson von der Orient Line.

Professor Philip Jenkins-Universität Glasgow, Schiffbauabteilung.

Alexander Kirk-Werft Napier.

James Laing, Schiffbauer.

Thomas Royden, Naval Constructor.

Alle Angaben über die Tätigkeit dieser Kommission finden sich in dem Report of Committee upon the Spacing and Construction of watertight Bulkheads, 1891 London. Die Kommission sollte folgende 8 Punkte untersuchen und darüber berichten:

1. Wie Schiffe unterteilt sein müßten, damit sie in ruhigem Wetter schwimmfähig blieben, wenn zwei beliebige Abteilungen in freier Verbindung mit der See ständen, und welche Regeln gelten sollten, hinsichtlich der Bemessung des Freibords des nächsten wasserdichten Decks, bis zu welchem die Schotte reichten, damit das Schiff genügend Schwimmfähigkeit besitze.
2. Auf welche Schiffstypen dies Anwendung finden solle, hinsichtlich ihrer Größe; welcher Unterschied etwa zu machen sei zwischen Rad- und Schraubendampfern, Segelschiffen, transatlantischen Dampfern oder Kanaldampfern ?
3. Über die Konstruktion und Ausführung wasserdichter Schotte mit Rücksicht darauf, daß sie die auftretenden Beanspruchungen aushalten könnten, besonders wenn das Schiff im Seegang arbeite, ohne daß dabei besondere nachträgliche Absteifungen oder sonstige Hilfsmittel zur Anwendung gelangten.
4. Auf welche Weise die Beaufsichtiger des Board of Trade am besten feststellen könnten, ob solche Schotte genügten.
5. Unter welchen Einschränkungen Durchgangsöffnungen in dichten Schotten gestattet werden könnten, wie dieselben geschlossen werden müßten, welche Vorsichtsmaßregeln für Öffnungen in Längsschotten zu treffen seien, um dem Wasser einen freien oder beliebig absperrbaren Durchgang von der einen Seite zur andern zu gestatten für den Fall, daß das Schiff Anzeichen von mangelnder Stabilität erkennen lasse.
6. Ob eine Querabteilung, die durch ein Längsschott unterteilt sei, als eine Abteilung oder als zwei anzusehen sei.
7. Welche Einzelheiten, Zeichnungen und Rechnungen der Reeder dem Board of Trade einzureichen habe, falls er von der Vergünstigung der Merchant Shipping Act von 1888 betr. Boote Gebrauch machen wolle.

8. Ob unabhängig von den präzisen Forderungen der vorangehenden Paragraphen die Kommission hinsichtlich der Schotten noch irgendwelche Vorschläge zu machen habe, welche nach ihrer Meinung zur Sicherheit des Seeverkehrs beitragen.

Die Kommission legte im folgenden Jahre, also 1891, ihren Bericht dem Präsidenten des Board of Trade vor.

Unter Zugrundelegung von Modellversuchen und unter Annahme von 60 % Abzug für die Laderäume wurde die Schottstellung so berechnet, daß das Schiff bei zwei beliebigen leeren Abteilen, mitschiffs nicht weiter als 0,03, an den Enden als 0,015 der Seitenhöhe vom Schottendeck nach unten gemessen, eintauchen sollte; das oberste wasserdichte Deck, bis zu dem alle Schotte reichen müssen, hieß das Schottendeck, und die Linie, bis zu der im Falle eines Leckes das Schiff eintauchen durfte, nannte das Komitee: Margin-of-Safety-Line. Die jeweils für einen Tiefgang von 0,79 und 0,71 H zulässigen größten Schottentfernungen waren als Kurven in ein rechtwinkliges Koordinatensystem eingetragen, dessen Ordinatenabstand $\frac{1}{100}$ der Schiffslänge betrug; außerdem waren noch Kurven aufgetragen, aus denen man die Schottkurven für alle zwischen 0,79 und 0,71 H liegenden Tiefgänge entnehmen konnte (s. Fig. 4 u. 5). In dem Diagramm Nr. 5 und Nr. 9 des Reports ist das klar zu erkennen. Den zu jeder Schottkurve zugehörigen Freeboard nannte das Committee „Bulkhead Freeboard“ und die zugehörige Ladelinie hieß „Bulkhead Load-Line“.

Derartige Tafeln mit Schottkurven waren für Schnelldampfer, Fracht- und Passagierdampfer, Frachtdampfer, Segelschiffe und Raddampfer aufgetragen, außerdem aber auch noch für extreme Ladung, einmal für Kohlen, dann für Eisen.

Die 5 Jahre später von der deutschen Seeberufsgenossenschaft herausgegebenen Schottkurven sind auf den Schottkurven des englischen Bulkhead-Committee aufgebaut.

Dabei sind aber diese englischen Schottkurven viel umfassender als die späteren deutschen, die nur Schnelldampfer und Fracht- und Passagierdampfer berücksichtigen, während die Engländer, wie erwähnt, außerdem noch Frachtdampfer, Raddampfer und Segelschiffe berücksichtigten.

Der Bericht des Committee's unterschied dabei 6 Stufen von Fahrzeugen und innerhalb einer jeden Stufe wieder verschiedene Unterabteilungen, er war also wesentlich individueller als die spätere deutsche Vorschrift. Die erste Stufe umfaßte Schiffe, die durchweg so unterteilt waren, daß sie beim Leckwerden von zwei beliebigen Abteilungen schwimmfähig blieben.

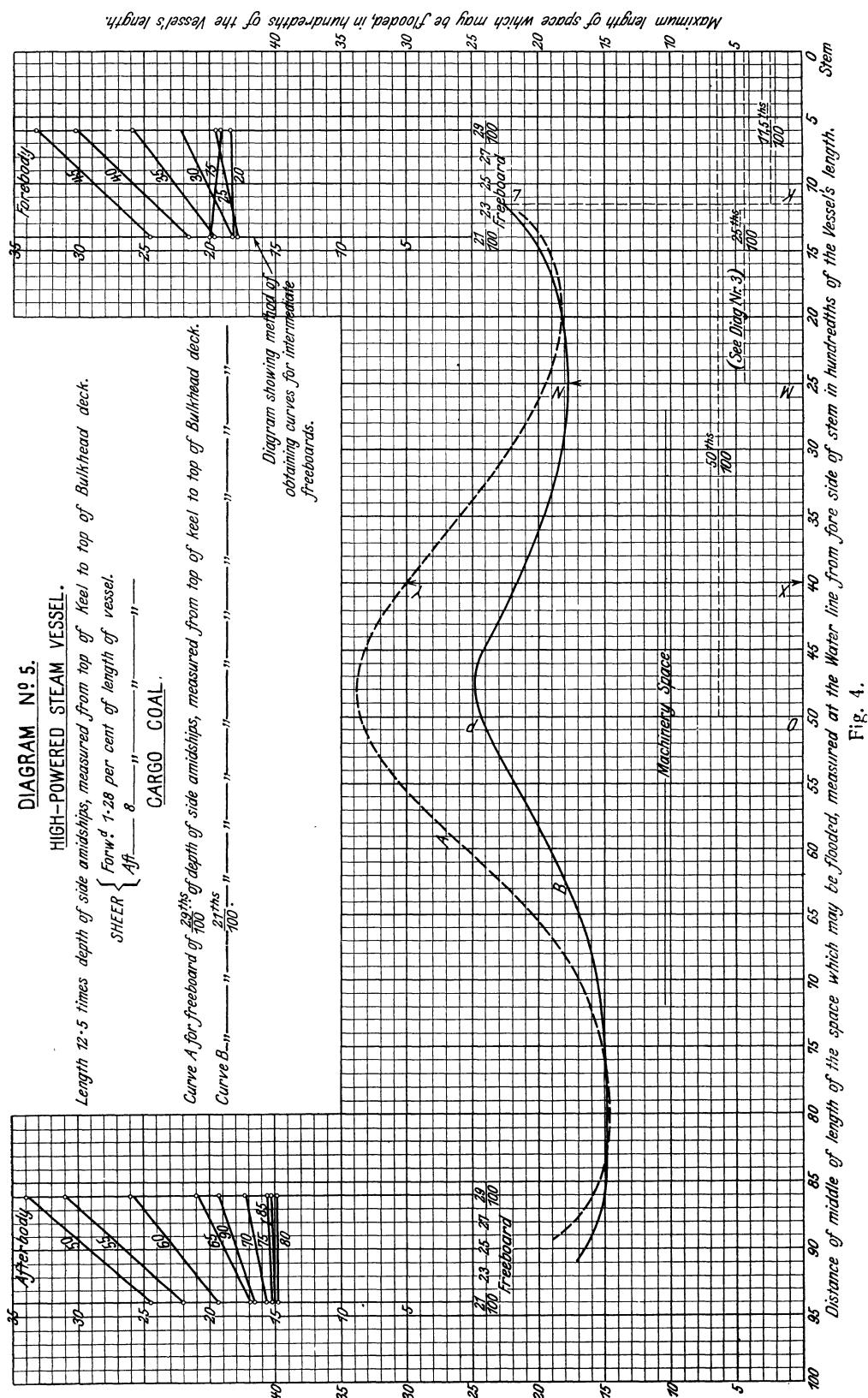


Fig. 4.

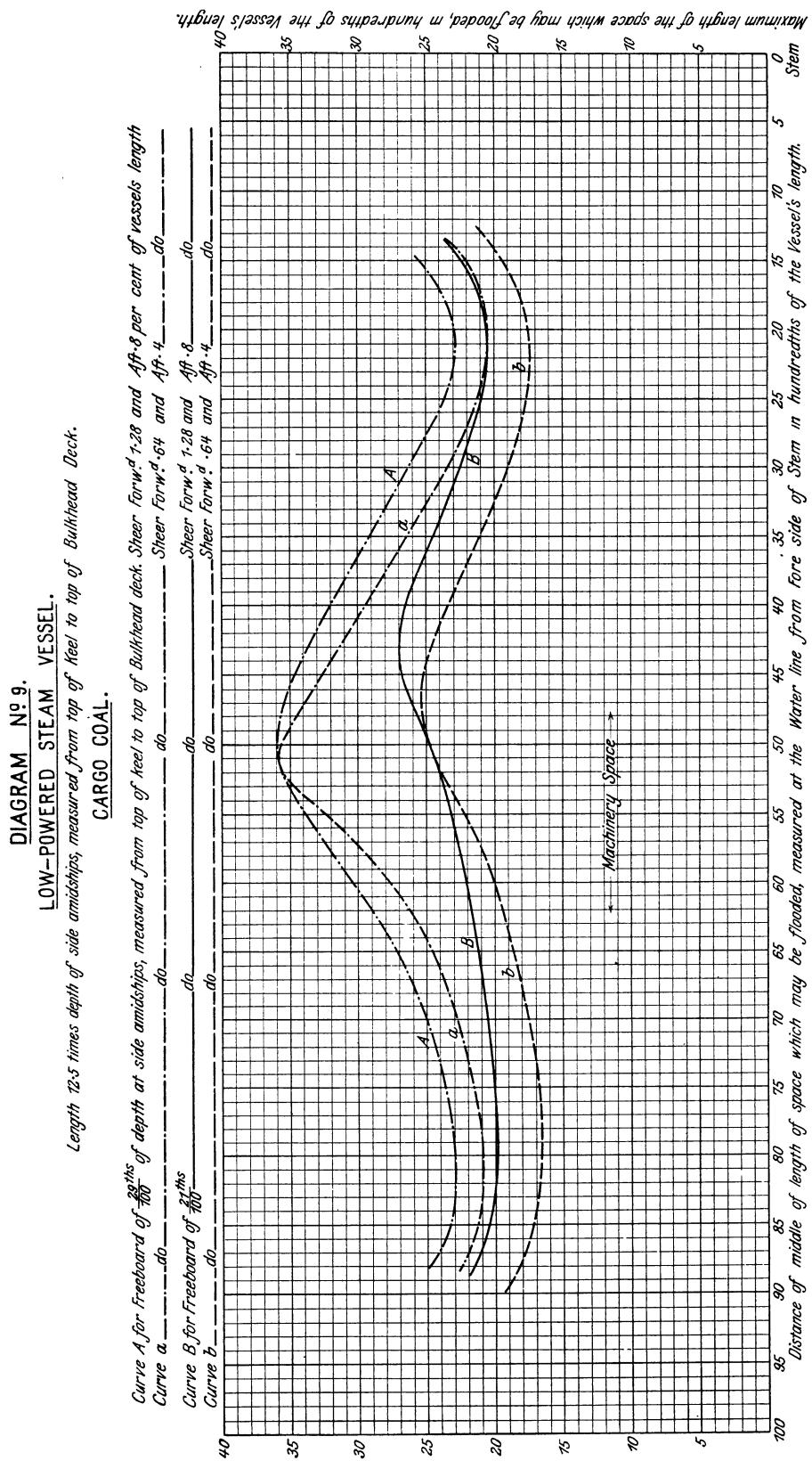


Fig. 5.

Die erste Unterabteilung hierin bildeten seegehende Dampfer, Rad oder Schraube, mit der Berechtigung für die Passagierfahrt, nicht unter 129,54 m Länge. Die zweite Unterabteilung umfaßte Kanaldampfer ohne Rücksicht auf ihre Länge nur für Passagier- und Postverkehr.

Die zweite Stufe behandelte Schiffe, welche so unterteilt waren, daß entweder zwei nebeneinander liegende Räume im Vorschiff oder ein Raum vorn und ein Raum hinten vollaufen konnten; hierzu gehörten alle seegehenden Passagierdampfer von 106,68 m bis 129,54 m Länge.

Die dritte Stufe umfaßte Schiffe, die noch schwimmfähig bleiben sollten, wenn zwei nebeneinander liegende Räume der drei vordersten Kompartimente oder je ein Raum vorn und hinten volließen; hierzu gehörten alle seegehenden Passagierdampfer von 91,44 bis 106,68 m Länge.

Die vierte Stufe bildeten Schiffe, welche beim Vollaufen der beiden vordersten Räume oder je einem Raum vorn und hinten noch schwimmfähig blieben; dazu gehörten alle Passagierdampfer unter 91,44 m Länge und alle Segelschiffe welche mehr als 50 Passagiere im ganzen oder mehr als einen Erwachsenen auf je 33 Registertons des Raumgehaltes fuhren.

Die fünfte Stufe umfaßte Schiffe, die beim Vollaufen irgendeiner Abteilung noch schwimmfähig blieben; hierunter waren einbegriffen

1. alle seegehenden Dampfer ohne Passagierberechtigung, aber mindestens 91,44 m lang;
2. alle seegehenden Segelschiffe, die nicht unter die vierte Stufe fielen und nicht weniger als 83,82 m lang waren.

Die sechste Stufe endlich umfaßte Schiffe, welche noch schwimmfähig sein sollten, wenn irgendein Raum des Vorschiffes volließ; hierunter fielen:

1. seegehende Dampfer ohne Passagierberechtigung zwischen 79,25 m und 91,44 m Länge;
2. seegehende Segelschiffe, die nicht zur vierten Stufe gehörten zwischen 68,58 m und 83,82 m Länge.

Die Schottvorschriften sollten also keineswegs auf Passagierdampfer beschränkt bleiben, wie das heute bei uns der Fall ist.

Außer den Schottkurven enthielt der Bericht des englischen Bulkhead Committee auch genaue Tabellen und Skizzen über die wirksame Versteifung der Schotten; auch über die Öffnungen in den Schotten und deren Verschlüsse, sowie

über die Fenster und Pforten in der Außenhaut sprach sich der Bericht eingehend aus. Zum Schluß empfahl er, als Entgelt für den Einbau der Schotten nach seinen Vorschriften dem Reeder den gesamten Hilfsbootsraum und andere Rettungsgeräte zu erlassen.

Es soll an dieser Stelle keine Kritik an den Vorschlägen der Kommission geübt werden, das haben die Zeitgenossen zur Genüge getan; nur eines soll hervorgehoben werden: jene englischen Vorschläge mußten das Richtige verfehlt, weil sie wiederum generalisierten, weil sie wiederum Regeln aufstellten, die es jedem völlig ungebildeten Menschen, wenn er nur die vier Spezies beherrschte, ermöglichen sollten, in einem neu zu bauenden Schiffe die Schotte richtig zu stellen; ferner, weil sie die individuellen Eigenschaften des einzelnen Schiffes nicht berücksichtigten und schließlich die Stabilität beim Leck gänzlich außer acht ließen.

Geradezu verhängnisvoll aber muß es bezeichnet werden, wenn man als Belohnung für richtig angeordnete Schotte dem Reeder die Hälfte der Rettungsboote erließ; wenn man der Meinung war, daß eine richtige Schotteinteilung das Schiff vor dem Untergang in allen Fällen schützte, dann brauchte man überhaupt keine Boote, hatte man aber diese Meinung nicht, so war es unberechtigt, nur einem Teil der Passagiere und Mannschaften Boote zu geben, dem anderen aber nicht.

Freilich sind auch die Angriffe, die der Chief Surveyer des englischen Lloyd, Martell, mit außerordentlicher Schärfe gegen jenen Report richtete, zum Teil sehr niedrig zu hängen, zeigen sie doch ein vollständiges Verkennen der einfachsten physikalischen Gesetze. Gleich in der Frühjahrssitzung der I. N. A. 1892 hielt er einen Vortrag „On divisional watertight bulkheads as applied to steamers and sailing vessels.“ Hierbei nannte er die Arbeit jener Schottenkommission eine „unnecessary labour“ und die in den Tabellen und Kurventafeln enthaltenen Resultate zwar interessant, aber unbrauchbar. Martell behauptet, es sei verkehrt, die genaue Lage der Schotte vorzuschreiben, es genüge vollkommen, wenn man die Anzahl der Schotte vorschreibe.

Es ist unverständlich, wie eine solche Erklärung von der leitenden Stelle einer so angesehenen Gesellschaft, wie sie der englische Lloyd darstellt, abgegeben werden konnte, eine Erklärung, deren Unrichtigkeit sofort nachzuweisen ist.

Und dieser Nachweis wurde Herrn Martell drei Jahre später durch die „Elbe“-katastrophe erbracht. Die „Elbe“ hatte bekanntlich 7 Schotte, welche, wenn sie so angeordnet gewesen wären, wie der Entwurf der englischen Schottenkommission es verlangte, das Schiff schwimmfähig erhalten hätten.

Was Martell mit Recht an den Vorschlägen des Bulkhead Committee's bemängelte, war der feststehende Abzug von 60 % für Ladung, ohne Rücksicht auf die tatsächliche Verdrängung der Ladung; auch entbehrten manche seiner Ausführungen über die Festigkeit der Schotte nicht der Berechtigung; im übrigen aber bringt er sehr vieles vor, was als Leistungen seiner Gesellschaft angesehen werden soll, in Wirklichkeit aber den Kern der Sache nicht trifft; es ist zweifellos, daß der englische Lloyd der damaligen Zeit mit seinen Schottvorschriften im Rückstande war, hauptsächlich deshalb, weil er die individuelle Berechnung des einzelnen Fahrzeuges nicht verlangte, sondern vielfach schematisierte.

Die Folge der heftigen Opposition gegen die Vorschläge der Schottenkommission war indes, daß jene Vorschläge bis heutigen Tages keine Gesetzeskraft erlangt haben, wenn auch das Board of Trade dieselben zugrunde legt, sobald ein Reeder auf die Vergünstigung der Merchant Shipping Act von 1888 Anspruch erhebt, laut deren er nur den halben Hilfsbootsraum bei richtig gestellten Schotten mitzuführen braucht.

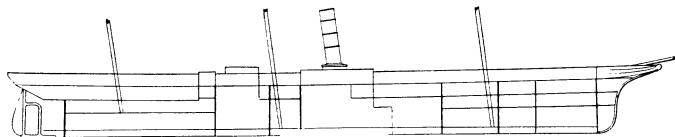


Fig. 6.

Im übrigen ist wenigstens dem Buchstaben des Gesetzes nach die Kontrolle der Passagierdampfer eine sehr scharfe, da jeder Dampfer, der mehr als 12 Passagiere fährt, wenigstens einmal im Jahre von den Behörden untersucht werden muß.

Diese kurze Darlegung gibt die Entwicklung der Schottenfrage bzw. der Unsinkbarkeit der Seeschiffe in England; auf die neuesten Resultate der Untersuchung in Sachen „Titanic“ wird später noch kurz hingewiesen.

In Deutschland lagen die Verhältnisse so, daß bis zum Untergang der „Elbe“ 1895 so gut wie gar keine Fürsorge des Staates für die Sicherheit der Seeschiffe, insbesondere der Passagierdampfer, bestand. Die „Bremen“, der erste Passagierdampfer des Norddeutschen Lloyd, 97,53 m lang, im Jahre 1858 von Caird in Greenock gebaut, hatte zwar die beträchtliche Zahl von 8 Schotten, wie die Fig. 6 zeigt, dieselben waren indessen fast alle im Vorschiff angeordnet, während das ganze Hinterschiff vom Maschinenschott bis zum Hinterpiekschott einen einzigen Raum darstellte. Es ist ohne weiteres ersichtlich, daß beim Vollaufen dieses Raumes das Schiff nicht mehr schwimmfähig bleiben konnte.

Auch die ersten Schiffe der Hamburg-Amerika-Linie hatten keine andere Schotteneinteilung, wie der beigelegte Längsschnitt des Dampfers „Germania“, im Jahre 1871 ebenfalls bei Caird erbaut, zeigt (Fig. 7).

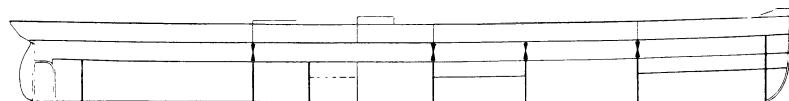


Fig. 7.

Ebenfalls die Schnelldampfer der achtziger Jahre hatten noch keine bessere Schottenanordnung; als Beispiel diene die Schottzeichnung des Schnelldampfers „Elbe“ (Fig. 8) des Norddeutschen Lloyd, dessen tragischer Untergang im Januar

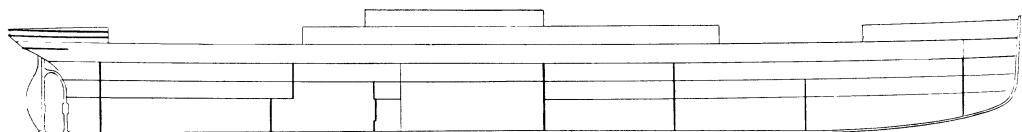


Fig. 8.

1895 die Welt auf die schweren Mängel in der Schottanordnung der großen Passagierdampfer hinwies und eine behördliche Regelung der Schottenfrage zur Folge hatte also auch hier, wie im Jahre 1866 in England, erst nachdem das Unglück geschehen war.

Der große Menschenverlust beim Untergang der „Elbe“ hatte bekanntlich im Reichstage sehr erregte Erörterungen über die Sicherheitsverhältnisse auf den deutschen Passagierdampfern zur Folge. Die Seeberufsgenossenschaft forderte den Germanischen Lloyd auf, über die Einrichtung und etwa nötig werdende Vermehrung oder Verstärkung der Querschotten auf deutschen überseeischen Passagierdampfern ein Gutachten einzureichen.

Dieses Gutachten wurde am 14. Mai 1895 erstattet und verbreitete sich über die Bauart der betreffenden Post- und Passagierdampfer, über Beseitigung etwaiger Mängel, über Verstärkung und Vermehrung der Schotte, sowie über den Verschluß von Öffnungen in den Schotten.

Auf Vorschlag des Germanischen Lloyd wurde die weitere Erörterung der in dem Gutachten angeregten Fragen von der Seeberufsgenossenschaft einem Ausschuß überwiesen, in dem neben den Vertretern dieser beiden Parteien noch andere Sachverständige und Schiffswerften saßen. Dieser Ausschuß empfahl, für neu zu bauende Post- und Passagierdampfer unter Angabe des größten Tiefganges bestimmte Schottabstände vorzuschreiben.

Der Germanische Lloyd stellte daraufhin Schottkurven für die einzelnen Längenabstufungen für Schnelldampfer sowie für Fracht- und Passagierdampfer auf, genau nach dem Verfahren des englischen Bulkhead Committee's; diese Kurven wurden von dem erwähnten Ausschuß unter verschiedentlicher Abänderung der zulässigen Abzüge angenommen. Daraus entstanden dann die von der Seeberufsgenossenschaft herausgegebenen und vom Reichsversicherungsamt genehmigten „Vorschriften über wasserdichte Schotte für Passagierdampfer in außereuropäischer Fahrt“ vom Jahre 1896.

Die Kurven sind genau wie die englischen so aufgetragen, daß man jedesmal die größte zulässige Entfernung zweier Schotte unter Berücksichtigung der für die einzelnen Größenstufen festgelegten Abzüge abgreifen, bzw. nach Quadraten in Hundertstel der Schiffslänge abzählen kann; eine besondere geistige Fähigkeit oder Arbeit ist also zur sogenannten Schottbestimmung nach diesen Kurven nicht nötig.

Für die Berechnung der Kurven sind die Linien der Schnelldampfer sowie der Fracht- und Passagierdampfer, die bis zum Jahre 1896 modern waren, von denen aber heute, nach 16 Jahren, nur ein geringer Teil noch schwimmt, zugrunde gelegt.

Der Displacementsvölligkeitsgrad war für die Schnelldampfer mit 0,597, für die Fracht- und Passagierdampfer mit 0,70 angenommen. Das Verhältnis von Tiefgang zur Seitenhöhe bis Schottendeck war für die Schnelldampfer mit $\frac{2}{3}$, für Fracht- und Passagierdampfer mit $\frac{3}{4}$ angenommen; dabei ist nicht zu vergessen, daß die damaligen Schiffe verhältnismäßig wenig Aufbauten hatten. Die Kurven gingen eigentlich nur wenig über 180 m Schiffslänge, wenn auch die Tafel II die Überschrift trägt: „Schnelldampfer von über 180 m Länge“, denn die anderen Abstufungen lauten von 150 bis 180 m, 120 bis 150 m, 100 bis 120 m. Diese Schottkurven aus dem Jahre 1896 bestehen noch heute als Vorschrift; es geht aber schon aus dem Gesagten hervor, daß sie, auf Grund jener veralteten Linien errechnet, heute einer Revision bedürfen, wenn man ihnen auch mit gewissem Recht nachsagt, daß sie auf der „sicheren Seite“ liegen.

Es ist zweifellos, daß diese Vorschriften der Seeberufsgenossenschaft für die Sicherheit des deutschen transatlantischen Passagierverkehrs unendlich viel Gutes gewirkt haben, wenn auch manchmal Fehlgriffe vorkamen, die durch unverständene Bestimmungen dieser Vorschriften herbeigeführt wurden. Namentlich bevor die Freibordvorschriften in Deutschland Geltung bekamen, war die Möglichkeit gegeben, daß einem Schiffe mit besonders hochliegendem Schottendeck — Schotten

bis Aufbaudeck durchgeführt — ein Tiefgang gestattet wurde, der für das Schiff aus Festigkeitsrücksichten nicht zulässig war.

Auch das Dampfersubventionsgesetz vom Jahre 1898 zeigt eine nicht glückliche Anwendung, indem darin gefordert wird, daß die Subventionsdampfer bezüglich ihrer Schottenanordnung den Schottkurven für Schnell dampfer entsprechen müssen.

Die Subventionsdampfer liegen bezüglich ihrer Längen zwischen den Stufen 120—150 m, und soweit die Schiffe für die Australfahrt in Frage kommen, zwischen 150 und 180 m. Nun hat dem Gesetzgeber offenbar vorgeschwobt, daß bei Fracht- und Passagierdampfern von 120—150 m Länge nur die Bedingung gestellt war, daß die beiden vordersten oder eine beliebige andere Abteilung müssen vollaufen können, ehe das Schottendeck zu Wasser kommt, während für Schnelldampfer zwei beliebige benachbarte Abteilungen müssen vollaufen können. Von diesem Gesichtspunkt aus sind die Bedingungen für Schnelldampfer schärfer, als für Fracht- und Passagierdampfer. Nur für die beiden vordersten Räume — und diese sind die gefährlichsten — ist das Verhältnis umgekehrt, denn für Fracht- und Passagierdampfer wird für die Bestimmung der Endräume ein Abzug von nur 5 % zugrunde gelegt, bei den Schnelldampfern dagegen von $33\frac{1}{3}$ %. In Zahlen ausgedrückt heißt dies: nach dem Dampfersubventionsgesetz ist die Sicherheit der beiden am meisten gefährdeten Räume $28\frac{1}{3}$ % geringer als bei einem gewöhnlichen Fracht- und Passagierdampfer. Gemildert wird freilich der Fall in der Praxis dadurch, daß für die Anordnung des Kollisionsschottes nicht die nach den Schottkurven zulässige Entfernung vom Steven zugrunde gelegt wird, sondern die nach den Klassifikationsbestimmungen festgelegte Entfernung von $\frac{1}{20}$ der Schiffslänge, früher $\frac{1}{2}$ der Schiffsbreite.

Für Schiffe von 150—180 m Länge liegt der Fall so, daß sowohl für Fracht- und Passagierdampfer als für Schnelldampfer je zwei benachbarte Räume müssen vollaufen können, ehe das Schottendeck zu Wasser kommt. Dabei ist bei den Fracht- und Passagierdampfern dieser Größe für Maschinen-, Kessel- und Endräume ein Abzug von 5 % vorgesehen, bei den Schnelldampfern von $16\frac{2}{3}$ %. Das heißt also, bei den Subventionsdampfern von 150—180 m Länge kann laut Gesetz die Sicherheit der Endräume sowie sämtlicher Maschinen- und Kesserräume um $11\frac{2}{3}$ % geringer sein als bei einem gewöhnlichen Fracht- und Passagierdampfer, das ist eine Wirkung, welche der Gesetzgeber kaum beabsichtigt haben dürfte.

Verschärft wird in beiden Fällen der Unterschied noch dadurch, daß für die Schottkurven der Schnelldampfer, wie erwähnt, ein Displacementsvolligkeitsgrad

von 0,597 zugrunde gelegt ist, während er in Wirklichkeit bei den Subventionsdampfern nicht geringer als 0,74 ist, stellenweise sogar auf 0,76 steigt. Es ergeben sich also nach den Schnelldampferkurven für diese Schiffe ganz unzulässig große Endräume. Als Kriterium, welche Räume bei den Subventionsdampfern als die gefährlichsten anzusehen sind, sind also die Schottkurven nicht brauchbar. Ein Blick auf die Schottkurven eines unserer Subventionsdampfer bestätigt ohne weiteres das Gesagte (Fig. 9).

In den Jahren 1902 und 1907 wurden die Schottvorschriften einer Revision unterzogen und in einzelnen Bestimmungen erweitert. Es blieben aber die Schottkurven selbst bestehen, man hat die alten Klischees aus dem Jahre 1896 einfach wieder benutzt; auch die zugehörigen Tabellen mit den Prozenten der Abzüge sind die alten geblieben; sie behandeln die Schiffe genauer nur bis 180 m Länge; auch die Sprungtabellen sind nicht geändert, sie reichen gleichfalls nur bis zu 200 m Schiffslänge.

Es wäre wohl richtig und der Sache wert gewesen, wenn man anlässlich der Revision die Vorschriften den mittlerweile stattgehabten Fortschritten der Schiffbauindustrie angepaßt hätte. Heute, nach 16 Jahren, haben wir zahlreiche Schiffe von weit über 180 m Länge, und das 300-m-Schiff dürfte nicht mehr allzu fern auch in Deutschland sein; die gesamte Formgebung, die Aufbauten, die Einrichtungen, die Bauweisen, alles hat sich in jenen 16 Jahren geändert, und zwar entwickelt,

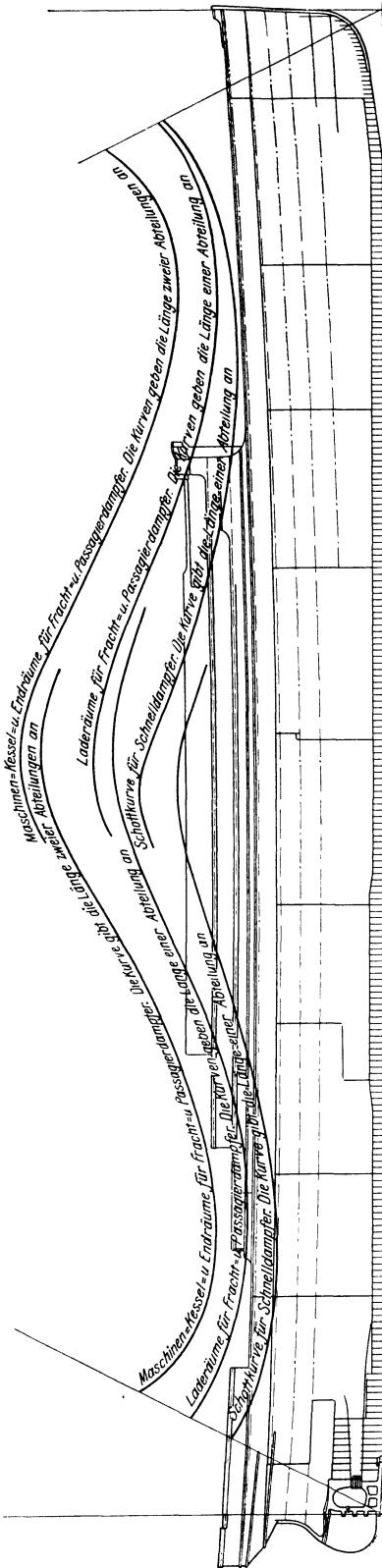


Fig. 9.

da müßten jene Schottvorschriften gleichfalls Schritt halten, zumal sie doch einen außerordentlich wichtigen Faktor berühren und mit geringer Mühe zu modernisieren sind. Hoffentlich schenkt uns die Seeberufsgenossenschaft recht bald eine neue und verbesserte Auflage.

Indessen ist in den Zusätzen der Jahre 1902 und 1907 doch eine Reihe von Bestimmungen, die durchaus anzuerkennen sind, während andere mit etwas weniger Freude gelesen werden.

Erfreulich ist die Bestimmung in den „Erläuterungen“: „In allen Fällen, in welchen der Seeberufsgenossenschaft genaue Zeichnungen und Berechnungen unter Berücksichtigung der in A. 1 und 2 der Vorschriften über wasserdichte Schotte enthaltenen Bestimmungen eingereicht werden, sind die Schottkurven entbehrliech.“

Ich begrüße gerade diesen Paragraphen um so lebhafter, als ich in ihm den ersten Schritt auf dem Wege erblicke, den man in Zukunft im Interesse der Sicherheit und der Wirtschaftlichkeit für Passagiere und Mannschaften, Reeder und Werften, wird gehen müssen, nämlich jene Bestimmung für alle großen Neubauten obligatorisch und damit die Schottkurven entbehrliech zu machen. — Auch die nächstfolgende Bestimmung in den „Erläuterungen“ 1907 geht diesen Weg. Es heißt dort:

„Für solche Räume, welche fest eingebaute, Wasser verdrängende Gegenstände enthalten, kann derjenige Abzug in Anwendung kommen, welcher sich aus dem Verhältnis der verdrängenden Gegenstände zum ganzen, bis zur Außenhaut reichenden Raum ergibt. Die rechnerische Ermittlung des Abzuges ist den zur Genehmigung einzureichenden Plänen bzw. der Berechnung beizufügen.“

Diese Bestimmung ist gleichfalls sehr glücklich zu nennen, verläßt sie doch das starre, generelle Gesetz und geht auf die der Wirklichkeit entsprechenden individuellen Konstruktionseinzelheiten des Schiffes ein, und nur mit diesen individuellen Einzelheiten hat die Natur zu tun, wenn sie im Falle einer Havarie das Schiff ihren Gesetzen unterwirft.

Einigermaßen bedenklich aber erscheint die 1907 neu aufgenommene Bestimmung über den Sprung und die durch ihn beeinflußte, der Rechnung zugrunde zu legende Seitenhöhe. Hier fällt die Vorschrift leider wieder in den alten Fehler des Schematisierens zurück. Es heißt dort:

„Ist der vorhandene Sprung größer als der normale, so kann die Seitenhöhe H um den mittleren Unterschied größer genommen werden. Die Differenzen sind für das Vor- und Hinterschiff getrennt zu ermitteln, und demgemäß ist für jede Schiffshälfte eine besondere Kurve aufzutragen.“

Nun ist es doch leicht, den Sprung durch starkes Hochziehen an den Enden um so viel zu vermehren, daß sich hieraus ein ganz unzulässiges Verhältnis von wirklicher Seitenhöhe zu der zur Berechnung kommenden ergibt. Warum hat man auch hier nicht einfach bestimmt, daß der rechnerische Nachweis der Unsinkbarkeit unter Berücksichtigung des wirklichen Sprunges zu erfolgen habe, warum will man hier eine ideelle Seitenhöhe einführen, die in Wirklichkeit nicht besteht, und um deren theoretische Zugrundelegung sich die See im Ernstfalle sicherlich nicht kümmert. —

Aber noch einen anderen wichtigen Punkt hat man fast zu allen Zeiten, sowohl in England, wie auch bei uns, völlig aus den Vorschriften, die über die Unsinkbarkeit handeln, herausgelassen, das ist die Stabilität. Stets ist nur angenommen worden, daß das Schiff in ruhigem Wasser beim Leck senkrecht nicht untergehen, sondern nur so weit wegsinken kann, daß sein Schottendeck zu Wasser kommt: ob aber das Schiff infolge eines Lecks umfällt, eine Schlagseite annimmt oder gar kentert, das ist in den gesamten Vorschriften nicht mit einem einzigen Worte berührt. Auf Grund einer Reihe von Untersuchungen wird allgemein angenommen, daß die Stabilität beim Leck durch die Schottkurve gesichert ist.

Daß diese Frage der Stabilität schwer zu behandeln ist, wird zugegeben, denn sie hängt wesentlich von der Höhenlage des Systemschwerpunktes des Schiffes ab, dieser aber ist beeinflußt von der Art der Verteilung der Gewichte im Schiff, der Ladung, des Brennmaterials, des Wassers usf. Nichtsdestoweniger dürfen wir in unserer modernen Zeit diese Stabilität des leckenden Schiffes nicht außer acht lassen, denn die Natur tut es auf See auch nicht.

Nach Maßgabe der heutigen Entwicklung des modernen Schiffbaues und Reedereibetriebes ist es aber auch in den meisten Fällen durchaus möglich, die Stabilitätsfrage ziemlich genau zu untersuchen, und nicht nach den Schottkurven allein, sondern auf Grund exakter individueller Rechnung die Unterteilung des Schiffskörpers so vorzunehmen, daß sie im Falle der Havarie die Sicherheit, die Unsinkbarkeit und Unkenterbarkeit gewährleistet; sie wird wesentlich erleichtert durch die gesteigerte Ausgestaltung von Spezialschiffen. Auch ist bei manchen Schiffen schon seitens der bauausführenden Werften eine derartige Rechnung üblich und eine solche Rechnung sind wir dem heutigen Stande der wissenschaftlichen Behandlung schiffbautechnischer Fragen schuldig.

Daß gerade infolge der modernen Größenvermehrung der Schiffe die Stabilität des leckenden Schiffes individuell untersucht werden muß, läßt sich aus einer kleinen Ermittlung schließen, die ich an Hand geometrischer Körper angestellt habe. Diese Größenvermehrung besitzt eine charakteristische Seite. Das Wachsen

der Hauptabmessungen der Schiffe ist nur nach zwei Dimensionen erfolgt, nach Länge und Breite, während die dritte Abmessung, die Tiefe, davon nicht betroffen ist (siehe Fig. 10). Die Konstruktionstiefe T ist bekanntlich durch die Wassertiefen der Flussmündungen und Häfen begrenzt, und geht nicht viel über 10 m hinaus.

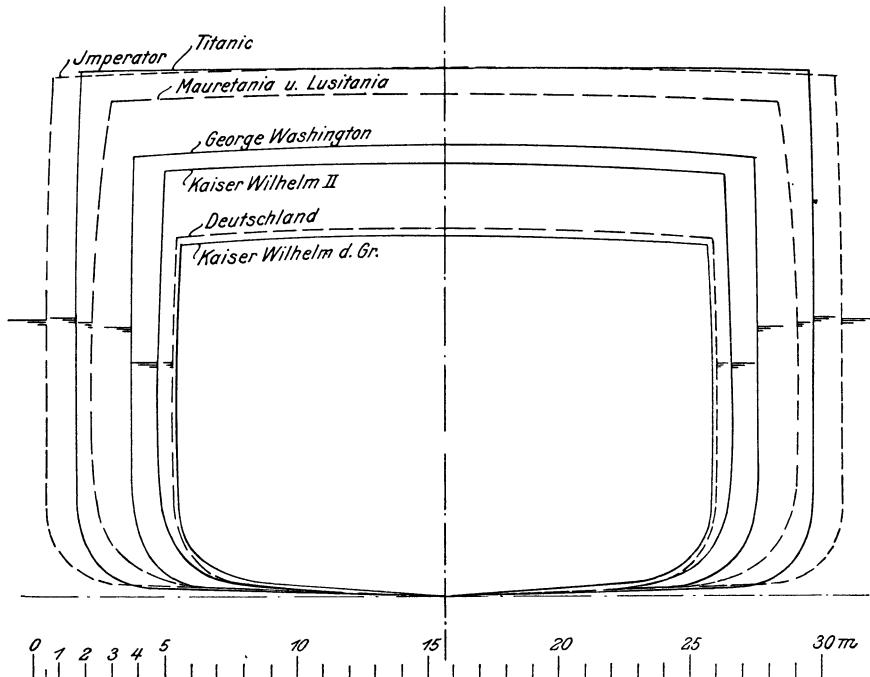


Fig. 10.

Will man also das Schiff bzw. sein Displacement vergrößern, so ist man in der Hauptsache auf die Vergrößerung von L und B angewiesen, muß aber T mehr oder weniger konstant halten. Dazu kommt, daß die Seitenhöhe der Schiffe nichtsdestoweniger bedeutend gewachsen ist, außerdem legt man in neuester Zeit ganz erheblich Wert auf Verstärkung der Verbände des Oberschiffs, so daß hierdurch eine nicht unbeträchtliche Verschiebung des Systemschwerpunktes nach oben hin eintritt. Diesen für die Stabilität ungünstigen Umständen sucht man durch Vergrößerung der Breite zu begegnen, und so sind heute Schiffsbreiten von 30 m nichts Ungewöhnliches. Das übt auf das Verhältnis von Länge zu Breite eine Rückwirkung: während man in früheren Zeiten bei Schnelldampfern $L:B = 9,5 - 10$ vielfach anwandte, ist heute bei den großen Schiffen dies Verhältnis auf 8,7 gesunken; etwaige heftige Schlingerbewegungen, die infolge großer Breite auftreten können, sucht man durch Schlingertanks mit mehreren hundert Tonnen Wasserinhalt zu mildern.

Es bietet zweifellos ein ziemliches Interesse, diese Ausgestaltung des modernen Schiffbaus etwas eingehender nach der Seite hin zu betrachten, die die Frage der Stabilität beim Leck berührt. Aus diesem Gedanken heraus ist die vorliegende theoretische Untersuchung entstanden, die zunächst nur einen Teil der in Betracht zu ziehenden Verhältnisse streift, die aber insofern einen neuen Gesichtspunkt in den Kreis der Untersuchungen zieht, als sie die auch von der Seeberufsgenossenschaft bei ihren Schottvorschriften zugelassenen Abzüge für wasserverdrängende Körper, soweit dieselben nicht in die Wasseroberfläche hineinreichen, im lecken Raum berücksichtigt. Der zweite Fall, der eine gleichmäßige Verteilung der Abzüge über den ganzen lecken Raum vorsieht, bleibt einer späteren Behandlung vorbehalten und ist nur für ein modernes Schiff, den „George Washington“, weiter unten untersucht worden.

Die Resultate, bis jetzt freilich auf gewissen vereinfachenden Annahmen aufgebaut, sind indessen so bemerkenswert, daß sie Beachtung verdienen.

In den beigefügten Diagrammen sind die Rechnungsergebnisse graphisch aufgetragen und geben ein ziemlich anschauliches Bild über die für die Stabilität beim Leck auftretenden Verhältnisse.

Folgende Annahmen sind zugrunde gelegt:

1. Die untersuchten Körper haben alle eine mathematische Form, und zwar sind es einmal Parallelepipeda, also $\delta = 1,0$, dann Prismen mit derart zugespitzten Enden, daß ein $\delta = 0,75$ sich ergibt.
2. Bei allen Körpern ist das Leck genau in der Mitte der Schiffslänge angenommen, so daß nur ein paralleles Wegsinken, kein Trimen eintritt.
3. Die Länge des Lecks ist zu 20, 40 und 60 m angenommen.
4. Als Verdrängung im lecken Raum durch Doppelboden und sonstige Körper sind progressiv 0 %, 25 %, 50 % und 75 % zugrunde gelegt.
5. Die Abmessungen der Körper sind zunächst folgendermaßen gewählt:

$$\left. \begin{array}{l} L = 150 \text{ m}, B = 15 \text{ m}, T = 10 \text{ m} \\ L = 200 \text{ m}, B = 20 \text{ m}, T = 10 \text{ m} \\ L = 250 \text{ m}, B = 25 \text{ m}, T = 10 \text{ m} \\ L = 300 \text{ m}, B = 30 \text{ m}, T = 10 \text{ m} \end{array} \right\} L : B = 10.$$

Außerdem ist noch ein Körper von

$$L = 267 \text{ m}, B = 30 \text{ m}, T = 10 \text{ m}$$

untersucht worden; $L : B = 8,9$

6. Für das intakte betriebsfertige Schiff ist ein $M G = 700 \text{ mm}$ zugrunde gelegt und danach G bestimmt.

7. Es ist angenommen, daß in allen Fällen die Wasseroberfläche im lecken Raum sich frei bewegt.
8. Es ist angenommen, daß der Displacementsschwerpunkt der verdrängenden Körper im lecken Raum stets auf gleicher Höhe mit dem Displacementsschwerpunkt der dichtbleibenden Endteile nach erfolgter Einsenkung liegt; hierbei ist aber das bei der Neigung entstehende krängende Moment aus den Prozenten der Abzüge und ihrem festliegenden Displacementsschwerpunkt im lecken Teil, welches für F unter G stabilitätsmindernd wirkt, nicht weiter berücksichtigt.

Die oberen 5 Kurven in Fig. 11 behandeln die Rechnungsergebnisse für die Parallelepipeda, und zwar: die erste den 150 m, die zweite den 200 m, die dritte den 250 m, die vierte den 300 m und die fünfte den 267 m langen Körper.

Innerhalb einer jeden Figur sind die Kurven für die metazentrischen Höhen M_G für ein 20 m, 40 m, und 60 m langes Leck aufgetragen. Die Abszissenachse ist dabei nach den Prozenten der Wasserverdrängung im lecken Raum von 0 % bis 75 % eingeteilt.

Aus diesen Entwicklungen folgt zunächst, daß im allgemeinen M_G am größten ist, sobald der lecke Raum vollständig leer ist, also eine Verdrängung gleich 0 % besitzt. Je größer der Prozentsatz angenommen wird, um so geringer wird M_G , bis es schließlich seinen positiven Wert verliert und negativ wird.

Dieses Resultat ist sofort verständlich, wenn man bedenkt, daß in jedem einzelnen Falle das wegfallende Trägheitsmoment der frei beweglichen Wasserlinie unabhängig von den Prozenten der Verdrängung im lecken Raum ist, daß also in dem bekannten Ausdruck für $M_F = \frac{J}{D}$, J abnimmt, dagegen D konstant bleibt, also auch M_F abnimmt; da nun für ein und dasselbe Leck das fortfallende Displacement um so geringer wird, je höher der Prozentsatz der Verdrängung im lecken Raum steigt, so wird die parallele Tiefertauchung des ganzen Körpers um so geringer sein, je höher der Prozentsatz der Verdrängung sich stellt, folglich wird F für den lecken Körper um so langsamer nach oben wandern, je geringer die parallele Tiefertauchung ist und das hat zur Folge, daß M schneller fällt, als F steigt, daß somit bei konstanter Höhenlage von G der Wert M_G mit zunehmenden Prozenten Verdrängung abnimmt.

Aus den Kurven folgt aber weiter, daß im allgemeinen bei den hier betrachteten Körpern für gleich lange Lecks die M_G -Werte mit zunehmender Schiffslänge abnehmen. Auch das erklärt sich leicht aus der vorherigen Betrachtung über die Vertikalverschiebungen von M und F .

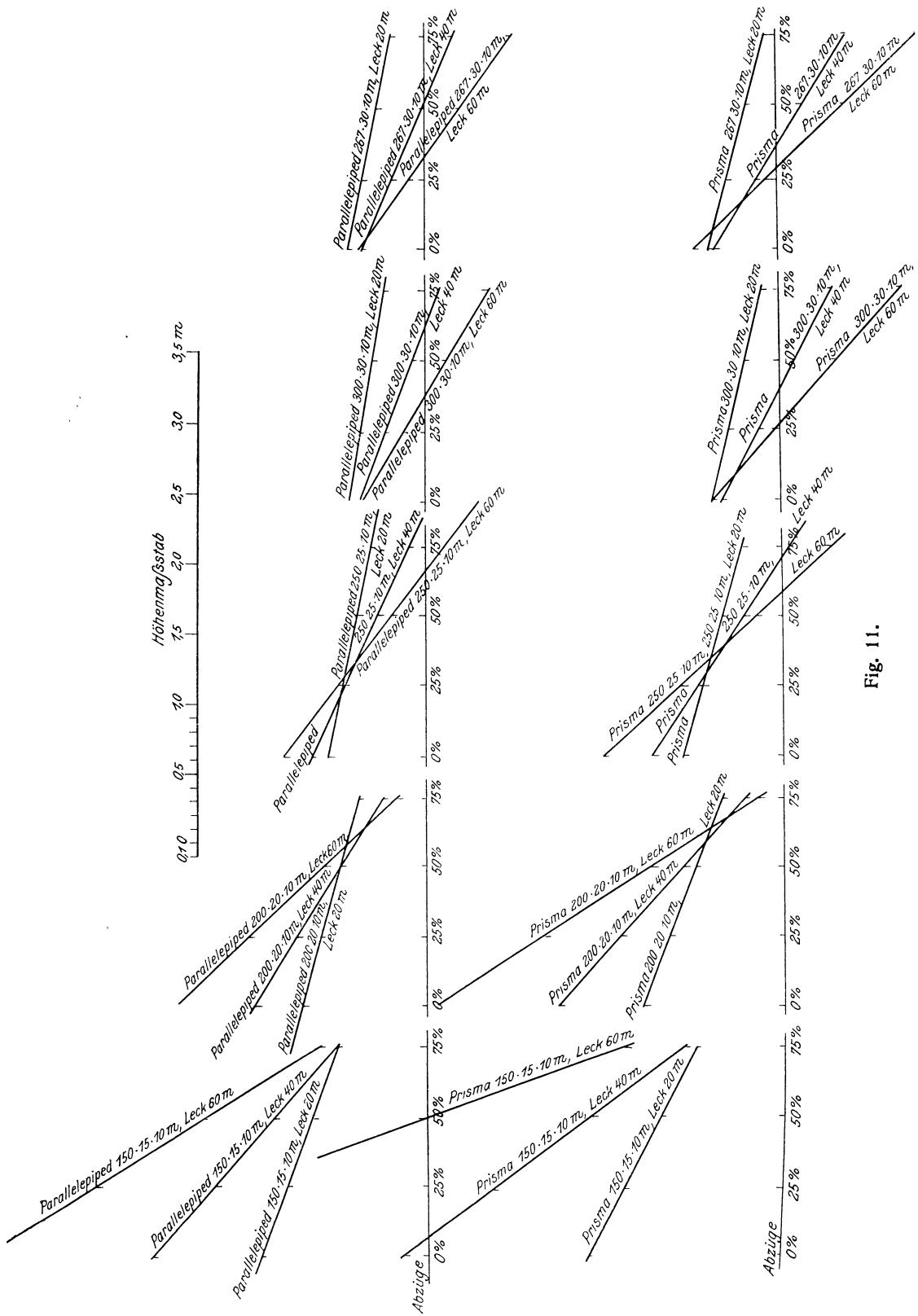


Fig. 11.

Vergleicht man die Resultate eingehender, so zeigt sich, daß beim kleinsten Körper, dem 150 m langen, die größten MG-Werte beim längsten Leck und bei 0 % Verdrängung sich ergeben. Die Kurve für das 20 m lange Leck liegt am tiefsten, dann folgt höher die Kurve für 40 m Leck und am höchsten liegen die MG-Werte für das 60 m Leck.

Auch das ist leicht verständlich; bei dem konstanten $T = 10$ m ist das wegfallende Displacement im Vergleich mit dem Totaldisplacement beim kleinsten Schiff ziemlich bedeutend; die parallele Tiefertauchung ist im Verhältnis zum wegfallenden Trägheitsmoment der Wasserlinie groß, so daß stets F rascher nach oben strebt, als M nach unten sinkt; mit zunehmender Leckgröße wächst also MG.

Je größer nun aber die Schiffsabmessungen werden bei konstantem $T = 10$ m, um so geringer wird das Verhältnis des wegfallenden Displacements zum Totaldisplacement, bzw. zum Areal der vor und hinter dem lecken Raum dicht bleibenden also tragenden Wasserlinie. Auch nimmt das Trägheitsmoment der im Leck fortfallenden Wasserlinie rascher zu (d. h. mit der dritten Potenz der Breiten) als die parallele Tiefertauchung infolge des relativ geringen fortfallenden Displacements, und diese Beziehung muß um so intensiver in die Erscheinung treten, je höher die Prozente Verdrängung im lecken Raum zugrunde gelegt werden. Infolgedessen liegt beim 200 m langen Körper nur noch bis etwa 50 % Verdrängung, die Kurve für das 20 m Leck am tiefsten, über ihr die 40 m Kurve und am höchsten die 60 m Kurve, während über 50 % Verdrängung hinaus das wegfallende Trägheitsmoment des längeren Lecks in seinem Verhältnis zum Areal der dichtbleibenden WL und dem zu ersetzen den, in Fortfall geratenen Displacement sehr viel mehr Einfluß auf die Reduktion von MF gewinnt, als die parallele Tiefertauchung den Displacementsschwerpunkt F in die Höhe schiebt, so daß bei der konstanten Höhenlage von G der Wert MG abnehmen muß.

Verfolgt man diesen Vorgang weiter über das 250 m und 300 m lange Schiff, so tritt gerade infolge des konstant bleibenden T und der Zunahme von L und B das oben Gesagte um so krasser in die Erscheinung, d. h. die MG-Werte fallen rapide, das größte Leck gibt die niedrigst gelegene MG-Kurve, und schon bei geringen Prozentsätzen Verdrängung im lecken Raum schneidet diese Kurve die Abszissenachse, wird also MG negativ, so daß das Fahrzeug eine Schlagseite annehmen muß.

Dieses in den hier dargestellten Rechnungsergebnissen zum Ausdruck kommende System ist, wie oben gesagt, aufgebaut auf einem Verhältnis der Länge zur Breite gleich 10. Es ist klar, daß dieses System, d. h. die Abnahme von MG, um so intensiver sich betätigen muß, je niedriger bei konstantem T das Verhältnis L: B gewählt wird, d. h. je breiter man das Schiff im Verhältnis zur Länge macht.

Man hat hierbei vielfach angenommen, daß die gewaltige Breitenvermehrung die Querstabilität derart, auch im Falle eines Lecks, sichern wird, daß solchen Schiffen überhaupt keine Stabilitätsgefährdung zustoßen kann. Das ist auch im allgemeinen der Fall, wenn das Leck ganz vorn oder ganz hinten liegt, wenn also infolge der hier herrschenden Schärfe der Linien nur ein geringes Breitenträgheitsmoment der Schwimmlinie in Fortfall kommt. Liegt aber das Leck mehr nach der Mitte zu, während die Enden dicht bleiben, so ändern sich die Stabilitätsverhältnisse unter gewissen Umständen in einer nicht sehr erfreulichen Weise.

Es ist deshalb in der am weitesten rechts oben stehenden Figur in Fig. 11 ein Körper von $L = 267$ m, $B = 30$ m, $T = 10$ m für Lecks von 20—60 m Länge und Prozentsätze-Verdrängung von 0 %—75 %, wie oben, untersucht.

Auf den ersten Blick tritt hier die außerordentlich ungünstige Wirkung der großen Breite im Vergleich zur Länge und Tiefe in die Erscheinung. Am tiefsten liegt die Kurve für das 60 m lange Leck, dann folgt die Kurve für das 40 m, und schließlich oben die Kurve für das 20 m Leck; dabei ist für das 40 m Leck die Anfangsstabilität schon bei 51 % Verdrängung gleich Null, für das 60 m lange Leck schon bei 30 %. — Hierbei ist indes für das intakte Schiff mit einem MG von 700 mm gerechnet; würde dieser Wert auf etwa 500 mm oder gar 300 mm hinabgehen, so würde für den betrachteten parallelepipedischen Körper die Grenze der Anfangsstabilität ganz ungemein viel niedriger liegen, wie später gezeigt.

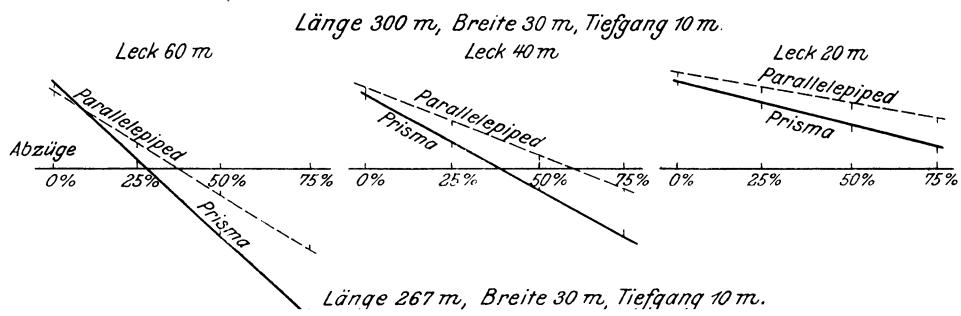
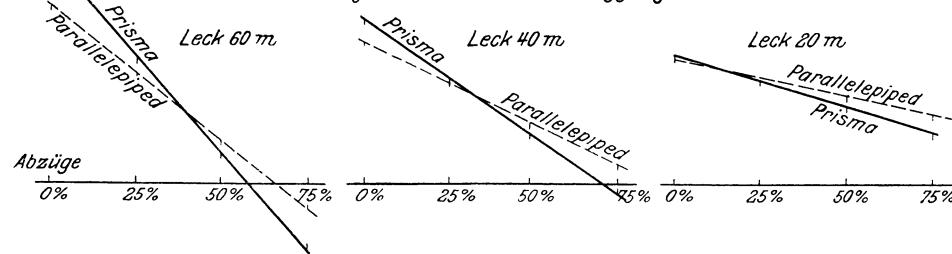
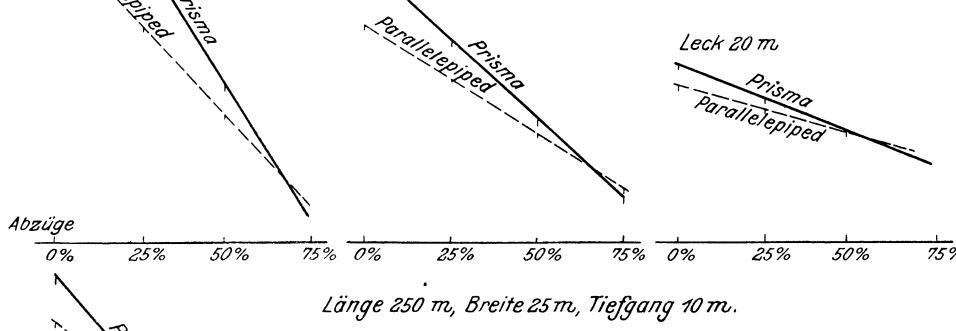
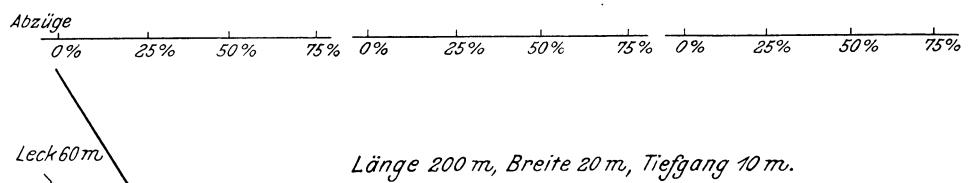
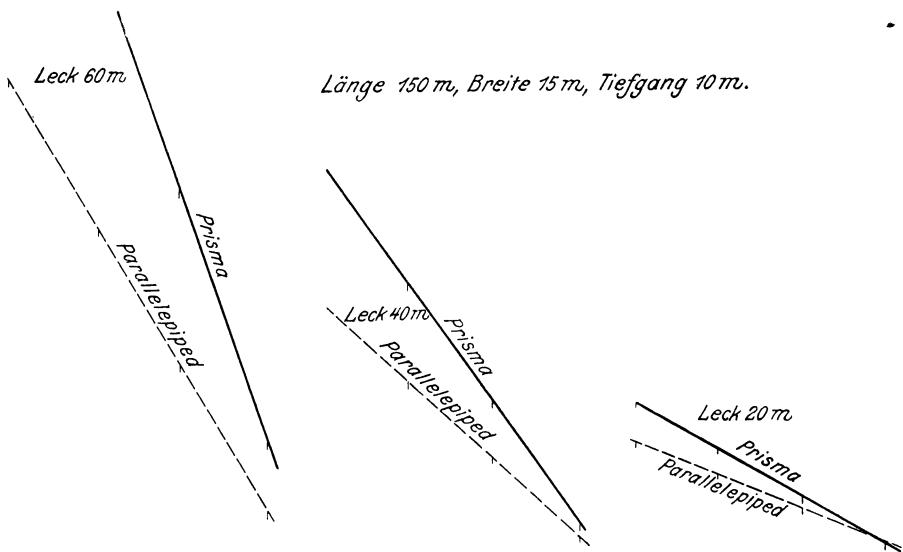
Aus den bisherigen Ergebnissen folgt jedenfalls für die hier betrachteten mathematischen Körper, daß unter den gemachten Annahmen die Gefahr des Verschwindens der positiven Anfangsstabilität bei konstantem Tiefgang = 10 m mit zunehmender Vergrößerung von Länge und Breite wächst und um so mehr wächst, wenn man im lecken Raum irgendwelche Verdrängungen, wie sie die Vorschriften der Seeberufsgenossenschaft zulassen, annimmt.

Es kann indes mit Recht zweierlei entgegengehalten werden,

1. daß die hier betrachteten parallelepipedischen Körper sich nicht mit einem Schiff vergleichen lassen,
2. daß ein Verschwinden der positiven Anfangsstabilität für das aufrecht-liegende Schiff noch keine Gefährdung desselben darstelle.

Beide Einwände sind berechtigt und deshalb ist die vorstehende Untersuchung auf ein Prisma mit zugespitzten Enden und auf die Ermittlung der statischen Stabilitätskurven ausgedehnt worden.

Unter Zugrundelegung eines $\delta = 0,75$ sind die prismatischen Körper aus den Parallelepipeden ermittelt worden, vorn und hinten symmetrisch gestaltet. Es



sind dann alle Untersuchungen an ihnen wiederholt und die MG-Werte in den Figuren der unteren Reihe graphisch aufgetragen worden (Fig. 11).

Das Resultat ist interessant: Während beim kleinen Prisma von $L = 150$ m die MG-Werte aus leicht verständlichen Gründen sehr viel größer sind, als beim gleich großen Parallelepiped, fallen sie doch mit zunehmender Größenvermehrung beim Prisma sehr viel rascher ab, als beim Parallelepiped und zeigen dabei im übrigen genau die gleichen Tendenzen wie bei diesem. Durch Zuschärfung der Enden wird sogar die Stabilitätsgrenze für die aufrechte Lage sehr viel rascher erreicht; während z. B. beim 300 m langen Parallelepiped, für ein 40 m Leck MG bei 61 % Verdrängung gleich Null wird, ist diese Grenze für das gleiche Leck beim Prisma schon bei 40 % Verdrängung erreicht; bei dem Körper von 267 m Länge und 30 m Breite liegen die analogen Werte für das Parallelepiped bei 51 % Verdrängung, beim Prisma dagegen schon bei 35 %.

Es ist also nicht zutreffend, wenn gesagt worden ist, man könne durch größere Schärfe der Schiffslinien an den Enden die Anfangsstabilität beim Leck in der Mitte verbessern, das Gegenteil ist unter den hier gemachten Annahmen der Fall.

Um das Verhältnis zwischen den zusammengehörigen Kurven der MG-Werte für das Parallelepipedon und das korrespondierende Prisma besser überblicken zu können, sind in Fig. 12 die betreffenden Kurven nebeneinander gezeichnet und auch hieraus folgt, daß höchstens bis zum 200 m langen Schiff das Prisma günstiger sich stellt, als das Parallelepiped, von da ab weiter hinauf aber stets das Prisma sehr viel ungünstigere Stabilitätsverhältnisse aufweist wie das Parallelepipedon, und daß vollends bei dem 267 m langen und 30 m breiten Körper, der also nicht mehr $L:B = 10$, sondern $L:B = 8,9$ besitzt, gerade das Prisma sich viel unstabiler zeigt als das Parallelepiped.

Um indes den Einfluß der Größenvermehrung der betrachteten Körper bei Einhaltung des konstanten $T = 10$ m für die gleichen Prozentsätze Verdrängung im Leck noch deutlicher vor Augen zu führen, sind in der oberen Reihe Fig. 13 für das Parallelepiped, in der unteren Reihe für das korrespondierende Prisma die MG-Werte derart aufgetragen, daß für Lecks von 20, 40 und 60 m Länge und eine Einteilung der Abszissenachse nach Schiffslängen von 150 m bis 300 m die MG-Werte für konstante Prozentsätze der Verdrängung je eine Kurve bilden. Auch diese Diagramme zeigen klar, daß unter den gleichen Voraussetzungen von Lecklänge und Prozenten der Abzüge MG mit Zunahme der Schiffslänge rapide abnimmt.

Um auch hier die zusammengehörigen Kurven für Parallelepiped und Prisma gegeneinander abwägen zu können, sind noch die Kurven Fig. 14 gezeichnet,

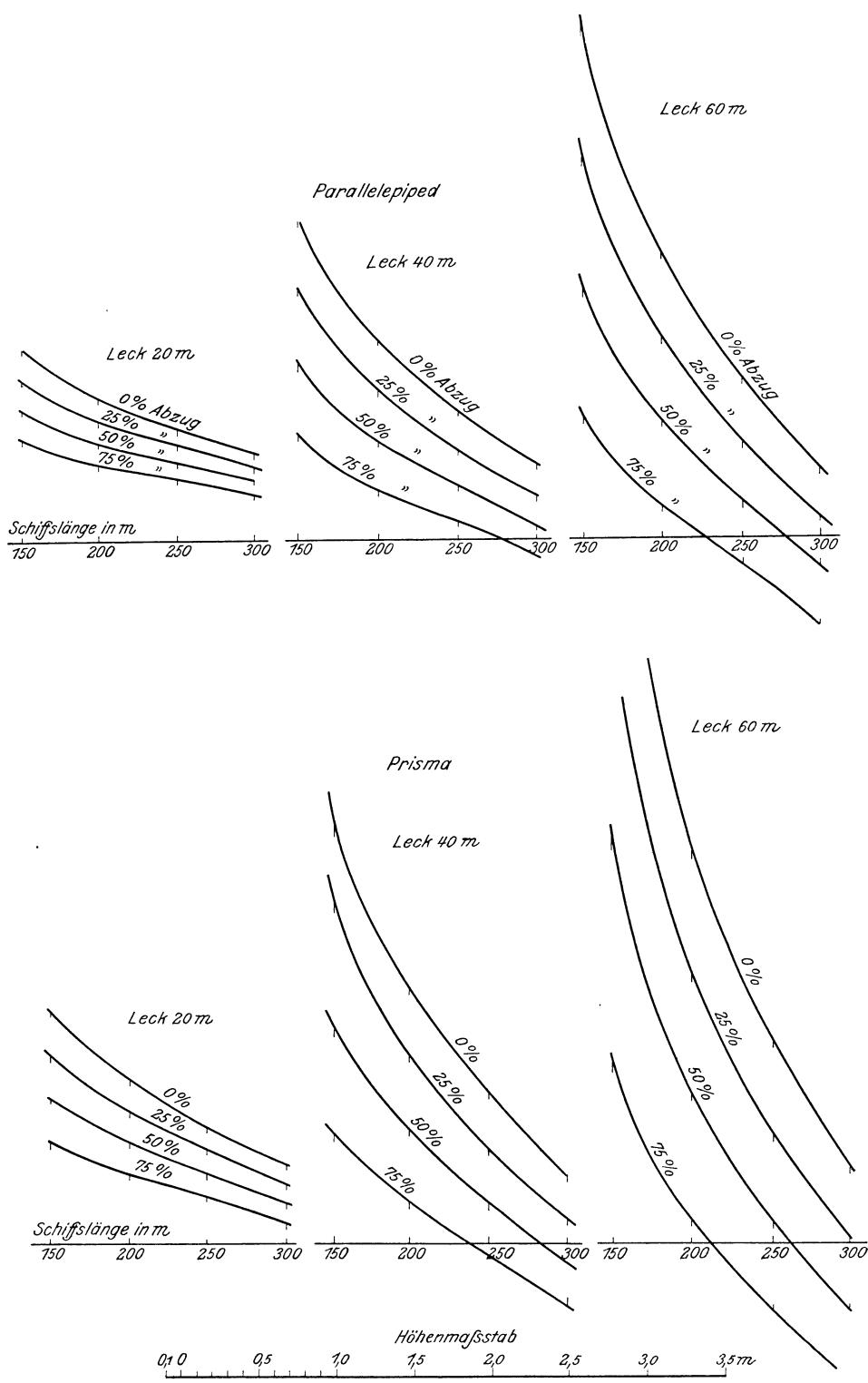


Fig. 13.

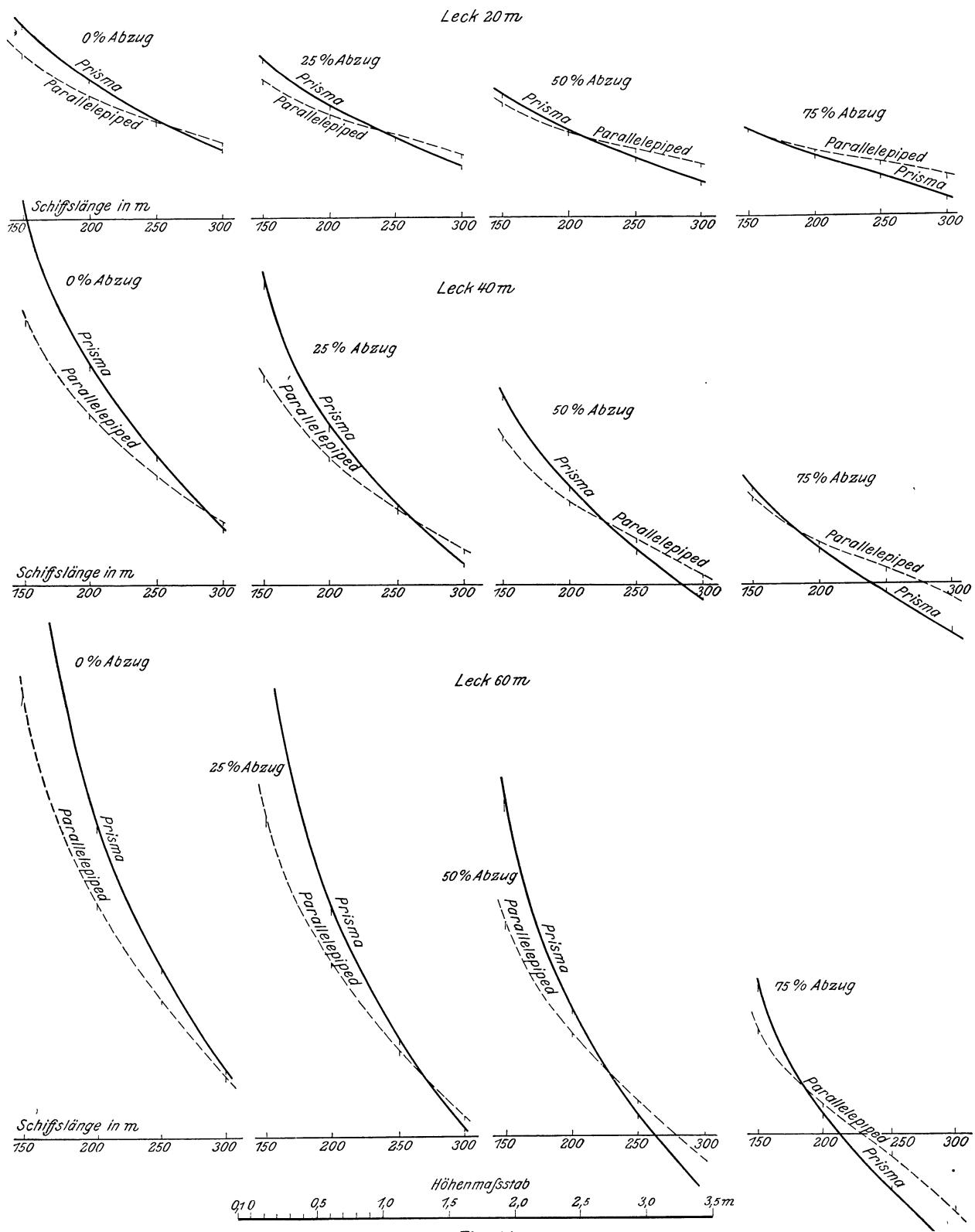


Fig. 14.

aus denen gleichfalls die sehr viel ungünstigere Lage, die im Falle eines Leckes bei konstantem T durch Größenvermehrung entsteht, gerade für das Prisma klar ersichtlich ist.

Aus dem Verlauf dieser bis jetzt behandelten metazentrischen Kurven kann man indes nicht ohne weiteres einen Schluß auf die Gefährdung des Schiffes als solches ziehen; es kann sehr wohl ein Fahrzeug, beispielsweise ein Schnelldampfer, am Ende seiner Reise eine sehr geringe, vielleicht sogar etwas negative metazentrische Höhe haben, und dabei doch ein gutes Seeschiff sein; um die etwaige Gefährdung infolge negativer Anfangsstabilität überblicken zu können, ist es viel-

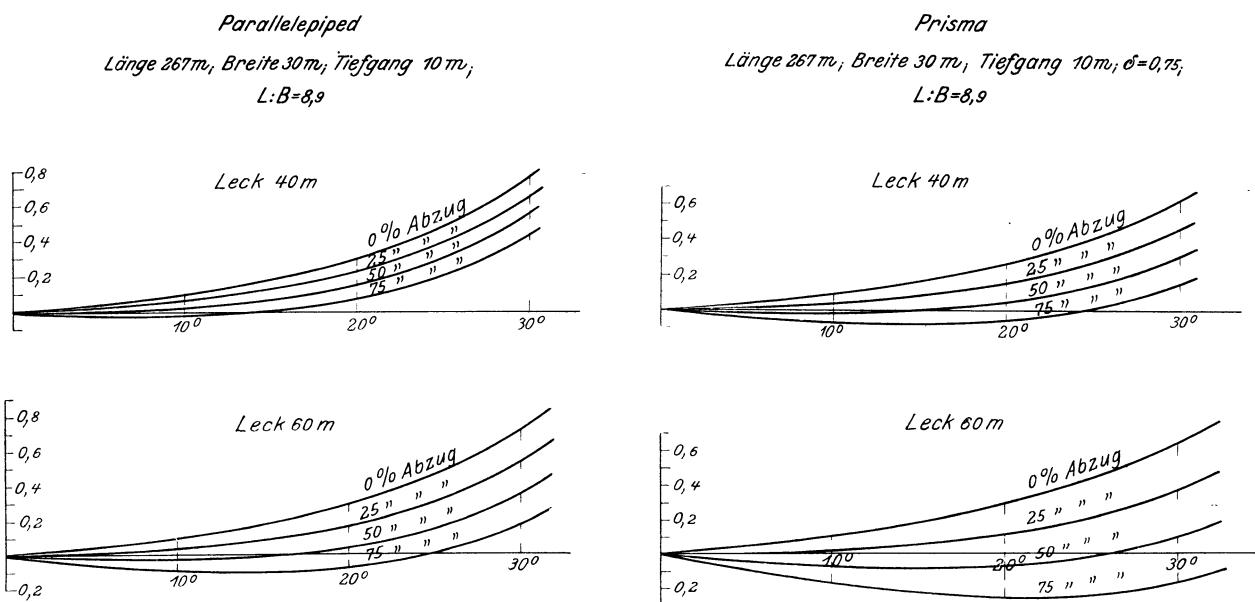


Fig. 15.

mehr unumgänglich, die statische Stabilitätskurve für endliche Neigungen auszukonstruieren. Das ist in Fig. 15 für den Körper von 267 m Länge, 30 m Breite und 10 m Tiefgang geschehen, und zwar behandeln in Fig. 15 die linken Diagramme das Parallelepiped für ein 40 m und 60 m langes Leck, die rechten Diagramme das Prisma für die gleichen Lecks.

Hierbei hat, wie auch in den früheren Rechnungen, das Parallelepiped ein Displacement von 80 100 cbm, das Prisma ein solches von 60 000 cbm, ferner ist wie bei den eingangs aufgeführten Annahmen unter Nr. 8 erwähnt, das bei der Neigung entstehende krängende Moment aus den Prozenten der Abzüge und ihrem auch bei der Neigung festliegenden Displacementsschwerpunkt im lecken Teil, welches für den Fall, daß F unter G liegt, stets stabilitätsmindernd wirkt, nicht

berücksichtigt; der Grund hierfür liegt darin, daß einmal eine bestimmte Lage und Form dieser verdrängenden Abzüge im lecken Raum angenommen werden müßte, und dann darin, daß eine solche Annahme kaum allgemeine Gültigkeit haben würde, vielmehr bei jedem Schiff mehr oder weniger different sich stellen dürfte.

Die Resultate sind bemerkenswert:

Zunächst wiederum ist das Prisma von 60 000 cbm viel ungünstiger als das Parallelepiped von 80 100 cbm. Sodann hat das Prisma bei einem 40 m langen Leck und 50 % Abzug negative Stabilität und nimmt eine Schlagseite von $15\frac{1}{2}$ Grad an; bei einem 60 m langen Leck und 50 % Abzug wächst diese Schlagseite sogar auf 26 Grad und für dazwischenliegende Werte sind diese Zahlen entsprechende.

Parallelepiped
Länge 300 m, Breite 42,86 m, Tiefgang 10 m.

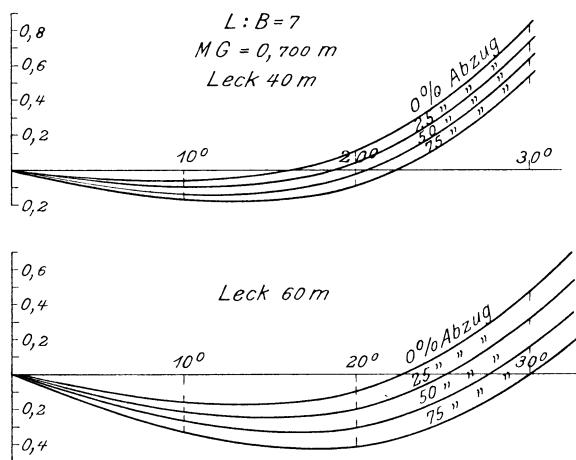


Fig. 16.

Dabei darf nicht vergessen werden, daß eine ursprüngliche metazentrische Höhe von 700 mm für das intakte Schiff zugrunde gelegt wurde; sinkt diese Höhe unter 700 mm — und bei „Titanic“ betrug sie etwa 600 mm, bei „George Washington“ bei gefüllten Ballasttanks 500—650 mm — so muß die Stabilität des betrachteten prismatischen Körpers noch ungünstiger sich gestalten, so daß auch bei wesentlich kleineren Lecks und wesentlich geringeren Abzügen schon eine recht erhebliche Schlagseite die Folge sein muß; all dies ist die Folge der einseitigen Vergrößerung von L und B ohne gleichzeitige Vergrößerung von T, wozu leider die Wasserverhältnisse an den Küsten den modernen Schiffbau zwingen!

Die vorliegende Untersuchung ist zum Schluß noch auf den Einfluß von L:B bei konstantem T ausgedehnt worden, und zwar wurden zwei Lecks von

40 m und von 60 m Länge, sowie eine metazentrische Höhe von 700 mm und 300 mm bei den bisher angenommenen Prozenten für Abzüge zugrunde gelegt.

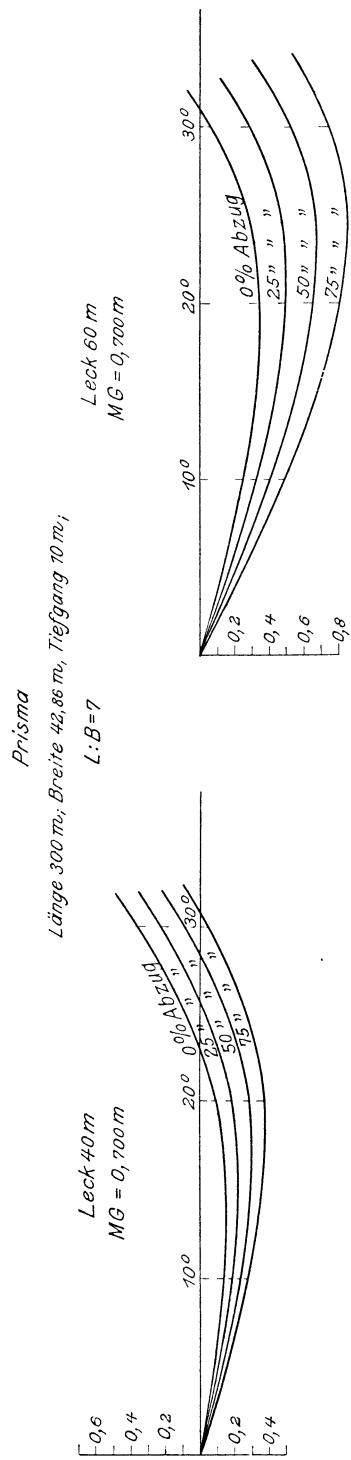


Fig. 17.

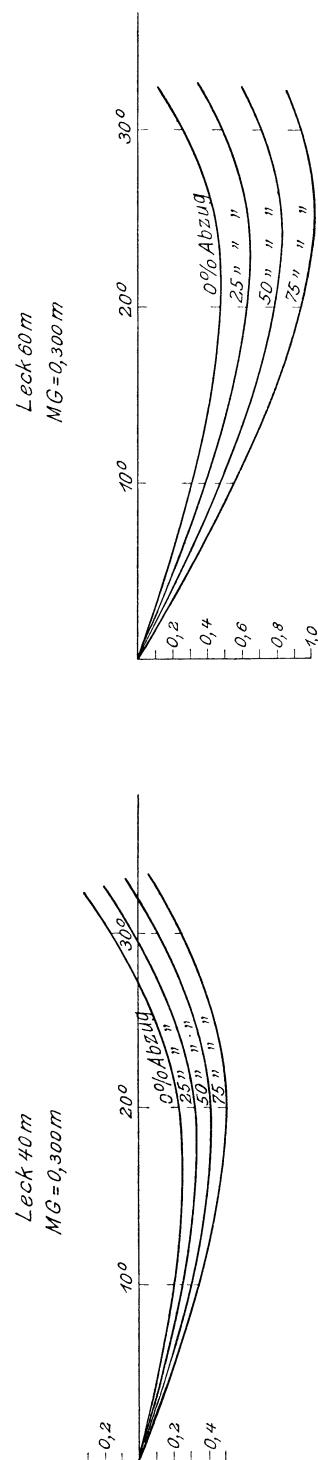


Fig. 18.

Der Einfachheit halber ist nur der Körper von 300 m Länge als Parallellepipedon und als Prisma untersucht worden.

Hierbei ist das Verhältnis $L : B$ in den Grenzen 7, 8 und 9 variiert worden; innerhalb dieser Varianten sind die statischen Stabilitätskurven jedesmal bis 30° Neigung ermittelt, und zwar einzeln für die Annahmen von 0 %, 25 %, 50 % und 75 % Verdrängung im lecken Raum.

Fig. 16 behandelt ein Parallelepiped von $L : B = 7$, $MG = 0,700 \text{ m}$; die Länge beträgt 300 m, die Breite 42,86 m, der Tiefgang 10 m.

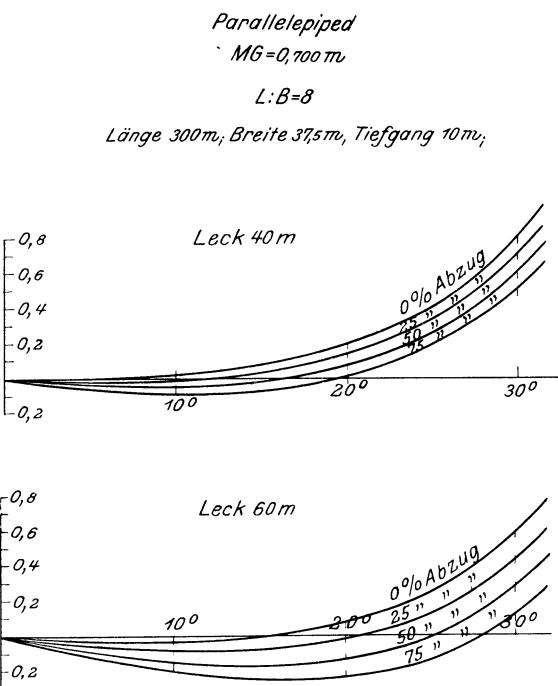


Fig. 19.

In der oberen Figur sind die einzelnen Stabilitätskurven für ein 40 m langes Leck, in der unteren die gleichen für ein 60 m langes Leck dargestellt. Das Resultat zeigt, daß der Körper bei beiden Lecks stets unstabil ist und Schlagseiten von $16\frac{1}{2}^\circ$ bis 30° annimmt. Fig. 17 behandelt die analogen Werte für das Prisma; hierbei zeigt sich dasselbe, was bei den Metazenterhöhen beobachtet wurde, daß das Prisma bei dieser Schiffsgröße nicht unwesentlich ungünstiger sich stellt als das Parallelepiped; beim Prisma schwanken die Schlagseiten von 23° bis 40° .

Legt man bei dem prismatischen Körper eine metacentrische Höhe von nur 300 mm zugrunde, so werden die Stabilitätskurven über eine viel größere Neigung hinaus negativ, die Schlagseiten liegen in den Grenzen 27° bis 43° (Fig. 18).

Für $L:B = 8$, also $L = 300$ m, $B = 37,5$ m, $T = 10$ m, $MG = 700$ mm bessern sich die Stabilitätskurven nicht unwe sentlich, wie aus Fig. 19 für das Parallelepiped, aus Fig. 20 linke Seite für das korrespondierende Prisma ersichtlich.

Wählt man $L:B$ noch höher, gleich 9, so findet abermals eine nicht unwe sentliche Verbesserung der Leckstabilität der Körper statt; Fig. 21 lässt dies für das Parallelepiped, Fig. 20 rechte Seite für das Prisma erkennen; überall aber ist die schon früher beobachtete Tendenz vorhanden:

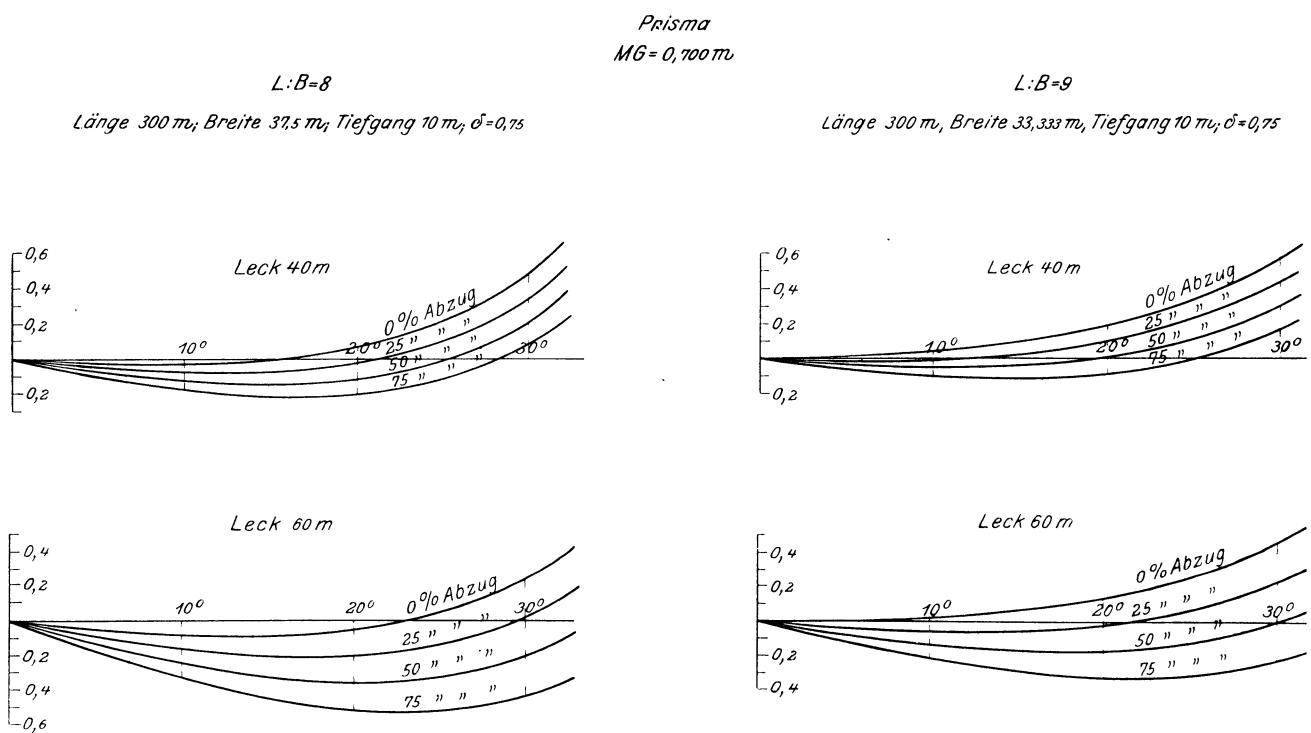


Fig. 20.

1. das Prisma ist ungünstiger als das Parallelepiped;
2. bei beiden nimmt die Stabilität mit zunehmender Größe der Abzüge im lecken Raum intensiv ab.

Für das Prisma ist zum Schluß noch in Fig. 22 linke Seite die Stabilität untersucht, für $L:B = 8$ und $MG = 300$ mm, während auf der rechten Seite die entsprechenden Werte für $L:B = 9$ und $MG = 300$ mm aufgetragen sind; auch hier stets das gleiche Resultat wie vorher, nur im ganzen ungünstiger als bei den gleichen Verhältnissen, aber höherem MG.

Zusammenfassend ergibt sich aus dem bisher betrachteten unter den ein-gangs gemachten Annahmen für die hier untersuchten Körper:

1. Bei konstantem T nimmt die Stabilität für gleich lange Lecks mit zunehmender Größe der Körper ab.
2. Bei konstantem T verschlechtert sich die Stabilität für gleich lange Lecks mit der relativen Vergrößerung der Breite zur Länge, also mit sinkendem $L:B$.
3. Bei konstantem T nimmt die Stabilität der Körper für gleich lange Lecks mit zunehmenden Prozenten der Abzüge im lecken Raum ab, es sei denn, daß die Abzüge im lecken Teil mit ihrer Verdrängung in die Zone der ein- und austau chenden Keilstücke hineinragen; nimmt man diese Abzüge gleichmäßig über

$L:B=9$
Länge 300 m; Breite 33,333 m; Tiefgang 10 m;

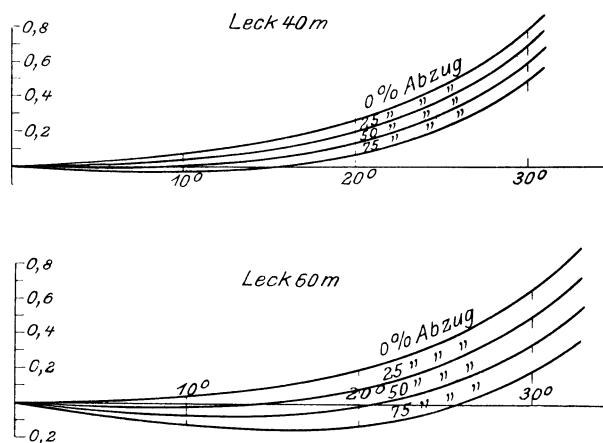


Fig. 21.

den lecken Raum verteilt an, also auch in der Zone der Keilstücke, so wird im allgemeinen die Stabilität mit steigenden Prozenten der Abzüge zunehmen.

4. Bei konstantem T ist nur bis etwa 200 m Länge das Parallelepiped schlechter als das Prisma, über 200 m Länge hinaus ist stets das Prisma wesentlich unstabiler als das Parallelepiped, und dieser Zustand nimmt mit fallendem Deplacementsvolligkeitsgrad, also mit wachsender Schärfe, zu.

Es fragt sich nun, ob man diese hier gefundenen Resultate ohne weiteres auf wirkliche Schiffe anwenden kann und welche Schlußfolgerungen man für letztere gegebenenfalls zu ziehen berechtigt ist.

Die erste Frage beantwortet sich zweifellos dahin, daß eine uneingeschränkte Anwendung auf Schiffe ohne weiteres nicht statthaft erscheint.

Bei den hier betrachteten Körpern sind alle Spanten bis oben zu den Decks hinauf Rechtecke; die Schiffsspanen nähern sich dieser Form nur im parallelen Mittelteil des Schiffes, während die Abweichungen an den Enden recht beträchtlich sind; unter Wasser liegen die Spantformen innerhalb des Rechtecks, über Wasser, besonders achtern, außerhalb des Rechtecks, wenn auch in jüngster Zeit die Tendenz der geraden Spanten immer mehr bevorzugt wird. Diese Abweichungen sind nicht ohne Einfluß auf die Wanderungen des Displacementsschwerpunktes nach der eintauchenden Seite und damit auf die Hebelarme der statischen Stabilität für die angenommenen Lecks.

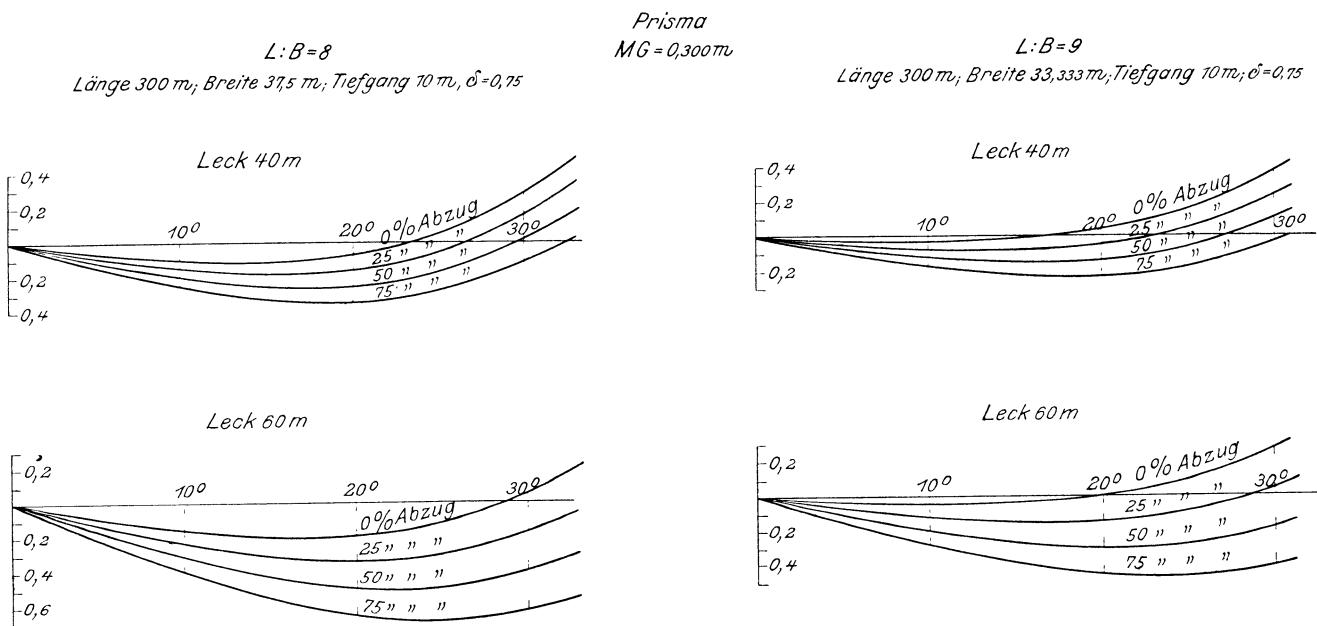


Fig. 22.

Fraglich ist ferner, ob stets beim Leck das Überfluten des Wassers im lecken Raum von Bord zu Bord so unbehindert vor sich gehen kann, wie dies bei obigen Rechnungen angenommen ist; fraglich ist auch, ob bei Abzügen im lecken Raum der Schwerpunkt der verdrängenden Teile auf der Höhe des Displacementsschwerpunktes der vor und hinter dem Leck dichtbleibenden Schiffsteile liegt, hier kann eine Abweichung nach der besseren, aber auch nach der schlechteren Seite hin stattfinden. Auch kann je nach der Bauart, vor allem auch der wasserdichten Unterteilung des Schiffes sowie der Ladungsverteilung sehr wohl ein Teil der verdrängenden Abzüge in die Zone der ein- und austauchenden Keilstücke kommen, so daß sie mit ihren Momenten die Formstabilität vermehren werden.

Jedenfalls folgt, daß man im einzelnen jene Resultate der untersuchten Körper auf moderne Schiffe nicht ohne weiteres übertragen darf.

Wohl aber gilt dies von den Tendenzen der vorstehenden Resultate im allgemeinen.

Es erscheint berechtigt zu sagen, daß bei konstantem Tiefgang eine Vergrößerung der Länge und Breite für das ähnliche größere Schiff wesentlich ungünstigere Leckstabilität ergeben kann als für das kleine Fahrzeug; ein gleiches gilt für eine Herabsetzung des Verhältnisses $L:B$, also für eine gesteigerte Breitenvermehrung im Vergleich zur Länge.

Will man für die modernen, hoch über Wasser liegenden Riesenschiffe eine brauchbare positive metazentrische Höhe schaffen, so erscheint es nicht ungefährlich, dies im wesentlichen durch die Schiffsverbreiterung, also durch Herabsetzung von $L:B$ erzielen zu wollen, wenn man nicht eine auf genauer Rechnung aufgebaute Unterteilung des Schiffskörpers durch wasserdichte Längs- und Querschotter oder Decks und dergleichen vornimmt. Sehr geeignet dürfte es sein, eine Tieferlagerung des Systemschwerpunktes im Schiff anzustreben.

So vorteilhaft ferner die in den Vorschriften der Seeberufsgenossenschaft eingeführten Prozente der Abzüge im leeren Raum für das senkrechte Wegsinken des havarierten Schiffes sind, so schädlich können diese Abzüge wirken, wenn es sich um die Querstabilität des nicht mehr intakten Schiffes handelt. Hier ist in jedem einzelnen Falle die Lage und Form dieser Abzüge im leeren Raum entscheidend.

Außerordentlich ungünstig kann eine mit Rücksicht auf weiche Schlinger- und Rollbewegungen angenommene geringe metazentrische Höhe des intakten Schiffes wirken.

Es ist der Gedanke ausgesprochen worden, durch starke Steigerung der Breite zwar sehr hohe MG-Werte zu erzielen, dafür aber viel Raum zu gewinnen und nun die sich ergebenden heftigen Schlingerbewegungen durch Einbau entsprechender Schlingertanks zu beseitigen; zweifellos ist dies erreichbar; allein man darf hierbei nicht aus dem Auge verlieren, daß im Falle eines Lecks in der Mitte der Schiffslänge die Breitenstabilität ganz ungemein viel schlechter sich stellen kann als beim schmaleren Schiff, und daß bei völligem Verbrauch der Anfangsstabilität das Wasser des Schlingertanks auch bei abgestellter Luftzirkulation die Schlagseite des leeren Schiffes vermehren hilft. Ein gleiches gilt vom frei beweglichen Wasser etwaiger Schwimmbecken, die in einzelnen Fällen sogar auf dem Boots- und Spieldeck mit 78 t angebracht sind.

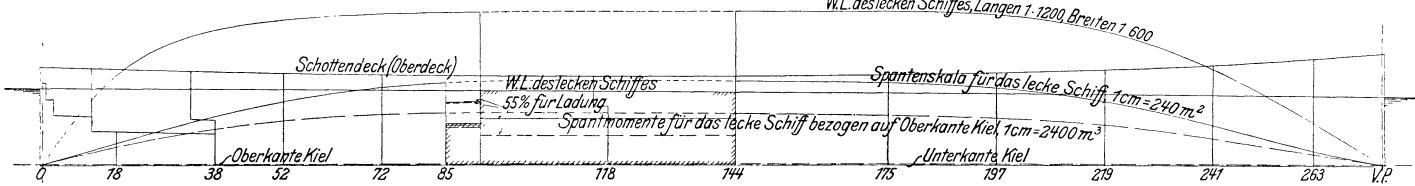
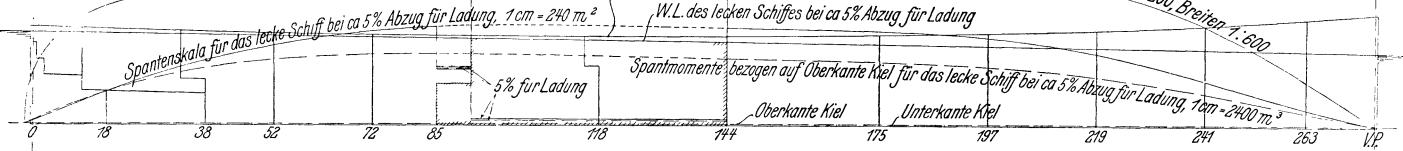
Wesentlich vorteilhafter erscheint es, durch Einbau von seitlichen wasserdichten Längsschotten, hauptsächlich über den Mittelteil des Schiffes, etwa durch seitliche Längsbunkerschotte, die Leckage und damit das Überschießen freien Wassers zu beschränken, wie dies beispielsweise „Mauretania“, „Lusitania“ sowie „Imperator“ und die anderen Neubauten der großen deutschen Reedereien aufweisen.

Jedenfalls läßt sich aus den obigen Untersuchungen mit Sicherheit der Schluß ziehen, daß die heutigen Unsinkbarkeitsvorschriften, soweit sie sich auf Anordnung von Querschotten beziehen, unzulänglich sind, da sie die Wirkung der Prozentsätze der Abzüge einseitig berücksichtigen und auf die Querstabilität und überhaupt die Individualität des lecken Schiffes keine Rücksicht nehmen.

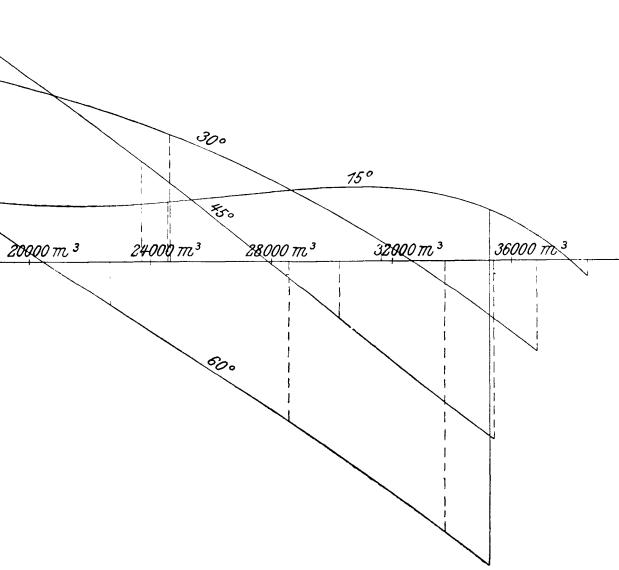
Noch ein anderer Punkt ist hervorzuheben.

Warum sind die deutschen Schottvorschriften lediglich auf Passagierdampfer beschränkt? — Warum hat man nicht nach dem Vorgange Englands diese Schottvorschriften auf alle seegehenden Schiffe, Frachtdampfer, Raddampfer, Segelschiffe ausgedehnt? — Es hat doch sicherlich nicht die Absicht vorgewalitet, nur Passagiere schützen zu wollen, die Mannschaften der Frachtschiffe aber weniger zu berücksichtigen! Ich halte es für einen Fehler, daß man bei uns in Deutschland alle nicht mit Passagieren belegten Schiffe von jener Vorschrift unberührt ließ, die dem Schiffe im Falle einer Havarie möglichst weitgehende Sicherheit bieten soll. Man braucht durch eine geeignete Schotteinteilung auch des reinen Frachtschiffes, sicherlich nicht den Handel und Betrieb zu stören. Laderäume und Lade luken lassen sich wohl immer groß genug machen, und auch die Aufstellung des Ladegeschirrs wird durch eine richtige Schottanordnung wohl kaum behindert. Unter diesen Betrachtungen erachte ich es als eine Pflicht gegenüber dem berufsmäßigen Seemann, auch die Frachtschiffe desselben technischen Fortschrittes teilhaftig werden zu lassen, und zwar gesetzlich, den man bis heute nur den Passagierdampfern zuwendet, zumal die Seeberufsgenossenschaft bis jetzt die Schottvorschriften herausgibt, und diese Genossenschaft, wie der Name sagt, in erster Linie die Interessen der Berufsgenossen, also der beruflichen Seeleute, und zwar auf allen Schiffen gesetzlich wahrzunehmen hat, wie sie das durch die Regelung der Bootsfrage und sonstigen Sicherheitseinrichtungen bewiesen hat.

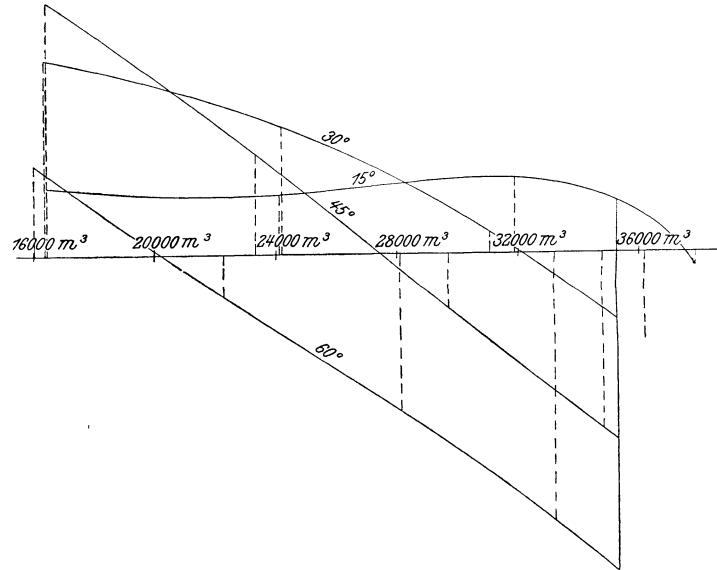
In dem Nachstehenden sind verschiedene moderne Schiffe unter Zugrundelegung ihrer Linien, Einrichtungspläne und Schottanordnungen hinsichtlich ihrer Schwimmverhältnisse beim Leck, kurz hinsichtlich ihrer „Unsinkbarkeit“ näher untersucht. Es sind dies die Schiffe „George Washington“, „Mauretania“ und „Titanic“. Bei diesen Untersuchungen sind sowohl Trimmlage wie Stabilität für



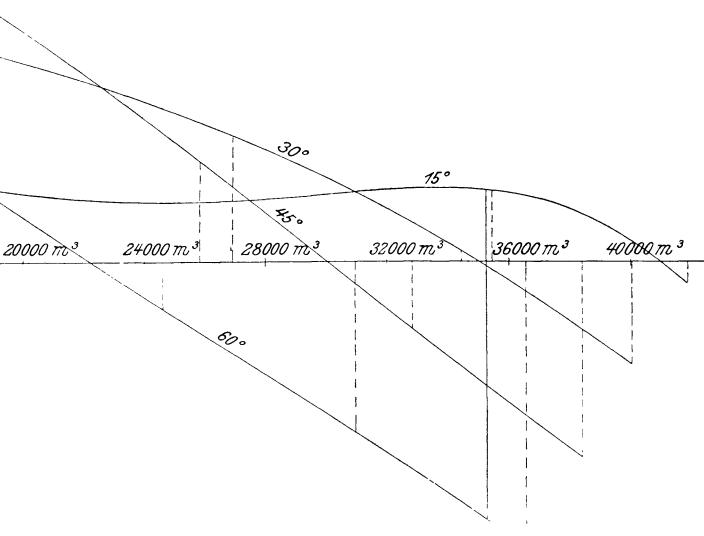
Querkurven für 0% Abzug.



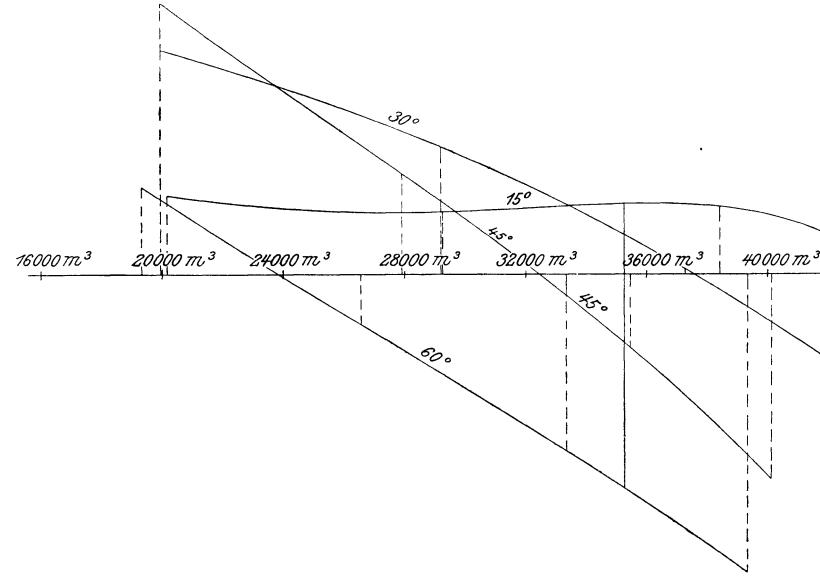
Querkurven bei 5% Abzug.



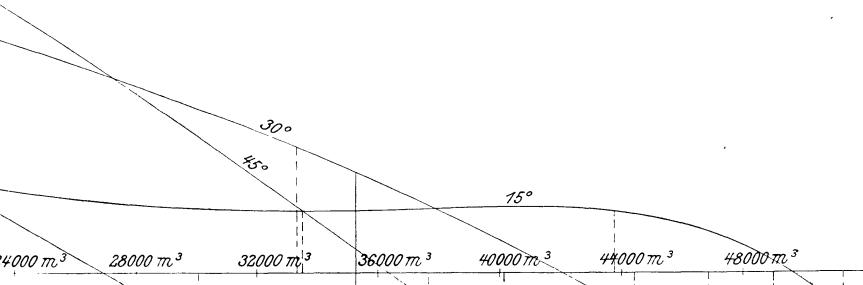
Querkurven für 30 % Abzug.



Querkurven für 55 % Abzug.



Querkurven für intaktes Schiff.



Hebelsarme der statischen Stabilität.



endliche Neigungen durchgerechnet. Das Resultat ist in den zugehörigen Kurven enthalten. Dabei sind die charakteristischen und individuellen Eigenschaften der Schiffe berücksichtigt worden.

„George Washington“.

Als Leck wurde der Raum von Spant 85 bis Spant 114 gewählt. Die Abzüge sind hier progressiv mit 5 %, 30 % und 55 % angenommen. Vorausgesetzt ist ferner, daß diese Abzüge sich in gleicher Dichte über den gesamten lecken Raum bis zum Schottendeck erstrecken. Bei den vorher behandelten geometrischen Körpern ist dies bekanntlich nicht geschehen. Die Wirkung der hier zugrunde gelegten Annahme auf die Querstabilität beim Leck ist bemerkenswert: da innerhalb der Neigungszone die Hebelarme der Keilstücke die gleichen bleiben wie beim intakten Schiff, die Volumina der Keilstücke indes nur mit dem Prozentsatz in Rechnung treten, der den Abzügen zugrunde gelegt ist, so folgt, daß auch die Momente der Keilstücke im lecken Teil den entsprechenden Bruchteil der Momente des intakten Schiffes an dieser Stelle ausmachen, und daß somit mit wachsendem Prozentsatz der Abzüge auch die Stabilität des lecken Schiffes zunimmt (siehe Fig. 23).

Rechnet man dagegen für die Keilstücke im lecken Raume, wie bei den geometrischen Körpern geschehen, keine Verdrängung und nimmt an, daß die Prozente der Abzüge in einem unterhalb der jeweiligen Schwimmmlinie gelegenen Teil des lecken Raumes liegen, so findet genau das Gegenteil, wie hier ermittelt, statt, d. h. die Stabilität des lecken Schiffes nimmt mit zunehmenden Prozenten der Abzüge ab.

Daraus folgt, daß es erforderlich ist, für jeden einzelnen Fall, also für jedes einzelne Schiff, eine seinen Betriebsverhältnissen entsprechende genaue Leck- und Stabilitätsrechnung vorzunehmen und festzustellen, ob die wasserdichte Unterteilung für den ungünstigsten Fall genügt oder nicht, und erst, wenn dies ermittelt worden, dem Schiffe das Unsinkbarkeitszeichen zu geben, nicht aber auf Grund genereller, die individuellen Verhältnisse nicht berücksichtigender Schottkurven.

„Mauretania“.

Eine außerordentlich sorgfältige und den Verhältnissen eines Kriegsschiffes nahe kommende wasserdichte Unterteilung zeigen die beiden englischen Schnell-dampfer „Lusitania“ und „Mauretania“. Aus der beigefügten Fig. 24 ist dies zu erkennen. Die Schiffe haben nicht nur wasserdichten Doppelboden, wasserdichte

Querschotte, sondern auch wasserdichte Längsschotte — Bunkerschotte — wasserdichte Decks und wasserdichte Schächte. Es dürfte diese weitgehende wasserdichte Unterteilung wohl dem Einfluß des früheren Chefkonstrukteurs der englischen Marine, Sir William White, der bei der Konstruktion jener Schiffe mitwirkte, zuzuschreiben sein; hinsichtlich der hierbei sich ergebenden Verteuerung der Schiffskörper konnte freilich die gewährte Staatshilfe sehr mitsprechen.

Die Untersuchung erstreckt sich auf den Trim und die Stabilität, wenn die Räume zwischen Spant 167 und Spant 233 leck werden. Hierbei ist angenommen, daß Doppelboden und Mittelraum leck werden — Grundberührungen —, daß aber die beiden seitlichen Bunkerräume dicht bleiben. Für Abzüge durch die Maschinen und Kessel in diesem mittelsten Raum sind 32 % zugrunde gelegt.

Die Ermittlung ergibt auch hier eine wirkliche sogenannte „Unsinkbarkeit“, trotz des 53,66 m langen lecken Raumes. Das Schiff taucht vorn 4,6 m tiefer, hinten 1,0 m aus. Die Querstabilität ist infolge der dichtbleibenden „Seitenkästen“ wie beim gewöhnlichen Schwimmdock nicht gefährdet. Die Rechnungsresultate sind in Fig. 25 dargestellt.

Leider war nicht die Zeit vorhanden, eine Untersuchung vorzunehmen unter der Annahme, daß ein Seitenraum leck wurde, schon um die sich ergebende Schlag-

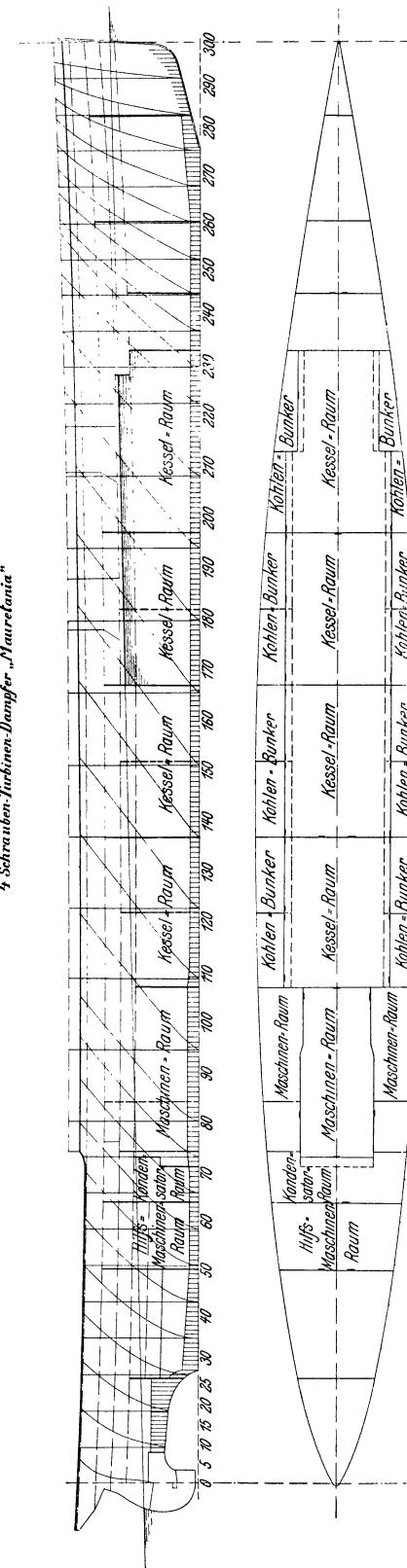


Fig. 24.

seite festzustellen; ich beabsichtige, diese Untersuchung später einmal zu veröffentlichen, indessen hat es nicht den Anschein, als ob bei der sorgfältigen, sehr weitgehenden Unterteilung der Seitenräume durch wasserdichte Querschotte eine Gefährdung des Schiffes eintreten wird.

„Titanic“.

Zum Schluß ist noch die „Titanic“ selbst untersucht worden, und zwar, nach zwei Richtungen hin. Zunächst ist das Leck angenommen, welches sie bei

„Mauretania“.

Stabilitätsdiagramm.

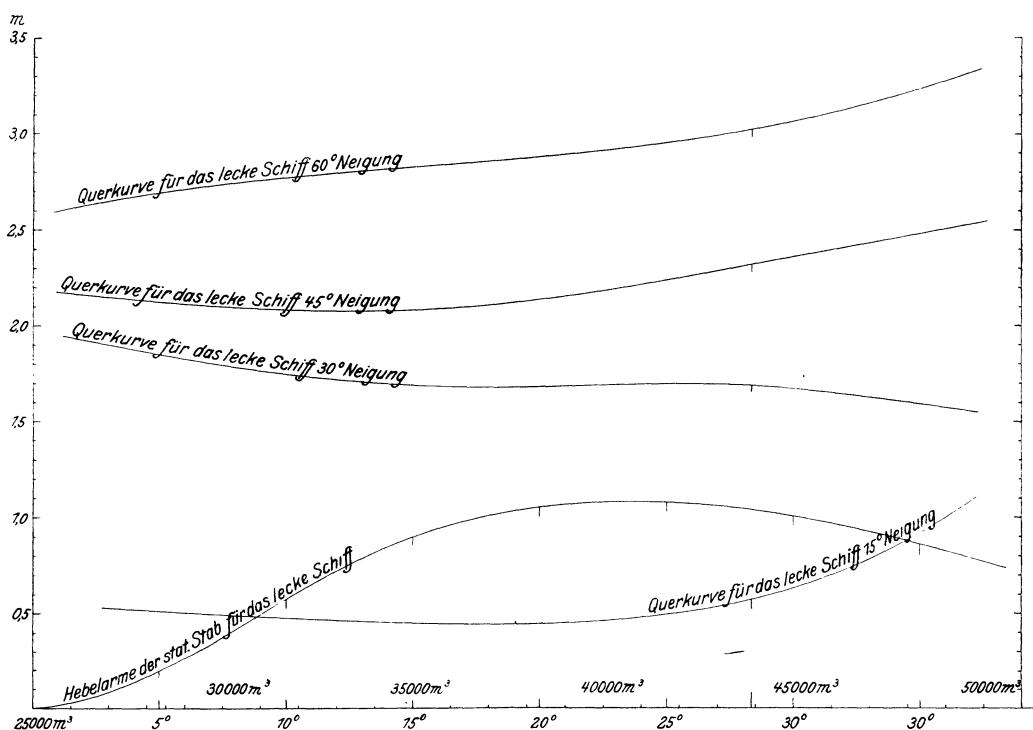


Fig. 25.

ihrem Untergang erhielt; es sind die vier vordersten Räume leck, das darüber liegende Schottendeck als dicht vorausgesetzt.

Bekanntlich hat die englische Untersuchungskommission in ihrem Report angegeben, dieses Deck sei nicht unter Wasser gekommen, erst die Überflutung des fünften Raumes von vorn auf Grund seines zu niedrigen vorderen Begrenzungsschottes habe das Schiff zum Sinken gebracht. Nach meinen Ermittlungen kann dies Resultat, welches für die Richtigkeit der Schotthöhe sprechen würde, nur erreicht werden, wenn in diesen vier vorderen Räumen eine Verdrängung durch

Ladung oder sonstige Körper in Höhe von 48 % stattgefunden hat. Ob das wahrscheinlich ist, will ich nicht entscheiden; ich glaube aber, daß eine wesentlich geringere Verdrängung vorhanden war, zumal weder im amerikanischen noch im englischen Bericht etwas von Ladung in diesen Räumen gesagt ist, daß also beim Leckwerden der vier vordersten Räume selbstverständlich das Schotten-deck unter Wasser kam. Siehe Fig. 26.

Interessant ist indessen die Stabilitätsuntersuchung für diese Leckage. Das Schiff blieb stabil, Fig. 27, und das entspricht den Vorgängen in der Wirklichkeit, so wie sie von den Überlebenden geschildert wurden, wenn auch auf Grund des einseitigen Lecks anfänglich eine kleine Schlagseite auftreten mußte; es bestätigt aber auch die an verschiedenen Stellen dieses Vortrages ausgesprochene Behauptung, daß für die Querstabilität das Leck an der breitesten Stelle das gefährlichste ist und daß mit zunehmender Schärfe des Fahrzeugs diese Querstabilität beim Leck in der Schiffsmitte sinkt, wenn nicht besondere weitere Unterteilungen vorgenommen werden.

Zum zweiten ist bei der „Titanic“ ein Leck in der Mitte, in beiden Maschinenräumen angenommen worden. „Titanic“ besaß keine Längsschotte, also flutete der ganze Raum voll, die Resultate der Rechnung sind in Fig. 28 dargestellt. Für diese Rechnung war ein Abzug von 16 % für die lecken Räume zu-

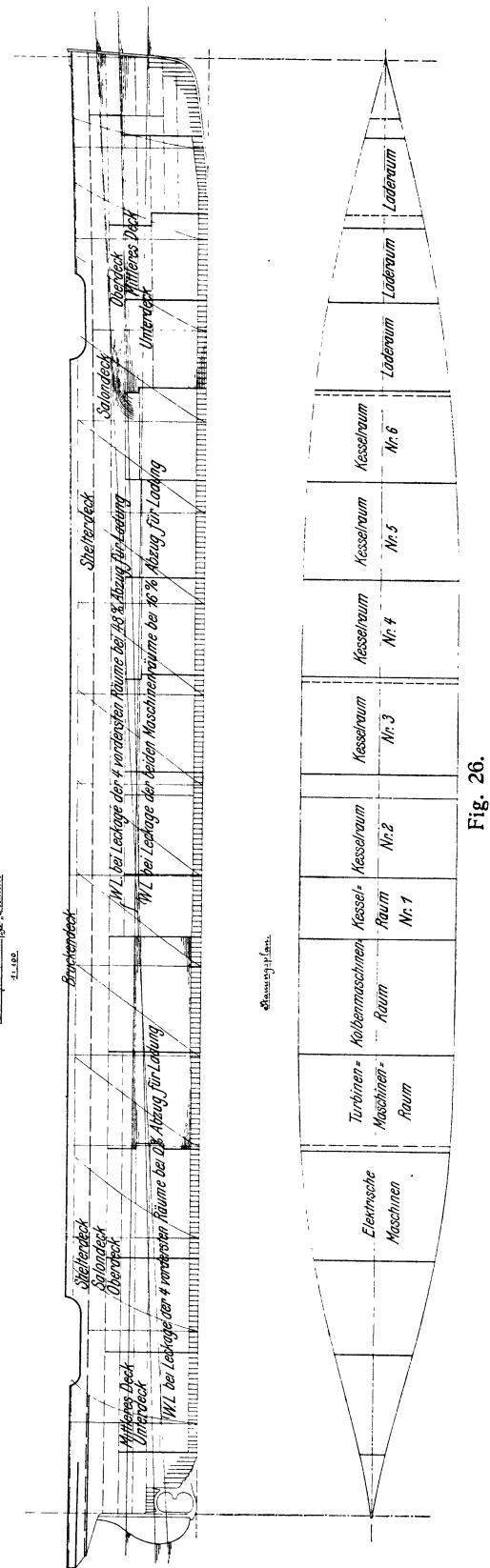


Fig. 26.

grunde gelegt, der sich aus 11 % Verdrängung durch die Maschinenteile und 5 % durch Konstruktionsteile des Schiffskörpers zusammensetzte. Der Doppelboden

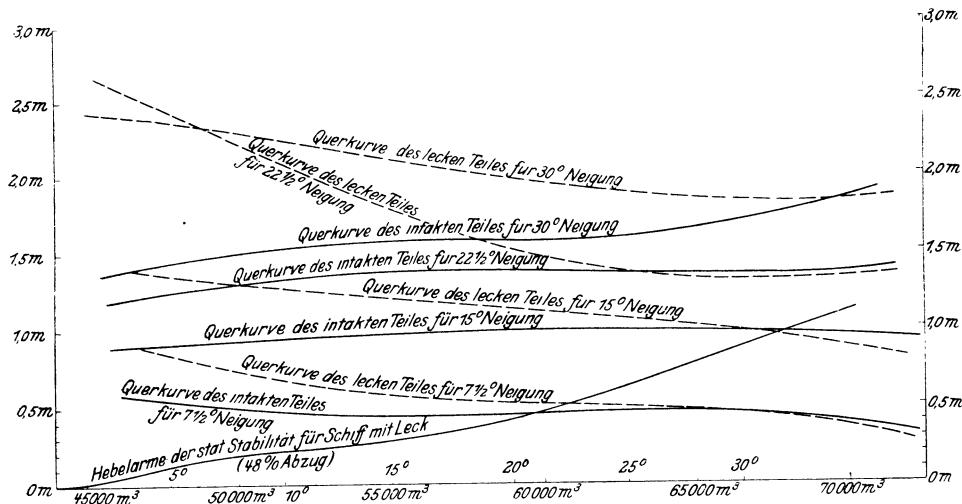


Fig. 27.

war intakt angenommen. Hierbei tauchte das Schiff am Vorsteven 11,02 m und am Hintersteven 12,64 m. Die Anfangsstabilität wurde negativ, $MG = -0,389$ m.

„Titanic“.

Stabilitätsdiagramm der Titanic für Leckage der beiden Maschinenräume, 16 % Abzug, Doppelboden dicht angenommen.

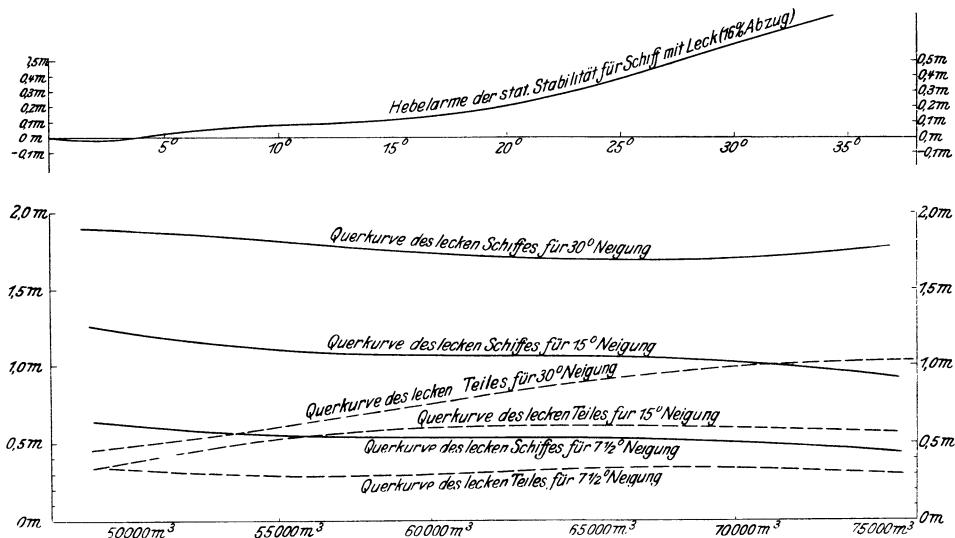


Fig. 28.

Bei 4° werden jedoch die Hebelarme der statischen Stabilität wieder positiv. Der genauere Verlauf der Stabilitätskurven ist aus Fig. 28 zu ersehen.

Vielfach ist in der letzten Zeit auf den Wert der großen Pumpen hingewiesen worden, und zweifellos ist es richtig, daß in den Fällen, in denen das Leck sehr klein ist, die Pumpen gegen das eindringende Wasser aufkommen und das Schiff halten können. Daß die Industrie heute hochwertige Pumpanlagen zu liefern vermag, ist Tatsache, und was die Leistungen anlangt, so haben wir ja in allernächster Nähe unseres heutigen Verhandlungsortes einen in die Augen springenden Beweis dafür, wo die Pumpen der Charlottenburger Wasserwerke die gesamten Grunewaldseen zum größten Teile mühelos leer gepumpt haben, so daß demnächst auch das alte Jagdschloß Grunewald an einem übelriechenden Morast und nicht mehr an einem klaren See wird liegen müssen, allein man kann im Schiffbau doch immer nur in beschränkten Fällen mit der Hilfe der Pumpen rechnen, weil meistens das Leck so groß sein wird, daß mehr Wasser einströmt, als durch die Pumpen über Bord befördert werden kann. Deshalb sollte man vor allem sich hüten, die Fenster in der Außenhaut zu nahe an die Wasserlinie zu legen und lieber in den untersten Räumen künstliche Beleuchtung und Ventilation einführen, als Fenster in die Außenhaut schneiden, die undicht und im Falle eines Lecks leicht verderblich werden können. Will man die Pumpen und ihren Antrieb dagegen aus dem Maschinenraum in die oberen Decks legen und einen unabhängigen Motorantrieb vorsehen, so hat das eine Höherlagerung des Systemschwerpunktes zur Folge, und man wird es nicht immer leicht haben, dem Fahrzeug die auch nach Eintritt eines Lecks genügend große metazentrische Höhe bzw. Stabilität zu geben.

Auch über die Boote noch ein Wort. Es ist einleuchtend, daß es nicht richtig ist; ihre Zahl und ihren Raum nach der Anzahl Registertonnen zu bemessen, die das Schiff besitzt; man beabsichtigt im Falle eines Schiffsverlustes nicht Register- tonnen, sondern Menschen zu retten; die einzige Grundlage für die Bemessung der Anzahl und Größe der Boote muß die Zahl der an Bord befindlichen Menschen sein, wie dies die neue österreichisch-ungarische Verordnung über Sicherheits- vorschriften für Seeschiffe vernünftigerweise verlangt.

Die minderwertige Bestimmung des Board of Trade, wonach bei genügender Schotteinteilung nur die Hälfte des Hilfsbootraumes erforderlich zu sein brauchte, hat sich beim Untergang der „Titanic“ schwer gerächt, und wenn man bedenkt, in wieviel Monaten im Jahre Tausende von Schiffen in völlig ruhigem Wetter sich auf See befinden, so ist die Möglichkeit, die Boote zu benutzen, doch nicht ganz so gering, wie man das oft hat aussprechen hören, zumal den Booten auf Grund der drahtlosen Telegraphie nicht mehr die Aufgabe zufällt, die Küste zu erreichen, sondern nur, sich einige Stunden auf der Unfallstelle zu halten, weil dann meistens Hilfe da sein wird.

Freilich ziehen auch die Boote den Systemschwerpunkt hinauf, solange man aber noch imstande ist, auf dem Bootsdeck große Schwimmabassins aufzustellen, ist es erst recht möglich, die erhöhte Bootszahl dort unterzubringen, und erfreulich ist, daß dieser Gedanke bei den meisten großen Reedereien zur Ausführung gelangt.

Nichtsdestoweniger bleibt es die erste Aufgabe des Schiffbauers, in möglichst weiten Grenzen wirklich unsinkbare Schiffe zu bauen, und das ist in erster Linie nur durch eine geeignete und genau geprüfte Unterteilung des Schiffskörpers zu erreichen; welche Möglichkeiten und Wege hierbei in Betracht zu ziehen sind, ist in den vorangegangenen Ausführungen kurz gestreift und dargelegt worden.

Zusammenfassend wiederhole ich meinen Standpunkt, wonach ich es als erforderlich ansehe, die bestehenden Vorschriften über die Sicherheit der Seeschiffe gegen Wegsinnen dahin abzuändern, daß für jedes seegehende Schiff, sowohl Passagierschiff wie Frachtschiff, an Hand und auf Grund der Konstruktionszeichnungen, Linien und Einrichtungspläne unter gewissen, dem Betrieb entsprechenden Annahmen, genaue Leck- und Stabilitätsrechnungen über die vom Konstrukteur jeweils gewählte und als zweckmäßig angesehene wasserdichte Unterteilung des Schiffskörpers gefordert werden; daß ferner diese Rechnungen einer unabhängigen Behörde zur Prüfung eingereicht werden, daß schließlich erst dann dem Schiff die Klasse und das Unsinkbarkeitszeichen erteilt werden, wenn jene Rechnungen sich als richtig erwiesen haben.

Ich halte es ferner für geboten, daß alle schematisierenden und den individuellen Eigenschaften eines Schiffes naturgemäß nur in beschränktem Maße gerecht werdenden Vorschriften, wie die heutigen Schottkurven sie darstellen, auf die Höhe der Zeit gebracht, höchstens als Hilfsmittel bei der individuellen Berechnung, nicht aber als gesetzlicher Faktor an erster Stelle angesehen werden. Empfehlen möchte ich schließlich, alle auf diesem Gebiete in Betracht kommenden gesetzlichen Vorschriften nicht dem Niveau des Zeichners, sondern dem Niveau des modernen Ingenieurs anzupassen, wie dies unser hochentwickelter Schiffbau für sich in Anspruch nehmen kann.

Beschreiten wir diesen Weg, den die Kaiserliche Marine stets beschritten hat und den sie nie verlassen wird, so dienen wir dem Fortschritt und fördern die Sicherheit des Betriebes auf See.

Diskussion.

Herr Direktor Professor P a g e l - Berlin:

Euere Königliche Hoheit, meine Herren! Die Unsinkbarkeit der Seeschiffe ist seit dem Untergang der „Titanic“ die Forderung der öffentlichen Meinung, und ein Problem, an dem die Regierungen und die Schiffahrtswelt emsig arbeiten. Die Unsinkbarkeit der Seeschiffe mußte deshalb für die diesjährige Tagung der Schiffbautechnischen Gesellschaft ein höchst erwünschtes Diskussionsthema sein, und es gebührt dem Herrn Vortragenden der Dank der Versammlung dafür, daß er durch seinen Vortrag diese Diskussion veranlaßt hat.

Was können wir noch tun, um die Schwimmfähigkeit unserer großen Seeschiffe weiter zu steigern? Das ist die Frage, an deren Lösung wir augenblicklich arbeiten, und unter diesem Gesichtswinkel möchte ich die Vorschläge des Herrn Vortragenden prüfen.

Er erhebt in der Hauptsache dreierlei Forderungen: erstens, den Ersatz der bisher allgemein üblichen Schottkurven durch eine genaue Leckrechnung für jedes einzelne Schiff; zweitens, den Nachweis der hinreichenden Stabilität für das havarierte Schiff auch in jedem einzelnen Falle, und drittens die Ausdehnung der Vorschriften auf Frachtschiffe.

Den Schottvorschriften wird in dem Vortrag zwar das Zeugnis ausgestellt, daß sie für die Sicherheit des deutschen transatlantischen Passagierverkehrs unendlich viel Gutes gewirkt haben; dennoch haben sie das Mißfallen des Herrn Vortragenden in so hohem Maße erregt, daß er sie, wie er jetzt sagt, nur noch als Hilfsmittel, nicht aber als maßgebenden Faktor in erster Linie zulassen möchte.

Ich muß es mir leider versagen, auf alle Bemängelungen der Schottvorschriften einzugehen. Ich müßte die mir zur Verfügung stehende Zeit um das Vielfache überschreiten. Ich muß mich darauf beschränken, daß er in der Hauptsache diesen Schottvorschriften vorwirft, daß sie zu generell sind, daß sie der Eigenart der Schiffsform nicht genügend Rechnung tragen, und daß sie für die heutigen Schiffe veraltet sind.

Demgegenüber habe ich festzustellen, daß bei der Aufstellung der Schottvorschriften von vornherein mit voller Absicht eine Reserve in die Schottvorschriften hineingelegt ist, wie nachzulesen ist in dem Vortrage, den Middendorf im Jahre 1897 vor dem Verein deutscher Ingenieure über die Schottkurven gehalten hat, und es ist erwiesen, daß diese Reserve, die in den Schottkurven steckt, auch für die heutigen modernsten und in der Form abweichendsten Schiffe noch vorhanden ist. Der Herr Vortragende gibt ja jetzt auch zu, daß man den Schottkurven mit einem gewissen Recht nachsagt, daß sie auf der sicheren Seite legen. Da kann ich nicht verstehen, warum er seine Forderung, sie zu verdrängen, die aus einer ganz anderen Überlegung hergeleitet ist, aufrecht erhält. Wenn ihm darum zu tun ist, daß wir unseren Seeschiffen den größtmöglichen Sicherheitsgrad verschaffen, dann darf er nicht die Schottkurven, die auf der sicheren Seite liegen, generell ersetzen wollen durch die genaue individuelle Leckrechnung. Das wäre ein Rückschritt in der Sicherheit der Seeschiffe, und nicht, wie es zum Schluß des Vortrages heißt: ein Fortschritt und eine Förderung der Sicherheit des Betriebes auf See. Gerade weil die Schottkurven die größere Sicherheit gewähren, müssen sie an erster Stelle als maßgebender Faktor anerkannt bleiben, und die Leckrechnung sollte, wie es bis jetzt gehandhabt worden ist, auf die Ausnahmefälle beschränkt bleiben, in denen es sich um Konzessionen handelt.

Das ist auch die Ansicht der deutschen Schottenkommission. Schon bei der auch im Vortrage erwähnten Revision der Schottenvorschriften hatte diese Kommission die auch vom Herrn Vortragenden jetzt erhobene Frage zu prüfen, ob es nicht angebracht sei, statt der Anwendung der Schottkurven in jedem Falle die Leckrechnung einzufordern. Damals

war die ausgesprochene Absicht dieser Anregung, die als drückend empfundenen Vorschriften zu erleichtern, und es ist anzuerkennen, daß die Schottenkommission diesen Antrag einmütig ablehnte, und zwar aus zwei Gründen: erstens, weil die Schottkurven die größere Sicherheit gewähren, und zweitens, weil sie einfacher im Gebrauch sind, weil sie eine schnelle Entscheidung der Schottenfrage ermöglichen, schon zu einer Zeit, wo Linien noch nicht vorliegen, und weil sie deshalb für den Konstrukteur unentbehrlich sind.

Auch jetzt wieder hat diese Schottenkommission nach Kenntnisnahme der Veröffentlichung des Herrn Vorsitzenden über denselben Gegenstand im „Schiffbau“, die ja im wesentlichen das enthält, was der Vortrag wiedergibt, einmütig beschlossen, an diesen Schottkurven aus denselben Gründen festzuhalten.

Die zweite Forderung, die Herr Flamm erhebt, ist der Nachweis der Stabilität für jedes einzelne Schiff. Die Schottvorschriften befassen sich nicht mit der Stabilität, aus zwei Gründen: erstens, weil es für die große Menge der in Betracht kommenden Schiffe ungemein schwierig ist, eine befriedigende Lösung dieser Frage zu finden, und zweitens, weil ein Bedürfnis für eine solche Vorschrift bisher nicht anerkannt werden konnte. Diese Schwierigkeit gibt Herr Flamm selbst zu. Er begründet sie damit, daß die Höhenlage des Systemschwerpunktes nicht immer hinreichend bekannt ist. Für die Schnelldampfer, mit denen sich ja der Herr Vortragende in der Hauptsache befaßt, ist die Schwierigkeit noch relativ klein. Sie haben eine ziemlich konstante Zuladung, und man ist wohl in der Lage, jede Möglichkeit der Belastung mit hinreichender Genauigkeit zu bestimmen. Die paar Schnelldampfer fallen aber gar nicht ins Gewicht gegenüber den mehr als 200 übrigen Passagierdampfern, die ebenfalls den Schottvorschriften unterliegen und die außer ihren Passagieren noch Tausende von Tonnen Ladung jeder möglichen Art nehmen. Für diese Schiffe ändert sich die metazentrische Höhe, die Stabilität, von Reise zu Reise, und sie ist ja nicht nur abhängig von dem Gewicht, sondern auch von der Stauung der Ladung. Das führt auf die zweite Schwierigkeit, die der Berechnung der Stabilität der Handelsschiffe erwächst, nämlich zu der Frage der Füllung der Räume, die von ausschlaggebender Bedeutung für das Verhalten des eingedrungenen Wassers und infolgedessen für die Stabilität ist. Diese Frage der Füllung der Räume ist nach meiner Ansicht die Klippe, an der die Stabilitätsuntersuchungen des Herrn Vortragenden gescheitert sind. Er hat die Annahme zugrunde gelegt, daß das eingedrungene Leckwasser eine freibewegliche Oberfläche hätte für alle Füllungsgrade und für jede Neigung des Schiffes. Er hat jetzt zugegeben, daß diese Annahme nicht berechtigt ist für die großen Abzüge und hat sie für die Rechnung, die er an praktischen Fällen ausgeführt hat, auch fallen lassen. Die frühere Annahme führte zu dem Ergebnis, daß, je größer die Abzüge sind, um so geringer die Stabilität ist, während bei der Rechnung für die praktischen Beispiele, für welche diese Annahme nicht zugrunde gelegt wird, das gegenteilige Ergebnis herauskommt, daß, je größer die Abzüge sind, um so günstiger die Stabilität ist.

Schon aus diesem Zwiespalt ergibt sich, daß es doch nicht so einfach ist mit der Bestimmung der Stabilität der Handelsschiffe. Hinzu kommt noch, daß, wer die Stabilität der Handelsschiffe untersucht, sich nicht beschränken darf auf die Endlage, sondern auch die Stabilität für die Periode des Volllaufens untersuchen muß. Da liegen die Verhältnisse ganz anders und meist ungünstiger.

Also ich glaube aussprechen zu dürfen, daß die Schwierigkeiten, die der einwandfreien Bestimmung der Stabilität des leckeren Handelsschiffes erwachsen, erheblich viel größer sind, als Herr Flamm von Anfang an angenommen hat.

Der zweite Grund, den die Kommission hat, Vorschriften hinsichtlich der Stabilität nicht zu erlassen, ist der, daß ein Bedürfnis nicht anerkannt wird; denn so oft Rechnungen für das havarierte Schiff unter Zugrundelegung der Linien und unter Annahme zweck-

mäßiger Abzüge ausgeführt sind, hat sich stets ergeben, daß eine hinreichende Stabilität auch im ungünstigen Falle der Überflutung, wie sie den Vorschriften zugrunde liegt, vorhanden ist, und zwar auch für die Periode des Vollaufens. Aber man hat sich bei diesen Untersuchungen nicht damit begnügt, nur die metazentrische Höhe zu bestimmen oder bei negativen metazentrischen Höhen die Schlagseite zu berechnen, welche das Schiff einnimmt, sondern man hat die Hebelarmkurve vollständig ausgerechnet und aufgetragen und ist da immer zu dem Resultat gekommen, daß auch bei erheblicher Schlagseite ausreichende Stabilität vorhanden ist.

Eine Schlagseite wird man im Falle der Not in Kauf nehmen und kann sie auch in Kauf nehmen. Eine Schlagseite ist noch keine Gefahr für das Schiff. Auch bei erheblicher Schlagseite kann das Schiff unkenterbar sein. Tatsächlich ist kein Fall bekannt geworden, daß ein großer Passagierdampfer gekentert wäre. Wir sehen also, daß die Kommission gute Gründe hat, wenn sie immer wieder einstimmig abgelehnt hat, hinsichtlich der Stabilität Vorschriften in Vorschlag zu bringen.

Die Rechnungen, die am Schlusse des Vortrages mitgeteilt werden und die sich auf konkrete Fälle beziehen, bestätigen alles, was ich hier eben ausgeführt habe. Nur hinsichtlich der Mauretania möchte ich sagen, daß die Ergebnisse etwas zu günstig sind. Ich kann dieser Berechnung keinen großen praktischen Wert beimessen. Es ist da die Annahme zugrunde gelegt, daß nur der zwischen den wasserdichten Längswänden befindliche Raum überflutet wird, während die seitlichen Bunker intakt bleiben. Es wird angenommen, daß eine Grundberührungsstelle stattfindet. Bei solchen Grundberührungen, die sich nahezu bis in die Mitte des Schiffes erstrecken, bleibt nach allen Erfahrungen der Doppelboden intakt. Tut er das aber nicht, dann kann man auch nicht annehmen, daß die auf dem Doppelboden stehenden Seitenwände wasserdicht bleiben.

Dann komme ich zu der dritten Forderung des Herrn Vortragenden: der Ausdehnung der Schottvorrichtungen auf Frachtschiffe. Meine Herren, bei der Frage der Unsinkbarkeit der Frachtschiffe ist es nicht damit getan, daß man berechnet, wie eng die Schotte stehen müssen, um ein Schiff unsinkbar und unkenterbar zu machen. Es ist schließlich keine Kunst, ein Schiff unsinkbar zu machen, wenn man nicht Rücksicht zu nehmen braucht auf die Unterbringung großer Maschinen- und Kesselanlagen und auf die Anordnung und Betriebsmöglichkeit großer Laderäume. Diese bilden aber die erste Forderung bei Handels Schiffen, und diese großen Räume sind es, die uns die Schwierigkeiten machen bei der Unterteilung der Handelsschiffe. Die Unsinkbarkeit, die wir bei unseren Handelsschiffen erreichen, ist ja bekanntlich nur eine bedingte. Der höchste Grad der Unsinkbarkeit wird erreicht auf den großen Schnelldampfern, der geringste bei den kleinen Frachtschiffen. Die Schwierigkeiten sind um so größer, je kleiner die Schiffe sind. Die Frachtschiffe unterliegen nicht den Schottvorschriften, sie bekommen aber wasserdichte Schotte nach den Vorschriften der Klassifikationsgesellschaften. Die großen Frachtdampfer, wie man sie jetzt baut, bis zu 150 m Länge, sind mit so viel Schotten versehen, daß sie auch hinsichtlich der Unsinkbarkeit hinter den Passagierdampfern kaum noch zurückstehen. Aber die vielen mittleren und kleinen Frachtschiffe können wir nicht so behandeln. Die Frage der Unsinkbarkeit der Frachtschiffe ist ein Problem, das sich nur auf internationalem Wege lösen ließe, und auch da ist es nicht so einfach. Wir würden Schiffe schaffen, die im Vergleich zu den vorhandenen Schiffen wirtschaftlich minderwertig und für gewisse Zwecke überhaupt unbrauchbar sind. Wem soll man zumuten, solche Schiffe zu bauen?

An der wichtigen Frage der praktischen Schwierigkeiten, die der Unterteilung der Frachtschiffe erwachsen, hätte der Vortrag nicht so achtlos vorübergehen sollen, wie das geschehen ist. Mit den kurzen Bemerkungen, die hier auf Seite 576 des gedruckten Vortrages

stehen: „Man braucht durch eine geeignete Schotteinteilung, auch des reinen Frachtschiffes, sicherlich nicht den Handel und Betrieb zu stören. Laderäume und Ladeluken lassen sich wohl immer groß genug machen“ sind die Schwierigkeiten nicht beseitigt. Diese Bemerkungen lassen klar erkennen, daß Herr Flamm die Schwierigkeiten ganz außerordentlich unterschätzt.

Eine alte Erfahrung wird hier von neuem bestätigt, daß man bei der Anwendung der Theorie auf die Praxis nicht einseitig vorgehen soll. Es hätte sich empfohlen, wenn Männer aus der Praxis, Männer, die den Handelsschiffbau praktisch betreiben und die Erfordernisse der Schiffahrt kennen, zu Rate gezogen worden wären.

Im übrigen haben aber die Anregungen des Herrn Vortragenden das Verdienst, daß diese Fragen von neuem gründlich geprüft sind, und wenn sich dabei herausstellt, daß nach der Ansicht der überwiegenden Mehrheit der bisher beschrittene Weg der richtige ist, so kann uns das alle mitsamt dem Herrn Vortragenden nur mit Befriedigung erfüllen. (Lebhafte, anhaltender Beifall.)

Herr Direktor Walter - Bremen:

Königliche Hoheit! Meine Herren! Der Herr Vorredner hat uns soeben in ausführlicher Weise seine Ansicht über die hauptsächlichsten Punkte des Vortrages und über die Forderungen des Herrn Vortragenden bekanntgegeben. Da ich mich mit seinen Ausführungen durchaus in allen Punkten einverstanden erklären kann, so bleibt mir nur übrig, auf einige wenige Punkte quasi als Ergänzung zu dem eben Gehörten näher einzugehen. Ich fühle mich hierzu nicht nur berechtigt, sondern auch verpflichtet, da ich das älteste Mitglied der Schotten-Kommission der Seeberufsgenossenschaft bin und als solches bereits an der Entstehung der Schottvorschriften mitgearbeitet habe.

Um nun etwaigen Mißdeutungen meiner nachfolgenden Äußerungen von vornherein vorzubeugen, muß ich voranschicken, daß ich in meiner 30 jährigen Tätigkeit am Norddeutschen Lloyd es von Anfang an als meine vornehmste Pflicht betrachtet habe, an der Sicherung der Schiffe, insbesondere durch Unterteilung durch wasserdichte Schotten, mit allen Mitteln, die die Wissenschaft und die Praxis bieten, mitzuarbeiten. Ich habe infolgedessen während der ganzen Zeit alle bezüglichen anderweitigen Bestrebungen und Veröffentlichungen mit dem größten Interesse verfolgt. So habe ich auch mit großer Spannung dem Vortrage des Herrn Professor Flamm entgegengesehen. Die historische Einleitung dieses Vortrages hat mich als alten Kämpfen auf diesem Gebiete ganz besonders interessiert. Ich habe mich sehr gefreut, daraus zu entnehmen, daß doch schon in früheren Jahren Bestrebungen zur Erhöhung der Sicherheit der Schiffahrt vorhanden waren.

Als ich im Jahre 1880 meine jetzige Stellung am Norddeutschen Lloyd antrat, lag tatsächlich die Frage der wasserdichten Unterteilung der Schotten noch sehr in den Kinderschuhen, und ich habe redlich für meinen Teil mitgearbeitet, sie zu verbessern. Es wird Sie vielleicht interessieren, daß Mitte der achtziger Jahre alle Beteiligten in einige Verlegenheit gerieten, als es sich um den rechnerischen Schwimmfähigkeitsnachweis handelte, der in dem damaligen ersten Reichspostdampfervertrag für das Vollaufen von zwei benachbarten Abteilungen gefordert wurde. Es existierten damals, soviel ich mich erinnern kann, nirgends Veröffentlichungen über einen solchen rechnerischen Nachweis, und ich mußte mir infolgedessen notgedrungen eine Methode selbst ersinnen. Sie können daher die Freude begreifen und verstehen, die ich empfand, als ich von dem Bericht des englischen Bulkhead-Komitees Kenntnis erhielt, in dem zum ersten Male die Schottkurven zur Anwendung kamen, die es dem Praktiker ermöglichen, schnell festzustellen, wie lang die Abteilungen sein durften, und wo die längsten und wo die kürzesten Abteilungen liegen mußten, worüber man sich bis dahin recht wenig klar war. Die ganze Arbeit des Bulkhead-Komitees, meine Herren, ist eine sehr

hoch zu bewertende, besonders bei Berücksichtigung der damaligen Zeit. Ich war förmlich begeistert, als ich dieses Werk durchstudierte, und habe mich in meiner Begeisterung gleich an den damaligen Direktor des Germanischen Lloyd, Herrn Middendorf, gewandt, von dem ich wußte, daß er sich für derartige Bestrebungen warm interessierte. Middendorf mit seinem scharfen und praktischen Verstande hat auch den Wert dieser Schottkurven und der ganzen Vorschriften des Bulkhead-Komitees sofort erkannt und sie den Schottvorschriften der Seeberufsgenossenschaft im Jahre 1895 zugrunde gelegt. Meines Wissens ist nie ein Hehl daraus gemacht worden, daß den Schottvorschriften der Seeberufsgenossenschaft die Vorschriften des Bulkhead-Komitees zugrunde gelegt waren. Die Berechnung der Seeberuffschottkurven ist damals jedoch vom Germanischen Lloyd in ganz selbständiger Weise an Hand der Linienzeichnungen der damals existierenden modernsten Schiffe vorgenommen worden, und zwar in so glücklicher Weise, daß sie heute noch gültig sind und mit wenigen Ausnahmen noch jede Nachrechnung vertragen. Ich will mich hier nicht weiter über diese Sache ausbreiten und verweise nur noch auf den Vortrag, den Herr Direktor Middendorf im Jahre 1897 im Verein der deutschen Schiffswerften gehalten hat. Darin werden Sie finden, daß auch bezüglich der Abzüge umfangreiche theoretische Untersuchungen angestellt worden sind. Jeder praktische der Schottkurven eine große Tat war und daß es bedauerlich wäre, wenn wir dieselben auf Konstrukteur des Handelsschiffbaus wird mir zustimmen, wenn ich erkläre, daß die Schaffung geben müßten. Wir können dem Direktor Middendorf und der Seeberufsgenossenschaft nur dankbar dafür sein, daß sie die Schottkurvenmethode aufgenommen haben. Ja, wir können nicht nur dankbar, sondern wir können auch stolz darauf sein, denn ich glaube, wir sind das einzige Land, das diese Schottkurven obligatorisch eingeführt hat. Ich glaube auch nicht, daß die anderen Länder die Schottkurven deshalb nicht angenommen haben, weil sie von jedem Techniker niederen Grades benutzt werden können, sondern weil vielmehr das Gegenteil der Fall ist.

Ich habe mich nun gefragt: Welches sind wohl die Gründe, die den Herrn Vortragenden veranlaßt haben, so gegen die Schottkurven vorzugehen? Aus seinem Vortrage geht hervor, daß er ihnen den Vorwurf macht, daß sie zu sehr generalisieren und daß sie von Ungebildeten leicht benutzt werden können. Ich sollte meinen, gerade diese beiden Vorwürfe sind eigentlich Vorzüge der Schottkurven. Die Generalisierung schließt ja auch nicht die hinterherige rechnerische individuelle Nachprüfung aus, und was nun die Benutzung durch völlig ungebildete Menschen betrifft, so bin ich der Ansicht, daß der Herr Vortragende diese letztere Eigenschaft doch etwas unterschätzt und den rechnerischen Nachweis in wissenschaftlicher Beziehung überschätzt. Wir dürfen uns doch hier in diesem Kreise nichts vormachen. Der rechnerische Nachweis der Schwimmfähigkeit beruht doch auch nur auf den einfachsten mathematischen Grundlagen. Wer die Simpsonsche Regel kennt und den Schwerpunkt von Flächen zu berechnen weiß, der kann auch eine Leckrechnung ausführen, während die richtige Benutzung der Schottkurven gerade durch hochgebildete Ingenieure eine herrliche Sache ist. Man sieht an Hand der Kurven schnell, wie groß die Reserve an Schwimmfähigkeit ist und an welchen Stellen das Schiff nach dem Vollaußen von zwei oder drei Abteilungen, noch schwimmfähig ist. Ich wüßte nichts Schöneres als diese Schottkurven.

Die leichte Benutzung der Schottkurven durch Ungebildete zieht sich wie ein roter Faden durch den Vortrag des Herrn Geheimrat, und ich fürchte, darin liegt auch der Hauptgrund für sein etwas unfreundliches Verhalten gegen diese Kurven.

Es wird Sie jedenfalls ein kleines Erlebnis interessieren, das ich vor einigen Jahren hatte. Es ist vielleicht 4 oder 5 Jahre her, da hatte ich Gelegenheit, mit einem sehr gelehrten ausländischen Professor des Schiffbaues, der gleichzeitig Sachverständiger einer ausländischen Klassifikationsgesellschaft war, mich darüber zu unterhalten, wie man Vorschriften über die

Anordnung von wasserdichten Schotten abfassen soll, die leicht verständlich sind und doch schnell zum Ziele führen. Wir kamen zuerst auf den Gedanken, daß es genüge, eine maximale Schottentfernung, oder wie beim Britischen Lloyd, die Anzahl der Schotten entsprechend der Schiffslänge vorzuschreiben. Da wir aber einsahen, daß dies doch nicht in einwandfreier Weise zum Ziele führt, so machte ich meinem verehrten Herrn Professor den Vorschlag: Macht es doch so wie wir und benutzt die Kurven der Seeberufsgenossenschaft! Hierauf sagte er: Daß ist eine ganz schöne Sache, aber ich fürchte, damit wird keiner von meinen Leuten fertig.

So sehr mich die Einleitung interessiert hat, so lebhaft bedauere ich den unfreundlichen Ton des Herrn Vortragenden gegenüber einer Äußerung des um den Eisenschiffbau so hoch verdienten Mr. Martell, des damaligen Chefs des Englischen Lloyd, und über die Bedeutung des englischen Board of Trade für die Sicherheit der Schiffahrt. Wer die jährlichen Untersuchungen der Passagierschiffe in England und die Sicherheitsvorschriften des Board of Trade kennt, wird mir zustimmen, daß diese doch eine ernste Sache und für die Sicherheit der Schiffahrt von großer Bedeutung sind. Ich halte mich für verpflichtet, dieses hier zu bekunden. möchte Sie aber bitten, daraus bei mir nicht etwa auf einen Mangel an Nationalgefühl zu schließen. Ich glaube, davor schützt mich mein bisheriges Verhalten und das meiner Gesellschaft, des Norddeutschen Lloyd, das zeigt, daß wir seit vielen Jahren bestrebt gewesen sind, unsere Schiffe nur auf deutschen Werften erbauen zu lassen. Aber anderseits hält mich das auch nicht davon ab, das Gute, besonders in der Wissenschaft, vorurteilslos zu prüfen, das von anderen Nationen kommt.

Der Herr Vortragende kommt auf die Reichspostdampfer zu sprechen und äußert sich zu den vertraglichen Bestimmungen des Reichspostdampfervertrages von 1898, wonach die Reichspostdampfer eine Schotteinteilung haben sollen, die den Schottvorschriften für Schnelldampfer entspricht. Er macht dabei aufmerksam, daß die Schnelldampfvorschriften für gewisse Abteilungen, wie die Endabteilungen und die Maschinenräume für Schiffe von gewissen Längen weniger scharf seien als wie die Schottvorschriften für Fracht- und Passagierdampfer. Die Sache ist richtig, und ich würde es auch gern sehen, wenn diese Unstimmigkeiten aus den Schottvorschriften der Seeberufsgenossenschaft verschwinden würden. Die Bedenken bezüglich der hierdurch etwa bedingten geringeren Schwimmfähigkeit der Reichspostdampfer sind jedoch grundlos, da in der Praxis tatsächlich sowohl die Reichspostdampfer als auch die anderen Dampfer, die nach den Schnelldampfvorschriften gebaut sind, sicherer sind als nach den Fracht- und Passagierdampfvorschriften. Beispielsweise dürfen die letzten Reichspostdampfer der Feldherrn-Klasse als Fracht- und Passagierdampfer etwa $\frac{1}{2}$ m tiefer laden wie als Schnelldampfer. Der Dampfer „Berlin“ darf sogar als Fracht- und Passagierdampfer $\frac{3}{4}$ m tiefer laden wie als Schnelldampfer. Sie sehen hieraus, daß die Reeder von der Vergünstigung, die die betreffenden Schnelldampfer-Schottvorschriften bieten, gar keinen Gebrauch machen, und daß tatsächlich die Vorschriften des Reichspostdampfervertrages eine erhebliche höhere Sicherheit ergeben und daß die Schiffe als Reichspostdampfer nicht so tief laden dürfen wie als Fracht- und Passagierdampfer.

Dann möchte ich auf die Freude zurückkommen, die der Herr Vortragende über eine Zusatzbestimmung zu den Erläuterungen der Seeberufsgenossenschaft empfunden hat, und zwar darüber, daß nunmehr gesagt ist, daß diese Prüfung rechnungsmäßig vorgenommen werden kann, und daß, wenn sie rechnungsmäßig vorgenommen wird, die Schottkurven entbehrlich sind. Ich fürchte, die Freude des Herrn Geheimrates wird etwas getrübt werden, wenn ich ihm aus meinen Erfahrungen mitteile, daß die rechnerische Prüfung meist dazu geführt hat, daß man die Schotten etwas weiter auseinander setzen und das Schiff etwas tiefer laden kann. Man benutzt tatsächlich diese Klausel, um diese Vergünstigung zu erzielen. Zweifellos ist dies ja auch zulässig und man hat ja auch dann die schöne Überzeugung, daß

die Sache wissenschaftlich einwandfrei ist; aber die Sicherheit der Schiffe ist in den meisten Fällen geringer wie bei Benutzung der Schottkurven.

Was nun die Mitteilungen des Herrn Vortragenden über die Standfestigkeit des leckeren Schiffes anbetrifft, so haben sie mich und jedenfalls auch sämtliche, die sie gehört und gelesen haben, auf das lebhafteste interessiert. Es ist zweifellos, daß diese Mitteilungen das höchste wissenschaftliche Interesse verdienen. Ob sie aber von großem praktischen Wert sein werden, muß abgewartet werden.

Meine Herren, ich bin ein großer Freund der Standfestigkeitsrechnung, aber ich möchte doch vor einer einseitigen Überschätzung solcher wissenschaftlicher Ermittlungen warnen, da die zu machenden Annahmen zu unzuverlässig und die wirklichen Verhältnisse zu schwierig festzulegen sind. Das unsicherste Moment ist hierbei die Höhenlage des Schiffsschwerpunkts. Wir machen bei uns am Norddeutschen Lloyd seit 25 Jahren mit jedem Schiff einen Krängungsversuch, um die hieraus ermittelte Höhenlage des Schwerpunkts bei späteren Neubauten mit größerer Zuverlässigkeit in Rechnung ziehen zu können. Aber ich muß leider sagen, ich habe manche Enttäuschungen betreffs der Höhenlage des Schwerpunkts erlebt und wurde eigentümlicherweise meist am stärksten enttäuscht, wenn vorher sehr viel gerechnet wurde.

Ich möchte nun noch kurz auf die Vorschläge, die der Herr Vortragende am Schlusse seines Vortrages zur Besserung der jetzigen Verhältnisse gemacht hat, eingehen. Herr Professor Pagel hat dies ja schon getan. Ich möchte daher nur auf einen Punkt der Vorschläge des Herrn Vortragenden eingehen, den, glaube ich, Herr Professor Pagel nicht berührt hat, das ist die Übermittlung dieser Rechnungen usw. an eine unabhängige Behörde. Ich bin nicht sicher, ob der Herr Vortragende es hier gesagt hat; in seinem Vortrage steht es wenigstens. Wenn unter dieser unabhängigen Behörde nicht der Germanische Lloyd und die Seeberufs- genossenschaft gemeint sein sollte, dann habe ich doch die Bedenken, daß eine solche Behörde nicht immer die genügende Fühlung mit der Praxis hat und auch die Erfordernisse der Schiffahrt nicht immer genügend kennt. Wir streben ja alle dem Ziele zu, die Schiffe durch eine sachgemäße Anordnung von wasserdichten Schotten so sicher wie möglich zu machen. Ich glaube aber, daß dieses Ziel am besten durch das Zusammenarbeiten von Wissenschaft und Praxis erreicht wird. Wir sind nun so glücklich, in Deutschland in unserer Seeberufs- genossenschaft und im Germanischen Lloyd eine Behörde zu besitzen, die diese beiden Eigenschaften in sich vereinigt. Die langjährigen Erfahrungen, die wir mit dieser Behörde gemacht haben, flößen uns auch wirkliches Vertrauen dazu ein. Wenn uns die Hochschule und die Wissenschaft in unseren Bestrebungen dabei unterstützt, so werden wir die Hand, die uns dargereicht wird, besonders wenn es eine helfende Hand und nicht eine knebelnde Faust ist, mit Dank ergreifen. (Lebhafter, anhaltender Beifall.)

Herr Direktor Dr.-Ing. Foerster - Hamburg: *)

Königliche Hoheit! Meine Herren! Nach den überzeugenden und erschöpfenden Einwendungen, welche die beiden Herren Vorredner gegen die Behauptung der Reformbedürftigkeit und Rückständigkeit unserer Schottvorschriften gemacht haben, versage ich es mir gern, noch weiter auf die generellen Fragen einzugehen. Von Wert kann es jetzt nur noch sein, durch einige bestimmte Feststellungen das zu erhärten, was die Herren Vorredner gesagt haben.

Ich möchte ganz kurz auf die tatsächliche Grundlage des Vorwurfs eingehen, daß die heutigen Linien und Völligkeitsgrade nicht mehr gestatteten, die Schottkurven einwand-

*) Anmerkung des Vorstandes: Herr Dr.-Ing. Foerster begleitete einen Teil seiner Ausführungen mit Lichtbildern vom Längsschnitt des Dampfers „Imperator“, die uns seitens der Hamburg-Amerika-Linie für die Veröffentlichung nicht zur Verfügung gestellt wurden.

rei anzuwenden. Einige Vergleichsrechnungen zeigen einwandfrei, daß die Reaktion der Schottkurven auf Völligkeitsgradunterschiede eine sehr geringe ist. Wir haben Untersuchungen in den Grenzen der Schnelldampfervölligkeit und der Fracht- und Passagierdampfervölligkeit bei 11 bis 15 % Unterschied durchgeführt und gefunden, daß die Schottkurven dabei nur etwa um 2 % schwankten. Solche Unterschiede liegen aber reichlich innerhalb der großen Reserve, die die Schottkurven enthalten.

Ferner möchte ich ganz kurz auf die zahlenmäßigen Grundlagen des Vorwurfs eingehen, daß bei den Subventionsdampfern die Endräume unzulässig groß wären. Die Frage des hierfür vermeintlich unzutreffenden Völligkeitsgrades gegenüber den hier verwendeten Schnelldampferkurven erledigt sich praktisch durch das eben Gesagte. Es bleibt aber noch die Behauptung der um 28 % größeren Unsicherheit der Subventionsdampfer, deren Schotten-teilung nach Schnelldampferkurven unzulässig große Endräume ergäbe. Dies ist deshalb unzutreffend, weil es kein derartiges Schiff ohne vorderes Kollisionsschott gibt, und so wird der Fall nicht, wie Herr Geheimrat F l a m m sagt, in der Praxis durch das Kollisionsschott g e m i l d e r t , sondern ins Gegenteil gewendet. Nehmen wir z. B. einen Dampfer von 130 m Länge, der in diese Gruppe fällt, dann wird er als Fracht- und Passagierdampfer in seinen ersten beiden Laderäumen eine Länge von 66 m bekommen, als Schnelldampfer aber nur von 62 m. In demselben Sinne würde dann auch das Bild, welches Herr Geheimrat F l a m m vorführte, zu beurteilen sein. Zeichne ich mir die Schotten nach der Schnelldampferkurve auf, so erhalte ich stets kürzere Räume als nach der Fracht- und Passagierdampferkurve, wenn ich in beiden Fällen das in der Praxis stets vorhandene Kollisionsschott an der gleichen Stelle annehme.

Ich muß kurz auf die Frage der Leckstabilität eingehen. Der Vortrag wird zweifellos von der breiten Öffentlichkeit mit größtem Interesse aufgenommen werden im Hinblick sowohl auf die „Titanic“-Katastrophe wie auf die künftigen großen Schiffe, welche die deutsche Schiffahrt augenblicklich für den transatlantischen Dienst baut. Eine Bezugnahme auf diese künftigen Schiffe ist insofern auch in diesem Vortrage aufs deutlichste ersichtlich, als für die Prismen und Parallelepipeden, welche zur Untersuchung gekommen sind, diese und ähnliche Dimensionen zugrunde gelegt und in einem Falle sogar bis auf eine ganz unwesentliche Abweichung identische Werte benutzt worden sind.

Herr Professor P a g e l hat bereits erläutert — und auch Herr Geheimrat F l a m m hat bereits in einer Einschränkung seines gedruckten Vortrages zugegeben, daß die schlimmsten negativen Stabilitätskurven, die dieser Vortrag enthält, tatsächlich unwirklich sind, da sie Abzüge enthalten, welche gerade für diese großen Schiffe nicht in Betracht kommen; denn jeder große Fracht- und Passagierdampfer ist von seiner Wasserlinie an nach oben für Passagiere ausgenutzt. Es können also gar nicht derartige große Abzugprozente, wie angenommen, in Frage kommen.

Was die Anwendbarkeit dieser Berechnungen auf die Praxis betrifft, so will ich dahingestellt sein lassen, wie weit diese geometrischen Formen sich mit den Schiffsformen decken. Im Hinblick aber auf die Beunruhigung, welche die Schlußfolgerungen dieses Vortrags in der breiteren Öffentlichkeit zulassen könnten: als sei auch bei uns eine Art Schlendrian vorhanden, eine Art des Nichtmitgehens der Sicherheitsvorschriften mit der modernen Entwicklung, möchte ich es mir doch nicht versagen, an Hand einiger bestimmter Zahlen gerade aus der Klasse der großen Schiffe, mit denen sich die Flamm'schen Ausführungen vorzugsweise beschäftigen, einmal nachzuweisen, mit welcher Sorgfalt und Gewissenhaftigkeit die Fragen der Schottstellung und der Leckstabilität behandelt zu werden pflegen. Ich möchte mir zunächst erlauben, an einem Lichtbild, welches einen der Imperatoren darstellt, den Nachweis zu erbringen, daß für diese extremen, ganz modernen Formen,

die fast 100 m über die jetzigen Grenzen der Schottkurven hinausgehen, diese tatsächlich auch dann die von den beiden Herren Vorrednern behaupteten Reserven verbürgen.

Wir sehen, daß im ersten Fall drei Räume vollaufen können; auch hier in der Mitte sehen wir drei Räume. Die oberste Kurve zeigt deutlich die sichere Reserve, die auch in diesem Falle in der vorgeschriebenen Schottteilung verkörpert ist. Ganz besonders zeigt sich eine starke Abweichung beider Kurven voneinander im hinteren Teil der Schottkurve, die zulassen würde, daß wir Schotte sparen könnten, wenn wir nach genauen Rechnungen bauen wollten. Wir wollen aber gerade wegen der großen Sicherheit, die die Schottkurve uns bringt, sie generell weiter anwenden und nicht durch individuelle Berechnungen ersetzen, bei denen dann stets an die Grenzen gegangen würde!

Ich möchte nun illustrieren, auf welche angenäherten Zahlenwerte wir hinsichtlich der Leckstabilität kommen, wenn wir der Wirklichkeit möglichst angepaßte Verhältnisse nehmen. Vorauszuschicken ist, daß die „Titanic“-Katastrophe seinerzeit nahelegte, bei den größten Schiffen über die Forderungen der Seeberufsgenossenschaft hinaus, die im allgemeinen den denkbar möglichen Leckfällen genügen, noch eine weitere erhebliche Sicherung herbeizuführen. Als es sich infolgedessen darum handelte, durch Höherführen der Schotte die Unsicherheit für noch umfangreichere Verletzungen sicherzustellen, ging die erste Frage aller Beteiligten dahin, ob nicht durch das Höherführen der Schotte und die größere, jetzt ohne Gefahr für die Trimlage vollaufenden Raumkombinationen die Stabilität gefährdet würde, so daß die Schiffe nach so großen Wassereinbrüchen erhebliche Schlagseiten bekommen würden. Die Grundlagen der Stabilitätsuntersuchungen, die daraufhin mit den Schiffen der Imperatorklasse ausgeführt wurden, waren an sich denkbar solide. Zunächst war der in jahrelanger Projektarbeit auf der Vulkanwerft entstandene Imperator I auf die Lage seines Systemschwerpunktes der Höhe nach genau untersucht worden. Der Ruf dieser Werft bürgt dafür, daß das Resultat der Wirklichkeit sehr nahe liegt. Unabhängig davon wurde dann später auf der Werft von Blohm und Voß der Systemschwerpunkt der Höhe nach für den Imperator II berechnet. Die Resultate zeigten sehr befriedigende Ähnlichkeit. Wenn wir nun diese Grundlage angenommen haben, um die Stabilitätsvergleiche der leckeren Schiffe auszuführen, so möchte ich dennoch betonen, daß auch wir nicht die Sicherheit solcher Vorausberechnungen behaupten wollen, daß aber anderseits die günstigen Schlußfolgerungen, die wir daraus auf die Stabilität der leckeren Schiffe ziehen, unangetastet bleiben, auch wenn sich größere Unterschiede nach der ungünstigen Seite hin herausstellen würden.

Wenn die vordersten vier Räume vollaufen, sinkt die metazentrische Höhe von 0,9 m auf 0,45 m oder zeigt bei geringer intakter Stabilität einen entsprechend geringeren verletzten Wert. Zu diesem Fall möchte ich gleich bemerken, daß die „Titanic“ unzweifelhaft gerade heruntergegangen ist. Sie hat zu Anfang in der ersten Stunde eine leichte Schlagseite gehabt, die dann wieder verschwunden ist. Das Schiff hat fest gestanden wie eine Brücke. Ich möchte damit nur auf die Wahrscheinlichkeit des rechnerischen Resultats hinweisen, welches eine relativ geringe Einbuße durch die große Verletzung ergibt. Es sind die Ladungsverhältnisse eines Abgangszustandes zugrunde gelegt worden, und zwar ist mit einer Ladung gerechnet, die die Unterräume anfüllt, aber die Wasserlinie freiläßt. Der volle Verlust an stützendem Trägheitsmoment der Schwimmebene ist also angenommen.

Der gleiche Fall der vier vordersten Räume bei der Ankunft in Newyork zeigt, daß die metazentrische Höhe des mit genügendem Trimballast versehenen Schiffes von 0,65 m auf 0,32 m sinkt oder beide Werte je nach dem intakten Zustand, niedriger oder höher.*). Sollten

*.) Anmerkung des Vorstandes: Der Redner führt weiter eine Reihe von Lichtbildern vor, welche für Abgangs- und Ankunftsstände fortlaufende Untersuchungen zahlreicher Raumkombinationen zu je 3 und 4 verletzten Räumen wiedergeben und durchweg nur Schwankungen von 10 bis 60 cm in der metazentrischen Höhe nach Verletzung zeigen.

die Schiffe nun wirklich im normalen Betriebe selbst auf nur 10—20 cm metazentrischer Höhe herunterkommen, so würden nach den gegebenen Vergleichszahlen selbst bei den umfangreichsten Verletzungen immer noch keine derart großen negativen Beträge sich ergeben können, die eine direkte Gefahr bedeuteten. Eine metazentrische Höhe von minus 400 mm ruft z. B. erst eine Schlagseite von etwa 12 Grad hervor. Diese Schlagseite gestattet noch immer, die Boote der höheren Seite herunterzulassen, falls dies gegeben erscheint.

Alle Fälle sind auf wirkliche Trimlagen berechnet. Ich möchte hierzu erwähnen, daß wir uns selbstverständlich nicht damit begnügt haben, die Stabilität nach Einnahme der verletzten Trimlage zu berechnen, sondern wir haben die Untersuchung über den ganzen Zeitraum des Vollaufens hinweggeführt. Wir finden aber auch dann, daß die ungünstigsten Momente zu Bedenken keinen Anlaß geben.

Diese Vorführungen verfolgen den Zweck, zu zeigen, daß der Stabilität selbst bei viel weiter reichenden Verletzungen genügt ist, als in den Fällen, wo nur Raumkombinationen vollaufen, die dem Schottengesetz entsprechen.

Ich habe Ihnen hiermit dartun wollen, meine Herren, mit welcher Gewissenhaftigkeit z. B. in diesem Falle vorgegangen ist. Ich möchte noch einmal hervorheben, daß selbstverständlich die Frage der Stabilität auch gerade in solchen Fällen sofort von der Seeberufsgenossenschaft, dem Germanischen Lloyd und der Hamburg-Amerika-Linie in Verbindung mit der Bauwerft angeschnitten wird. Als eine Art von Bestätigung zu diesen Leckstabilitätswerten möchte ich noch erwähnen, daß die „Borussia“, welche auf dem Tajo vor einigen Jahren untergegangen ist, in ihren breitesten Räumen durch die Kohlenpforten der Außenhaut volließ, und daß auch dieses Schiff vollkommen gerade heruntergegangen ist. Ich kann mich an Hand der gemachten Feststellungen nur den beiden Herren Vorrednern anschließen, daß ein Bedenken hinsichtlich der Leckstabilität nicht vorwaltet und daß ein Bedürfnis zu gesetzlicher Regelung derartiger Untersuchungen nicht vorliegt. Die Praxis der Werften, die Herr Geheimrat Flamm doch nicht in vollbefriedigendem Maße zu kennen scheint, ist stets die, daß in allen derartigen Zweifelsfällen genaue Untersuchungen gemacht werden, schon im eigenen Interesse.

Dann möchte ich mich auch noch ganz besonders dem anschließen, was Herr Direktor Waller gesagt hat: daß wir uns in allen den Fällen, wo die Schottenkurven erwünschte Raumgrößen nicht zulassen, genauer Leckrechnung zu bedienen pflegen, um dem Germanischen Lloyd zu beweisen, daß wir größere Räume machen können. Das bestätigt geradezu drastisch, daß die Schottenkurven Reserven enthalten, von denen wir uns gelegentlich einmal dispensieren lassen, wenn wir durch genaue Leckrechnungen den Nachweis erbringen können, daß das Schiff in Wirklichkeit mit den ungünstigsten Annahmen noch schwimmfähig ist.

Unter Berücksichtigung dessen, was die beiden Herren Vorredner gesagt haben und auf Grund meiner eigenen Überzeugung komme ich zu dem Schluß, daß Herr Geheimrat Flamm doch an starker Unterschätzung der Arbeit der modernen Ingenieure bei den Werften und Reedereien leidet. Ich glaube auch im Sinne des Herrn Direktor Waller zu sprechen, wenn ich Herrn Geheimrat Flamm bitte, sich bei uns einmal anzusehen, mit welcher Gewissenhaftigkeit und Sorgfalt diese großen Schiffe gerade hinsichtlich ihrer Schottenteilung zu entstehen pflegen. Wenn Herr Geheimrat Flamm bei uns Einblick nimmt in die Vorarbeiten und Grundlagen der Leckberechnungen, die für alle großen Schiffe gemacht werden, dann würde er alle Vorwürfe, die er in diesem Vortrage erhoben hat, nicht gemacht haben, und das vollberechtigte Lob, das er der Kaiserlichen Marine hat zuteil werden lassen, in uneingeschränktem Maße auch auf die Handels-schiffahrt ausdehnen und würde sich mit uns allen freuen und seinen Stolz darin finden,

daß die deutsche Handelsschiffahrt gerade in der Schottenfrage aller anderen Schiffahrt weit überlegen ist.

Schiffbauingenieur Hildebrandt - Bremen:

Königliche Hoheit! Meine Herren! Ich erlaube mir, als Konstrukteur zu dem hoch-interessanten Vortrag des Herrn Geheimrat Flamm das Wort zu nehmen.

Die so sehr in Mißkredit gebrachten Schottkurven, meine Herren, haben für uns als Konstrukteure eine sehr große Wichtigkeit. Ich möchte mir erlauben, darauf hinzuweisen, in welch kurzer Zeit wir heute selbst die größten Objekte projektieren und kalkulieren müssen. Ich erinnere mich, daß wir ein Objekt von etwa 13 Millionen Mark in vier Wochen projektieren und kalkulieren mußten. Ohne das Mittel dieser Schottkurven wäre es ja gar nicht möglich, ein Schiff zu entwerfen, das nachher den Bedingungen genügt, unter denen es fahren soll. Ich kann wohl sagen, daß die heutige Generation der Konstrukteure dem verstorbenen Middendorff zu außerordentlichem Danke verpflichtet ist, der uns dieses Hilfsmittel an die Hand gegeben hat. Daß wir aber auch wissenschaftlich arbeiten, dafür hat uns eben Herr Dr. Foerster in schönster Weise den Beweis erbracht. Sie haben gesehen, wie gewissenhaft die Schwimmilage und die Stabilität für diese großen Schiffe untersucht worden ist, und es kann uns Konstrukteuren nicht der Vorwurf gemacht werden, daß wir mit Mitteln arbeiten, die dem Bildungsniveau eines ungebildeten Zeichners entsprechen.

Ich muß aber anderseits die Forderung aufstellen, daß, wie überhaupt innerhalb der Technik mit den geringsten Mitteln die größten Erfolge erzielt werden sollen, es so auch notwendigerweise mit unserer Ausbildung beschaffen sein muß. Wir müssen mit dem Mindestaufwand an Zeit etwas Hervorragendes leisten, und je einfacher die Mittel sind, deren wir uns bedienen, desto besser wird die Methode sein, und wenn Herr Geheimrat Flamm die Schottkurven sozusagen ablehnt, dann müßten wir folgerichtig auch die Logarithmentafeln ablehnen. (Zurufe: Oh! Oh!)

Nun, meine Herren, ist ein sehr wichtiger Punkt in den Ausführungen des Herrn Geheimrat Flamm, wie auch Herr Direktor Waller schon sagte, die Reichsbehörde, die der Herr Vortragende zur Begutachtung der Stabilitätsverhältnisse und der Schottkurven vorschlägt. Sie werden heute nachmittag von Herrn Dipl.-Ing. Herner hören, daß er nach dieser Richtung hin auch einige Wünsche auf dem Herzen trägt, und wenn wir das zusammenlegen, so kommen wir zu einer Behörde, die auf der einen Seite uns die Konstruktionsdetails prüft und auf der anderen Seite auch noch das Eigengewicht, und wir sind als Konstrukteure sozusagen erledigt, wir sind nach allen Richtungen hin gebunden. Aber wenn wir das bekommen, meine Herren, dann möchte ich den Zusatzantrag stellen, dann bewilligen Sie auch von Reichs wegen einen Konventionalstrafenfonds für die Werften, denn diese eingehende Prüfung konstruktiver Details wird zu ganz ungeheuren Schwierigkeiten führen. Nichts ist für die Wissenschaft und eine gesunde Entwicklung gefährlicher als ein Übermaß von Vorschriften. Wollen wir konsequent sein, dann müßten wir auch international die Einrichtung der D-Züge regeln, wir müßten den Luftschiffkonstrukteuren Bauvorschriften an die Hand geben, wir müßten den Flugzeugkonstrukteuren Bauvorschriften an die Hand geben, wir würden dann sozusagen zu ganz unmöglichen Zuständen gelangen, und doch, meine Herren, würden diese Bauten, die wir auf Grund solcher Vorschriften schaffen, doch nur Gebilde von Menschenhand sein, behaftet mit den Irrtümern ihres Konstrukteurs, und am letzten Ende in ihrem Schicksal abhängig von jener letzten Ursache, von der das Weltall, von der wir alle abhängig sind, und die in der Tragödie von Neufundland wiederum sichtbaren Ausdruck gefunden hat.

Meine Herren, wir haben als Ingenieure viel geleistet, aber immer dann, wenn wir glaubten, etwas Hervorragendes geschaffen zu haben, sind wir gewarnt worden. Ich er-

innere an das Unglück von Echterdingen, an den Zusammensturz der Quebecbrücke, an den Einsturz des Hamburger Gasbehälters, an den Zusammenbruch des Spreetunnels, und ich glaube, es ließe sich die Reihe noch vervollständigen. Immer wieder werden wir daran gemahnt, daß unsere Bauwerke eben nur Gebilde sind von Menschenhand.

Ich bitte nochmals bei Beurteilung dieser Frage dessen eingedenk zu bleiben, daß sowohl die Werften als auch die Reeder ihr Bestes getan und mehr getan haben, als eigentlich von ihnen verlangt werden kann. Das ist der Niederschlag der Ausführungen des Herrn Direktor W a l t e r und der Niederschlag der Ausführungen des Herrn Dr. F o e r s t e r , das hat auch Herr Professor P a g e l uns gesagt. Meine Herren, uns Schiffbauern allen ist durch die Tragödie von Neufundland das Gewissen mehr geschärft worden, als irgendwelche Vorschriften es vermöchten.

Ich darf mit der Versicherung schließen, wir können auch hier sagen: „Lieb Vaterland, magst ruhig sein“. Es ist gut, es wird sicher gearbeitet.

Herr Professor L a a s - Charlottenburg:

Königliche Hoheit, meine Herren! Nach der Kritik der Herren Vorredner hätte ich den Wunsch gehabt, nun meinem Kollegen recht kräftig beispringen zu können und ihm zu helfen. Das wäre mir viel lieber gewesen, als daß ich jetzt mich in vielen Punkten der Kritik der Herren Vorredner anschließen muß.

Meine Herren, wenn ich das tue und überhaupt hier auftrete, so muß ich das aus zwei Gründen. Erstens ist mir aus verschiedenen Bemerkungen klar geworden, daß in der Schiffbauwelt die Ansicht Platz gegriffen hat, als ob dieser revolutionäre Geist des Kollegen Flamm hier an der Hochschule allgemein sei, und zweitens bin ich dazu verpflichtet aus demselben Grunde, aus dem Herr Direktor W a l t e r hier als ältestes Mitglied der Schottenkommission aufgetreten ist, nämlich als jüngstes Mitglied der Schottenkommission, das daher vielleicht noch am meisten mit Wissenschaft durchtränkt ist und die Angriffe auf die neu redigierten Vorschriften der Schottenkommission nicht ruhig entgegennehmen kann.

Meine Herren, Ausführungen über die Einzelheiten kann ich mir sparen, nachdem das Thema ziemlich erschöpft ist. Ich möchte nur darauf hinweisen, daß ich mit dem Kollegen Flamm in einer Richtung übereinstimme und mich freue über seine außerordentlich interessanten Untersuchungen über die Stabilität der lecken Schiffe, und ich würde im Interesse der Wissenschaft wünschen, daß diese Untersuchungen weiter verfolgt werden, daß sie aber nicht beschränkt werden auf die bisherigen Annahmen, sondern daß, wie in jeder wissenschaftlichen Untersuchung, die auf Annahmen gegründet ist, diese Annahmen nachträglich geprüft werden in bezug auf die Wirkungen, welche eine Änderung der Annahmen ausübt. Welchen Einfluß das hat, hat uns der Herr Vortragende selbst schon gezeigt, wo er eine einzige Annahme geändert hat und das Resultat direkt umgekehrt wird. In dem einen Falle nimmt die Stabilität des lecken Schiffes zu, in dem anderen nimmt sie ab. Sie sehen also, wie außerordentlich wichtig es ist, die einmal gemachten Annahmen nachträglich zu kontrollieren.

Weiterhin hat mich außerordentlich interessiert, aus der historischen Einleitung zu entnehmen, daß früher Versuche mit Modellen von lecken Schiffen gemacht worden sind. Vielleicht kann der Herr Vortragende auch nach dieser Richtung hin — ich möchte wirklich wünschen, daß das nötige Geld zur Verfügung gestellt wird — neue Modellversuche anstellen. Es handelt sich hierbei um die Fragen, die durch Rechnung nicht geklärt werden können, beziehungsweise die durch den Versuch kontrolliert werden müssen, zum Beispiel um die Stabilität während des Vollaufens der Abteilungen, zu deren Berechnung zu Anfang ganz andere Annahmen gemacht werden müssen, als zum Schluß. Das wäre eine hochinteressante, vergleichende Untersuchung, und wenn dann im Anschluß daran die Resultate

kontrolliert werden durch entsprechende Untersuchungen nach ausgeführten Schiffen, so werden zweifellos wissenschaftlich hochinteressante Ergebnisse herauskommen.

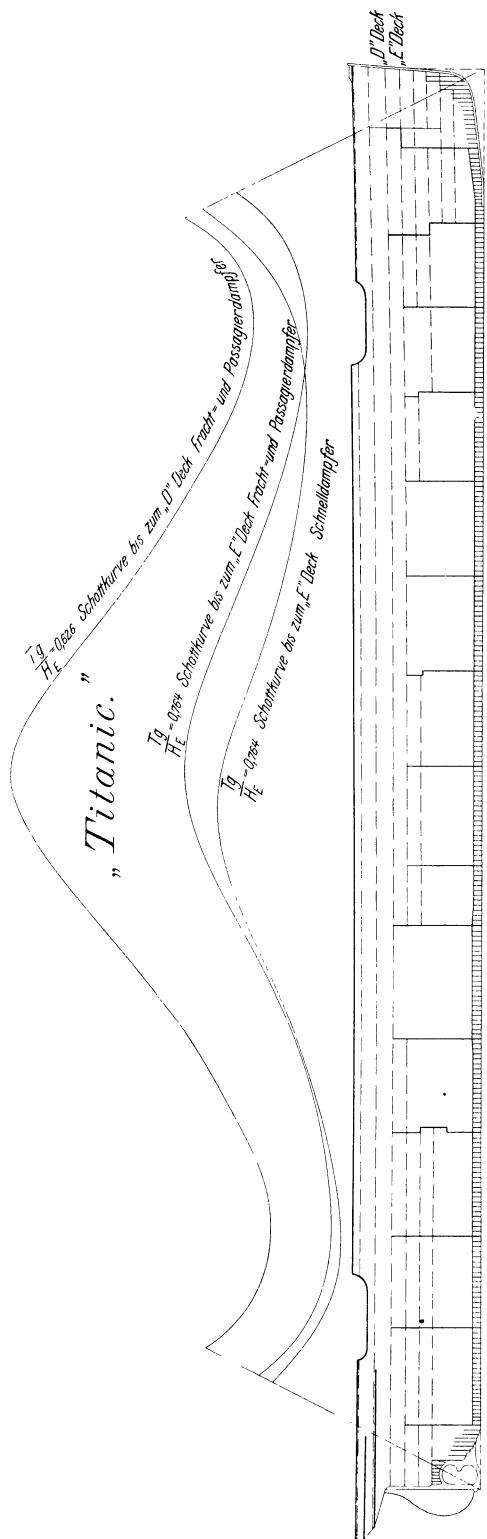
Wenn der Herr Vortragende sagt, daß seine bisherigen Resultate nicht direkt auf Schiffe übertragbar sind, so hätte ich gewünscht, daß er mit diesem Satze abgeschlossen hätte. Das, worin ich nicht mit ihm übereinstimmen kann, sind die schnellen Schlußfolgerungen, die er daraus gezogen hat. Herr Kollege, Sie sind ein guter Schütze, Sie werden deshalb das Bild verstehen, das ich jetzt gebrauche. Sie haben Ihr Ziel im Auge gehabt; ich habe den Eindruck, als ob Sie an die Untersuchung herangegangen sind in der Erwartung, schwere Schäden aufzudecken, und daß Sie nun einigermaßen enttäuscht sind, daß eigentlich alles in schönster Ordnung ist (Heiterkeit). Also wenn ich das Bild vom Schützen fortsetzen darf: Sie haben nicht erst Visir und Korn eingestellt, sondern haben das Ziel im Auge, zu schnell losgeschossen und daher vorbeigeschossen. Trotzdem hat der Herr Vortragende, seinem kräftigen Temperament entsprechend, eine kräftige Anregung zu unserer erschöpfenden Aussprache gegeben, und in diesem Sinne werden zweifellos die Ausführungen hier den Hauptzweck erfüllen, den der Herr Vortragende im Auge gehabt hat, der Schiffahrt, und namentlich der Unsinkbarkeit der Seeschiffe, einen Dienst zu erweisen.

Herr Geheimer Regierungsrat Professor O. Flamm - Charlottenburg:

Euere Königliche Hoheit, meine Herren! Ich war mir von vornherein bewußt, als ich diesen Vortrag und dieses Thema wählte, daß ich nach manchen Richtungen hin auf Widerstand stoßen würde. Es ist ja klar, da ich eine ganze Reihe von sehr weitgehenden Interessen berührt habe, daß ich Opposition finden würde. Ich habe aber nicht gedacht — es mag vielleicht auf Grund der Abkürzungen, vielleicht auch durch undeutliche Ausdrucksweise so erschienen sein, ich weiß nicht, was daran schuld ist — daß der ganze Sinn meines Vortrages nach der Richtung hin aufgefaßt werden würde, als wenn ich der Industrie und der Ausführung der Schiffe hier einen Vorwurf machen wollte; das liegt mir fern. Den Vorwurf, den ich erheben will — oder „Vorwurf“ ist vielleicht zu schroff — dasjenige, was ich gebessert wissen möchte, sind die Vorschriften, von denen ich gerade durch die Ausführungen, die hier gemacht worden sind, den Eindruck und auch den Beweis empfangen habe, daß sie mit dem, was die Industrie direkt arbeitet, nicht übereinstimmen.

Nun zunächst einmal zu Herrn Kollegen Professor P a g e l , Direktor des Germanischen Lloyd. Von den beiden Seelen, lieber Herr Kollege, die in Ihrer Brust schlummern, wähle ich die Direktoreenseele und nicht die Professorenseele, und deshalb möchte ich Herrn Direktor P a g e l auf die Sachen, die er hier vorgebracht hat, folgendes erwidern. Es ist richtig, daß die Schottkurven der Seeberufsgenossenschaft, die jetzt existieren, auf der sogenannten sicheren Seite liegen, aber der Grad der Sicherheit ist selbstverständlich hierbei nicht erkennbar und in dem einzelnen Falle verschieden. Aber ich möchte doch auch wiederum das eine betonen, daß gerade das Wesen der Schottkurven auf Grund ihres ganzen Aufbaues nach physikalischer und mathematischer Richtung hin mit den in Betracht kommenden Fragen nur nach einer Seite hin etwas zu tun hat, und zwar — das werden Sie mir nicht abstreiten können — nach der Frage des senkrechten Wegsinkens. Es ist kein einziges physikalisches und auch kein mathematisches oder mechanisches Moment in den Kurven enthalten, welches auch nur den geringsten Anklang nach der Seite der Stabilität hätte. Wenn wir diese Kurven als das Alpha und Omega betrachten, so hätte ich mir ja auch die Freude machen und diese Kurven hier derart loben können, daß sie schließlich an dem Lobe eingegangen wären. (Heiterkeit.) Das habe ich nicht getan. Ich habe es für richtig gehalten, auf das Wesen der Kurven und der darin enthaltenen Mängel bei einseitigem Gebrauch einzugehen, und ich glaube, das ist nach all den Ausführungen,

besonders auch nach den Beispielen, die Herr Dr. F o e r s t e r hier gegeben hat, absolut erwiesen. Die Schottkurve selbst hat das Prinzip — ich meine allgemein die Schottkurve, wie sie auf der ersten Druckseite der Vorschriften, die wir heute haben, angegeben ist — solche Räume zu schaffen, die, wenn sie leck werden, niemals ein weiteres Einsinken des Schiffes als bis zum Schottendeck gestatten. Das ist das Prinzip der Sache. Daraus folgt, daß ein inniger Zusammenhang bestehen muß zwischen dem Tiefgang, auf dem das Schiff schwimmt, und der Schottkurve selbst. Aus diesem Zusammenhang folgt, daß man zwar durch Schaffung eines größeren Freibords die Sicherheit des Schiffes nach gewissen Richtungen hin, z. B. hinsichtlich des Überkommens von Seen usw., erhöhen kann, daß aber, wenn man auf Grund dieses größeren Freibords die Schotten nach der Schottkurve stellt, naturgemäß die Räume entsprechend wachsen: mit wachsendem Freibord wächst die nach der Schottkurve statthaft Schottentfernung; dabei fällt aber sehr ins Gewicht, daß, wenn solche großen Räume, wie die Schottkurve zuläßt, leck werden, die Stabilität des Schiffes gefährdet werden kann. Hierüber sagen aber die Schottkurven und die ganzen Vorschriften der Seeberufsgenossenschaft nichts.



An dem beigefügten Bild der „Titanic“, welches ich als Lichtbild vorführte, wird dies klar erkennbar. Ich zeigte, daß hier die Schottkurven genau nach den bestehenden Vorschriften der Seeberufsgenossenschaft einmal für Schnelldampfer, dann für Fracht- und Passagierdampfer abgesetzt seien, und zwar für den gleichen Tiefgang 0,764 H bei gleichzeitiger Durchführung der Schotten bis zum E-Deck, sodann bei gleichen Verhältnissen, aber einer Durchführung der Schotte bis zum D-Deck, bis zu dem die meisten Schotten der „Titanic“ hochgeführt sind. Aus der Betrachtung dieser Abbildung wies ich klar nach:

1. Daß entgegen den Angaben des Herrn Dr.-Ing. F o e r s t e r doch ein bedeutender Unterschied auf Grund des um 10 % verschiedenen Displacementsvolligkeitsgrades zwischen den Schnelldampferkurven und Postdampferkurven bestehe.

2. Daß schon die niedrigen Schottkurven unzulässig große Räume ergäben.
3. Daß die Kurve der bestehenden Vorschriften für das D-Deck aber Verhältnisse schafft, die in der Ausführung unmöglich seien, und beim Leck mit Sicherheit das Schiff zum Kentern bringen würden.
4. Daß aus all diesen Gründen die Firma Harland & Wolff sowie die White Star Line die Entfernung der Schotten so gering gewählt habe, daß sie um das Drei- bis Vierfache unterhalb der nach den deutschen Schottkurven zulässigen bliebe, von dem jetzt in Angriff genommenen Einbau der Längsschotten in die „Olympic“ sowie von der Schottanordnung der „Britannic“ gar nicht zu reden!

Das ist es ja gerade, was ich den Schottenkurven vorwerfe, daß sie zu diesen einseitigen Schlüssen führen ; das festzustellen, war der Sinn und der Zweck meiner Untersuchungen, und ich bedauere, daß die Herren Vorredner meine Ausführungen herumgedreht und einfach angenommen zu haben scheinen, als habe bei mir der Gedanke bestanden, der Industrie, überhaupt dem Schiffbau etwas vorzuwerfen. Das genaue Gegenteil ist der Fall! Ich sage nur: wenn wir im Schiffbau alle diese Dinge kennen und uns danach richten, dann wollen wir doch auch in den Vorschriften nicht das stehen lassen, was nach der betrachteten Richtung hin genau das Entgegengesetzte ergibt. Man vergleiche nur, wie hier bei der „Titanic“ die Schotten stehen! Zwei Räume sind als Leck zugelassen nach den bestehenden Vorschriften, während die Kurve das Drei- und Vierfache zulassen würde. Weisen Sie mir bitte nach, daß das hier nicht der Fall ist. Man könnte nach der Kurve die Räume so groß nehmen, daß das Schiff sicherlich im Falle eines Lecks unstabil werden würde ; das geht doch nicht, und deshalb ist es doch ganz undenkbar, daß man die Schottentfernung nach der Kurve der gedruckten Vorschriften wählt. Also da bin ich der Meinung, man sollte das Loblied der Kurven nicht in dieser Weise einseitig singen ; es liegen gerade in diesem System gewisse Inkongruenzen, die den Konstrukteuren zweifellos bekannt sind und deshalb dazu führen müssen, daß man in den Vorschriften eine gewisse Besserung eintreten läßt.

Ferner, wenn Sie einen so großen Raum, wie ihn die Schottkurve zuläßt, annehmen wollten, bitte, meine Herren, wo bliebe dann da die Stabilität des Schiffes ? Glauben Sie, daß ein Schiff mit einem derartig großen lecken Raum noch schwimmen wird ? Ich glaube es nicht.

Mir ist ein gewisser Vorwurf nach der Richtung hin gemacht worden, daß ich die Fühlung mit der Praxis nicht hätte. Ich will darauf nicht näher eingehen. Ich glaube, es wäre besser, wenn diese persönlichen Bemerkungen vermieden würden, zumal sie von einer Seite kommen, der bekannt sein mußte, daß gerade in diesem Fall die Fühlung voll vorhanden war.

Daß die Berechnung der Stabilität beim Leck, wie Herr Professor P a g e l sagte, gewisse Schwierigkeiten macht, weiß ich natürlich und habe das auch ausdrücklich hervorgehoben. Ich habe selbst eine ganze Reihe Krängungsversuche gemacht. Ich habe mich mit Middendorff eingehend über die Sache unterhalten, als er damals diese Kurven aufstellte. Ich habe ihn gefragt: Können wir wirklich nicht die Stabilität berücksichtigen ? Er sagte: Es geht nicht, die Schwankungen in der Höhenlage des Systemschwerpunktes sind zu groß, deshalb können wir das nicht fassen, wir müssen davon Abstand nehmen, wenn auch schweren Herzens.

Aber jetzt hat sich durch die Ausbildung der Spezialtypen vieles vereinfacht, wir können manches berechnen, wenn es auch schwierig ist. Wir sollten der Sache nähertreten, und daß wir es tun, das ist ja gerade durch das, was Herr Dr. F o e r s t e r hier vorgeführt hat, erwiesen !

Daß die Frachtschiffe noch so stiefmütterlich behandelt werden, ist bedauerlich; aber wenn ich die Namen der Engländer lese, die seinerzeit in der Schottenkommission gesessen haben und für die Schotteinteilung der Frachtschiffe Regeln aufstellten, so waren das auch Leute, die mit der Praxis recht intim in Fühlung standen: Harland, Jenkins, Kirk usf.

Und nun zu dem Bilde der Schottkurve und der Schotteinteilung des „Imperator“, das Herr Dr.-Ing. Foerster hier vorgeführt hat. Ich darf das Bild aus Ihrer Sammlung wohl noch einmal hier vorführen? (geschieht).¹⁾

Ein besserer Beweis für die Richtigkeit meiner Bewertung der Schottkurve konnte mir gar nicht gebracht werden, als durch dieses Bild, das mir übrigens bekannt war.

Nach den Schottvorschriften sollen zwei nebeneinander liegende Räume, deren Gesamtlänge durch die entsprechende Ordinate der Schottkurve bestimmt wird, gleichzeitig leck werden können. Nun, an dem vorliegenden Bilde ist klar erwiesen, daß hier eine Schotteinteilung gewählt ist, die außerordentlich viel enger ist, als die Schottkurve sie zuläßt. Selbst wenn Sie überall drei nebeneinander liegende Räume gleichzeitig als leck annehmen, dann erreichen Sie mit deren Gesamtlänge noch nicht die zugehörige Ordinatenlänge der Schottkurve; im Vorschiff können nach der Angabe des Herrn Dr.-Ing. Foerster sogar fünf Räume gleichzeitig leck werden, ohne daß das Schiff verloren ist, während die Vorschriften der Seeberufsgenossenschaft nur zwei verlangen! Die Schotten beim „Imperator“ sind vollkommen frei von der Schottkurve gestellt. Reederei und Werft sind Gott sei Dank so klug gewesen, sich nicht an die Vorschriften der Seeberufsgenossenschaft zu halten, und das ist mir wiederum ein Beweis dafür, daß eine Revision dieser Schottkurve und dieser Vorschriften notwendig ist.

Wenn man nun sieht, daß alle diese genauen Leck- und Stabilitätsrechnungen schon heute von unseren Werften für die großen Handelsschiffe und auch selbstverständlich bei der Marine gemacht werden, dann frage ich: Weshalb sollen wir nicht endlich einmal mit einer Anpassung dieser Vorschriften an die praktische Übung vorgehen, die Sache etwas anders einkleiden und sagen: Wenn auch die Schottkurven selbstverständlich für den Entwurf bleiben könnten, und wenn wir sie als Koeffizientenrechnung benutzen können, so wollen wir doch für die endgültige Ausführung in erster Linie die genaue Rechnung nehmen, und die Kenntnis, die die Hamburg-Amerika-Linie und ihr jetziger Vertreter, Herr Dr.-Ing. Foerster, über die richtige Schottanordnung und Stabilität der Schiffe der Imperatorklasse hat, haben sie doch eben nur auf Grund der Rechnung und nicht der Schottkurven! (Herr Dr.-Ing. Foerster, Ich möchte eine Bemerkung machen!) Das können wir nachher miteinander ausmachen; jetzt will ich die Versammlung nicht aufhalten.

Herr Dr.-Ing. Foerster:

Ich möchte bitten, den Herrn Vortragenden im Interesse der Rechnung auf einen zahlenmäßigen Fehler aufmerksam machen zu dürfen. Darf ich bitten, das Bild noch einmal vorzuführen?

Seine Königliche Hoheit der Großherzog von Oldenburg:

Das geht nicht; der Herr Vortragende hat das Schlußwort.

Herr Dr.-Ing. Foerster:

Ich möchte bloß bemerken, daß die Länge der Schotten eine bestimmte Raumlänge voraussetzt, daß die Räume nur 28 m lang sein können; darum war eine Ausnutzung der Schottenkurven gar nicht möglich. Damit ist der Fall ja vollkommen gedeckt.

¹⁾ Von Herrn Dr.-Ing. Foerster bei der Drucklegung ebenfalls zurückgezogen.

Herr Geheimer Regierungsrat Professor O. Flamm:

Ich danke Herrn Dr. Foerster sehr für diese Mitteilung. Das ist gerade das, wohin ich ihn haben wollte. (Heiterkeit.) Das fehlte mir noch; denn gerade damit, daß der Germanische Lloyd bei den Schottkurven, die er als das non plus ultra hinstellte, sagt: Ihr dürft aber nie die Räume länger als 28 m bauen, ist doch dem Werte der Schottkurven ein solches Zeugnis ausgestellt, wie man es günstiger für mich nicht haben kann.

Herr Dr.-Ing. Foerster: Das ist aus Festigkeitsgründen!

Herr Geheimer Regierungsrat Professor Flamm:

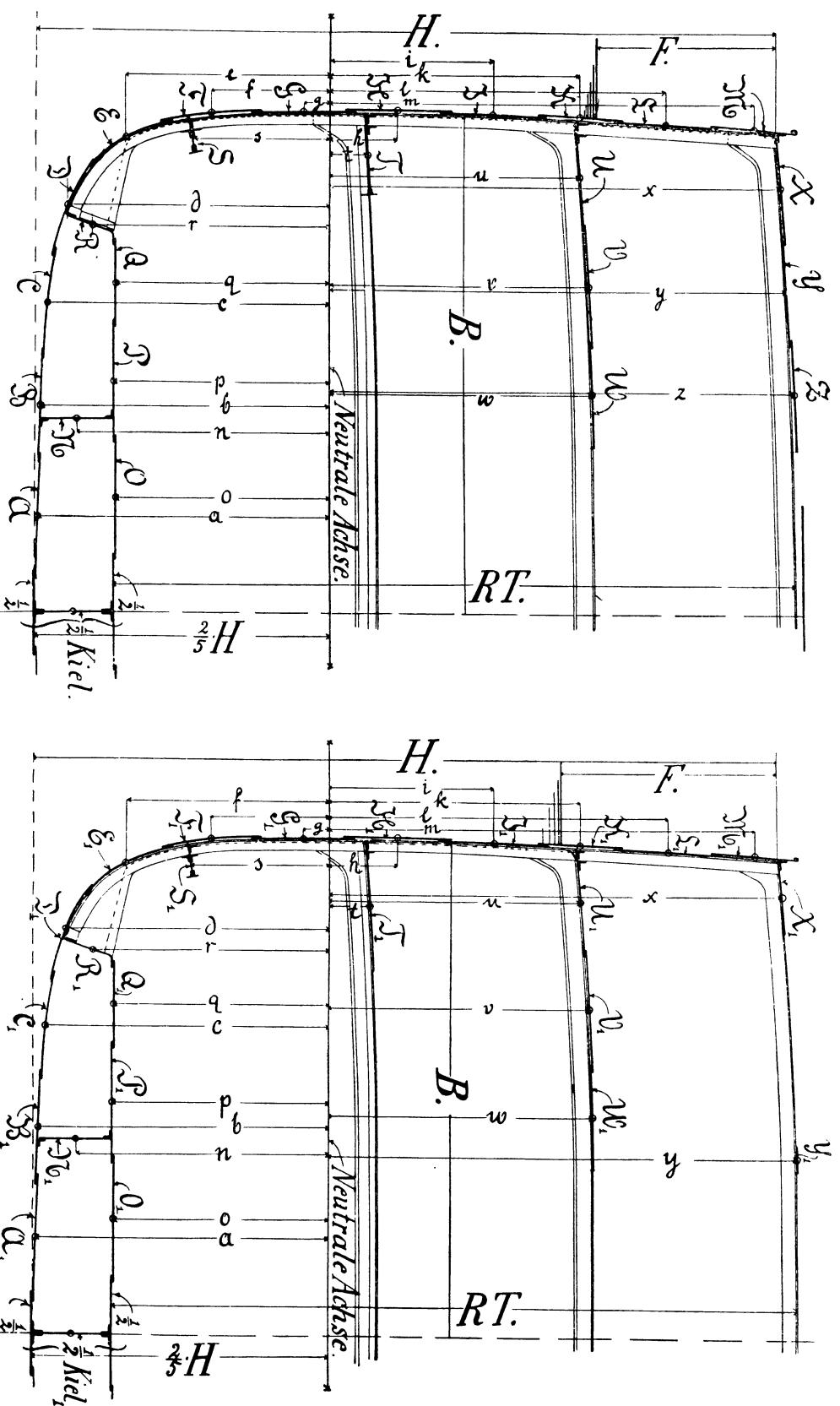
Gewiß, die Festigkeitsgründe sind mitbestimmend, aber nicht ausschlaggebend! Bezuglich der Abzüge ist dann betont worden, ich glaube, von Herrn Kollegen Pagle, daß die Prozente der Abzüge, die ich zugrunde gelegt habe, die Annahme, die ich gemacht habe, noch der Vervollständigung bedürfen. Meine Herren, erstens habe ich das alles in diesem Vortrage gesagt, vollkommen deutlich und umfassend gesagt, und zweitens habe ich schon in dieser Sache soviel Arbeit geleistet, daß ich in der mir zur Verfügung stehenden Zeit nicht noch alle die andern Arbeiten nach den Wünschen der Redner machen konnte. Ich habe aber die Absicht, diese andern Rechnungen durchzuführen, doch müssen Sie mir dazu Zeit lassen, und das wird auch ein interessantes Resultat ergeben. An einer Stelle habe ich die auf andern Annahmen aufgebaute Rechnung schon ausgeführt, um Ihnen die Extreme vorzuführen. Ich habe einmal angenommen, daß die Abzüge sämtlich unter Wasser liegen, die Wasseroberfläche frei beweglich sei, und zweitens habe ich für den „George Washington“ angenommen, daß die Abzüge sich prozentual über den Querschnitt gleichmäßig verteilen. In dem erstenen Falle sehen Sie, daß die Stabilität beim Leck außerordentlich gefährdet ist, in dem andern Falle sehen Sie, daß sie mit zunehmenden Abzügen wächst.

Aus diesen extremen Werten wollte ich bloß den einen Schluß ziehen, daß es notwendig ist, in jedem einzelnen Falle zu unterscheiden, nach welcher Grenze hin die Abzüge liegen; sie können nach der unstabilen Seite liegen und auch nach der stabilen, und deshalb meine ich, daß, wenn wir Schiffe sicher bauen wollen — wie dies die Praxis tut — man auch in den Vorschriften darauf Rücksicht nehmen sollte. Wenn der Konstrukteur ein Hilfsmittel für seine Konstruktion benutzt, so muß er in jedem Falle genau wissen, welchen Sicherheitsgrad er seiner Konstruktion gibt, er muß klar bewußt den Sicherheitszuschlag feststellen können. Das aber lassen die bestehenden Schottvorschriften, insbesondere die Schottkurven, nicht erkennen. Wenn der Konstrukteur nach ihnen seine Schotten setzt, so weiß er ohne Kontrollrechnung überhaupt nicht, ob er hierbei einen Sicherheitszuschlag hat und wie groß derselbe ist. Das aber ist eine Forderung, die die heutige Technik überall mit Recht stellt, und deshalb rechnen auch die Werften ihre Schotten in besonderen Fällen individuell hinsichtlich der Sicherheit und unabhängig von den Schottkurven durch. Warum also die Vorschriften nicht ändern? Warum sich nicht an das halten, was wir in der Praxis schon heute anwenden?

Und was dann Herr Hildebrandt noch gesagt hat — ich habe da einen embarras de richesse — über die vorzügliche Ausbildung unserer Schiffbauingenieure und, daß gerade diesem Niveau die bestehenden Vorschriften sich nicht anpassen, da möchte ich nur das eine betonen: die meisten Herren, die heute hier gesprochen haben, mit Ausnahme der älteren und des Herrn Hildebrandt, sind ja meine Schüler; ich weiß also ganz genau, welche Schiffbauingenieure wir draußen haben, welchen Stand von Ingenieuren wir haben und was wir ihnen zumuten können. Deshalb bin ich gerade der Meinung, daß man diese Kenntnisse ausnutzen soll, daß man sie nicht einfach durch eine Reihe von starren Vorschriften herunterwürdigen soll.

Volldeckschiff nach den Vorschriften der G. L.

Schwächer gebautes Schiff.



Photographie aus den Vorschriften der Seeberufsgenossenschaft über den Freibord für Dampfer und Segelschiffe in der langen und atlantischen Fahrt. Ausgabe 1908. Seite 21.

Hier in dem vorstehenden Bild ist auch eine Vorschrift der Seeberufsgenossenschaft veranschaulicht. Das bezieht sich auf das Niveau an Vorschriften, von dem ich gesprochen habe. Die beiden Schiffe sind von genau gleichen Abmessungen. Das eine Schiff hat hier seine Beplattung im obersten Deck, das andere hat sie ein Deck, also etwa 2,2 m, tiefer. Es handelt sich bei diesem Bilde um die Bestimmung der Schwerpunktsachse der Querschnitte. Da ist nun direkt in den Vorschriften angegeben: die neutrale Faser des Querschnittes liegt auf $\frac{2}{5}$ der Höhe bei beiden Schiffen. Das ist im Prinzip völlig falsch. Man sollte doch einfach sagen: die neutrale Faser ist für jedes Schiff zu berechnen. Ich stehe auf dem Standpunkt, daß man das berechnen und nicht einfach kommandieren soll nach den Vorschriften: die Fasser liegt da und da! Sie wird natürlich bei dem einen Schiff anders liegen als bei einem andern.

Ich möchte das, was ich mit dem Vortrage erreichen wollte, dahin zusammenfassen, daß ich hoffe, nachgewiesen zu haben, daß der Stand unserer Schiffsausführung in Deutschland ein nach jeder Richtung hin befriedigender ist, daß aber die Vorschriften, die wir für diese Sache haben, nicht in allen Punkten der Entwicklung und auch nicht dem Stande der wissenschaftlichen Forschung und ihrer Ingenieure Rechnung tragen; daß dies gerade für Deutschland auf diesem Gebiet auch im Kampfe und im Widerstreit mit dem Auslande erreicht werden möchte, das ist das, was ich aus nationalen Gründen wünsche. (Lebhaftes Bravo und Händeklatschen.)

Seine Königliche Hoheit der Großherzog von Oldenburg:

Meine Herren! Wir sind Herrn Geheimrat Flamm sehr dankbar für seinen anregenden Vortrag, durch den er eine aufklärende und sachlich fördernde Diskussion hervorgerufen hat. Nur zu begrüßen ist es, wenn die bei uns gehaltenen Vorträge zu regem Meinungsaustausch Veranlassung geben. Möchte der Vortrag dahin wirken, daß in unserem deutschen Vaterlande mit demselben Eifer und Fleiß wie bisher weiter gearbeitet wird, damit wir auch fernerhin mit an der Spitze der schiffbauenden Nationen marschieren. (Lebhafter Beifall.)

Nachschrift des Herrn Geh. Reg. Rat Professor Flamm.

Bei Drucklegung der Diskussion erfahre ich, daß Herr Dr.-Ing. Foerster die Bilder und Berechnungen betreffend „Imperator“, die er in der mündlichen Verhandlung vorbrachte, von der Veröffentlichung im Jahrbuch zurückgezogen hat.

Ganz abgesehen davon, daß ich das Zurückziehen von in der Diskussion vorgebrachtem Material, welches damit der Öffentlichkeit bereits übergeben war und nicht nachträglich als geheim gestempelt werden kann, für unzulässig halte, bedauere ich es in diesem Falle ganz besonders, weil das von Herrn Dr.-Ing. Foerster vorgebrachte außerordentlich interessante Material die allerbeste Stützung meiner Behauptung war, daß die heutigen Schottkurven der Seeberufsgenossenschaft nicht genügen, um danach ohne weiteres die Schottenteilung eines modernen Schiffes festzulegen, daß man vielmehr trotz der Schottvorschriften genötigt ist, die Schottenteilung und die Stabilitätsverhältnisse rechnerisch nachzuprüfen, daß somit diese Schottvorschriften heute für die Praxis ein allerdings recht handliches Hilfsmittel für den Entwurf sind, Werft und Reederei sie aber nur als solches aufzufassen.

gez. Flamm.

XIX. Materialspannungen in den Längsverbänden stählerner Handelsschiffe.

Vorgetragen von Professor Otto Lienau - Danzig.

Die im Laufe der letzten Jahre für die Zwecke der Kriegsmarinen vorgenommenen Versuche und Berechnungen zur Ermittlung der in den Verbänden der Schiffe tatsächlich auftretenden Materialspannungen haben eine Reihe wertvoller Ergebnisse geliefert, welche auf dem gesamten Gebiete des Kriegsschiffbaues einerseits zur Erhöhung der Schiffsfestigkeit, andererseits zu Gewichtsersparnissen am Schiffskörper beigetragen haben. Die grundlegenden deutschen Versuche sind in den verdienstvollen Arbeiten des Marinebaumeisters Pietzker niedergelegt und bilden den Ausgangspunkt und die Grundlage meiner Betrachtungen.

Im Handelsschiffbau ist die Entwicklung in dieser Richtung wesentlich langsamer gegangen. Zu den gemachten Fortschritten zählen in erster Linie die langsam, aber stetig fortschreitenden Materialreduktionen in den Vorschriften der Klassifikationsgesellschaften, die mit einer immer mehr verbesserten Materialanordnung Hand in Hand gehen. An zweiter Stelle ist das Längsspantensystem des Engländer Is he r w o o d zu nennen, das allein von mancherlei ähnlichen Vorschlägen in größerem Umfange praktisch ausgeführt und erprobt worden ist, und drittens kann eine Reihe von Einzelverbesserungen erwähnt werden, welche ebenfalls auf eine Erhöhung der Schiffsfestigkeit oder eine Gewichtserspartnis ausgehen. Hierher gehören die neueren Vorschriften der British Corporation über das „open floor“-System; ferner die von der Norwegischen Klassifikationsgesellschaft Norske Veritas neuerdings genehmigte und mehrfach ausgeführte Bauart mit vergrößerter Spandistanz von 3', sowie einige englische Versuche mit neuen Systemen, wie das Ayre-Ballard-System, die Kantilever-Schiffe nach D i x o n und H a r r o w a y in ihrer verschiedensten Form, das System R o p n e r und andere.

Im großen ganzen haben sich bisher die deutschen Reedereien und Klassifikationsgesellschaften ziemlich zurückhaltend gegen Vorschläge verhalten, die von der gewöhnlichen Querspantenbauart abweichen, und angesichts der großen Ver-

antwortung, welche diese Gesellschaften gegenüber dem seefahrenden Publikum und dem verfrachtenden Kaufmann übernehmen, ist diese Zurückhaltung verständlich. Andererseits begrüßt der Reeder jeden Fortschritt, der ihm ohne größeres Risiko eine Erhöhung der Leistungsfähigkeit oder eine Verbilligung der Schiffe bringt. So ist es zu erklären, daß das Isherwood-System trotz mancher Nachteile auf Grund der beträchtlichen Gewichtersparnis am Schiffskörper im Frachtdampferbau heute eine Reihe von Anhängern gewonnen hat.

Es fehlt jedoch auch nicht an Fachleuten, welche die vielfach gerühmten Vorzüge dieses Systems bezweifeln.

Eine Feststellung der tatsächlichen Verhältnisse bei den verschiedenen Bauarten kann nur auf Grund eingehender Untersuchungen experimenteller und rechnerischer Art erfolgen, und bei der großen Vielseitigkeit der Probleme im Schiffbau und der Schwierigkeit, durch praktischen Versuch den verwickelten Vorgängen beizukommen, wird die Lösung dieser Frage noch umfangreiche Arbeiten erfordern. Die vorliegende Arbeit will den Versuch machen, zur Klärung der Frage nach dem tatsächlichen Wert der beiden im Handelsschiffbau sich jetzt gegenüberstehenden Systeme, der Querspanten- und der Längsspantenbauart, wenigstens auf einem beschränkten, wenn auch sehr wesentlichen Gebiet beizutragen, dem der Schiffsfestigkeit.

Der vorliegende Teil behandelt die in der Längsrichtung des Schiffes im Boden auftretenden Druckspannungen unter Nichtberücksichtigung der Schubspannungen. Ein zweiter, späterer Teil soll sich mit dem Einfluß der Schubspannungen auf die Schiffsfestigkeit an einigen besonders stark beanspruchten Bauteilen beschäftigen.

Den Ausgangspunkt der Untersuchungen bilden zwei Vergleichsschiffe (Fig. 1 und 2), von denen eins nach der Querspantenbauart, das andere nach der Längsspantenbauart Isherwood konstruiert ist. Letzteres ist ein in der Praxis ausgeführtes Schiff, G. L. 100 $\frac{A}{4}$ (E) als Shelterdecker gebaut, erstes, der genau gleich große Volldecker mit reduzierten Materialstärken, ebenfalls nach den Vorschriften des Germanischen Lloyd mit dem gleichen Tiefgang der Seeberufsgenossenschaft von 24' 3" = 7,391 m.

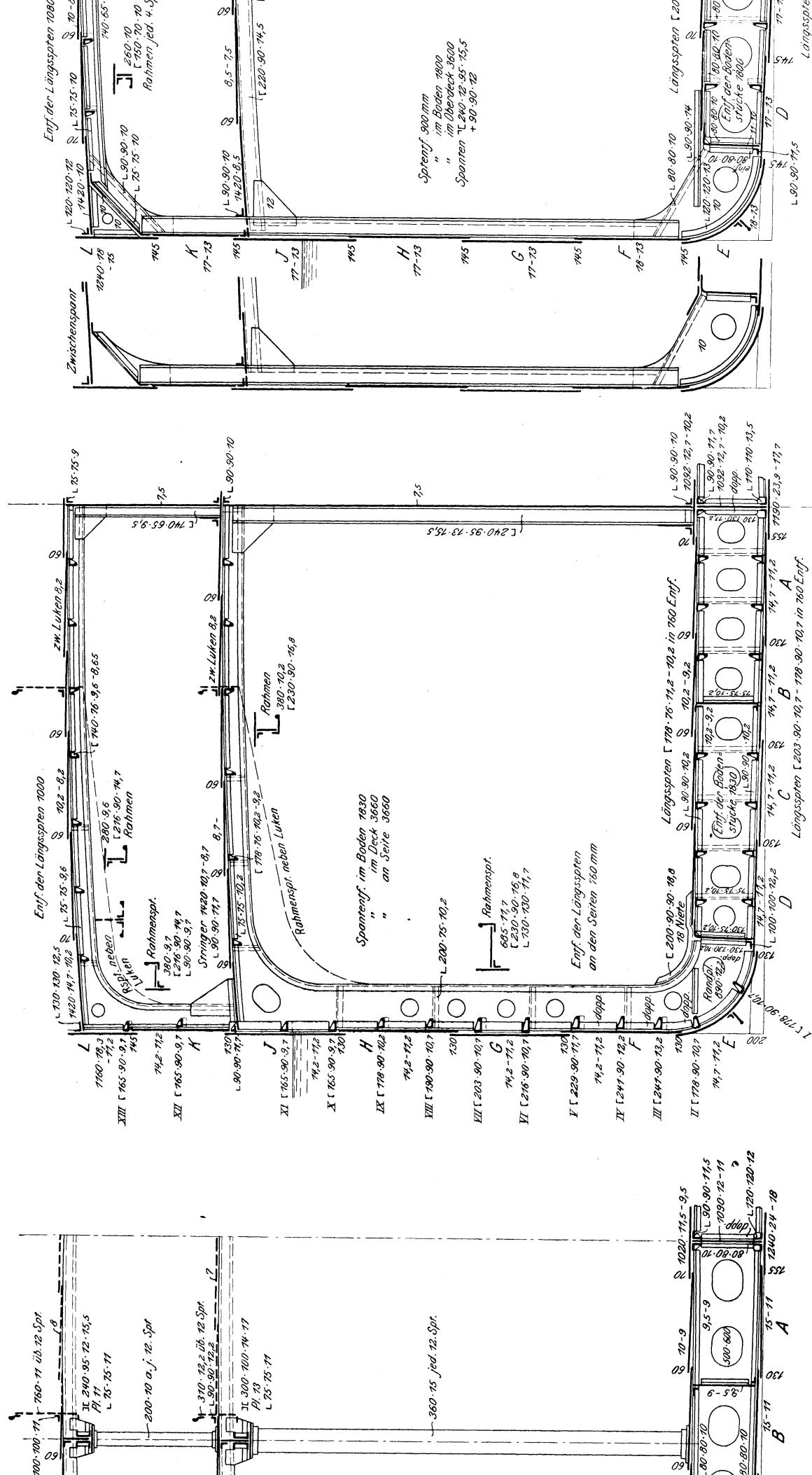
Mit diesen beiden Schiffen wurde eine dritte Bauart in Vergleich gesetzt, welche die Vorteile beider Systeme vereinigen, die Nachteile nach Möglichkeit vermeiden soll, ein kombiniertes System, dessen Bauart darin besteht, daß das oberste Deck und der Doppelboden auf Längsspanten, das Zwischendeck und die Seiten auf Querspanten gebaut sind, jedoch mit der Eigenart, daß die Entfernung

Hauptspantquerschnitte der 3 verschiedenen Bauarten für die Klasse: Germ. Lloyd 100 A mit Freibord.

Athenaeum 201

Längsspannungssystem (Isherwood).

Kombinierter



18

Längsschnitt und Oberdeck des Schiffes bei Längsspantenbauart (Isherwood).

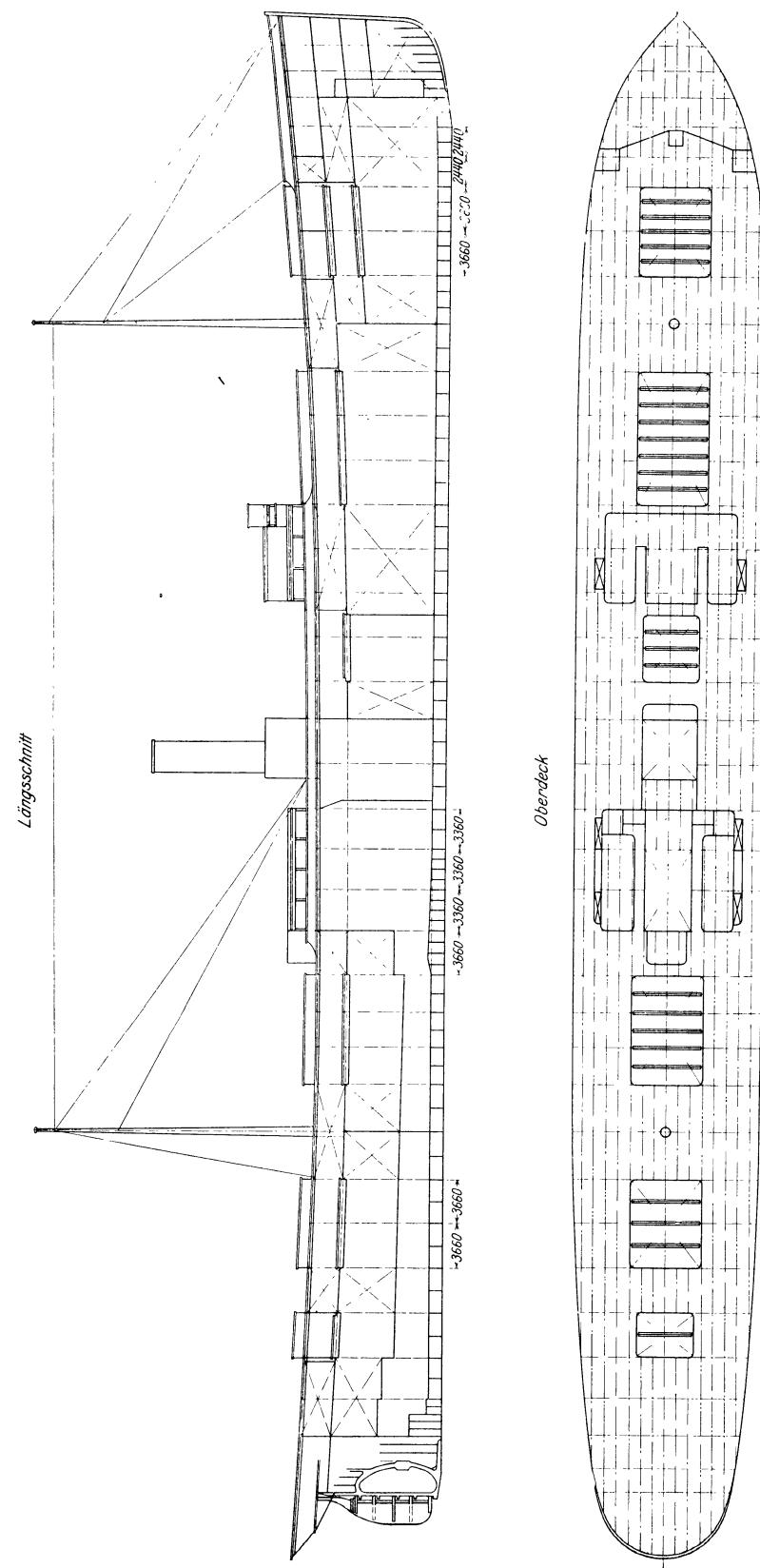


Fig. 2.

der Spanten von 700 bzw. 760 mm um etwa 30 % auf 900 mm vergrößert wurde; außerdem sind die Seitenstringer fortgelassen.

Die Abmessungen der drei Schiffe sind:

L. zw. Ppd. = 398' 4" = 121,41 m,
L. ü. St. = 399' 11½" = 121,90 m,
B. a. Spt. = 52' 6" = 16,00 m,
H. Oberdeck = 35' 0" = 10,67 m,
H. zweites Deck = 27' 0" = 8,22 m,
Tragfähigkeit etwa 7800 t,
Tiefgang mit Seeberufsgen.-Freibord = 24' 3" = 7,391 m,
Klasse G. Ll. 100 $\frac{A}{4}$ (E) mit Freibord.

Vor Betrachtung der Festigkeitsverhältnisse ist es vorteilhaft, sich kurz an die sonstigen wesentlichen Unterschiede der drei Bauarten zu erinnern.

Von Wichtigkeit für den Schiffseigner sind außer der Schiffsfestigkeit: die Tragfähigkeit, die Baukosten, der nutzbare Rauminhalt, sowie von sonstigen Betriebseigenschaften vor allem die Möglichkeit raschen Be- und Entladens, und der bequemen und billigen Reinigung des Schiffsinneren.

1. Für die Tragfähigkeit fällt der Vergleich zugunsten des Isherwood-Systems aus, wie die folgende Tabelle zeigt:

	Querspanten- system und komb. System mit weiten Spanten	Längsspanten- system	Kombiniertes System mit engen Spanten
Schiffskörper	3 270 t	3 080 t	3 160 t
Maschine und Kessel	500 t	500 t	500 t
Tragfähigkeit	7 610 t	7 800 t	7 720 t
Wasserverdrängung in Seewasser	11 380 t	11 380 t	11 380 t
Gewinn an Tragfähig- keit u. Materialer- sparnis	—	190 t	110 t
in % des Schiffskörpers	—	5,8 %	3,5 %

Das letztgenannte kombinierte System mit engen Spantentfernungen von etwa 700 mm ist hier mit aufgeführt, um zu zeigen, daß auch bei dieser Bauart, falls

es gewünscht wird, Gewichtersparnisse zu machen sind. Demgegenüber liegt der Vorteil der weiten Spantentfernung auf dem Gebiete der Baukosten.

2. Die Baukosten sind bei dieser Art des kombinierten Systems geringer als bei den beiden anderen, was auf die wesentlich verringerte Zahl der Bauteile und der Vernietungen zurückzuführen ist. Die beim Isherwood-System gemachte Ersparnis an Materialkosten gegenüber den Querspantensystem wird durch die höheren Montagekosten (Löhne + Generalunkosten) wieder wett gemacht.

Folgende Tabelle gibt hierüber Aufschluß:

	Baukosten.		
	Querspanten- system	Längsspanten- system	Kombiniertes System
Schiffskörper etwa	920 000 ₩	920 000 ₩	884 000 ₩
Hiervon Material	500 000 ₩	475 000 ₩	500 000 ₩
Löhne	270 000 ₩	286 000 ₩	247 000 ₩
Generalunkosten	150 000 ₩	159 000 ₩	137 000 ₩
Ersparnis	—	—	36 000 ₩
in % des Schiffskörpers	—	—	3,9 %

Für die Größe des durch die Baukosten bedingten Anlagekapitals ist also das kombinierte System das günstigste.

3. Bezüglich des nutzbaren Rauminhaltes in den Laderaumen der drei Schiffe zeigt ein Blick auf die Querschnitte (Fig. 1), daß hier die dem Fachmann bekannte schwächste Seite des Isherwoodsystems liegt. Besonders bei dem Verschiffen von Leichtgütern macht sich das Vorspringen der seitlichen Rahmenspanten in den Laderaum sehr unangenehm bemerkbar, und es geht ein beträchtlicher Teil nutzbaren Raumes verloren.

Die Beengung des Laderaumes beträgt an den seitlichen hohen Rahmenspanten fast $\frac{1}{2}$ m mehr (bei dem vorliegenden Schiffe 685 — 220 mm = 465 mm), an den Knieblechen der Decksträger, welche allmählich immer größere Abmessungen angenommen haben, annähernd 1 m mehr als beim Querspantensystem.

Außerdem macht die horizontale Lage der Spanten an den Schiffsseiten beim Isherwoodsystem ein Verlegen der nach unten führenden Rohrleitungen an der Innenseite der Spanten erforderlich, so daß dieselben in den Raum vorstehen und erst wieder durch kräftige Verschalungen gegen Beschädigungen gesichert werden müssen. Bei vertikal verlaufenden Querspanten können dagegen alle Rohrleitungen zwischen den Spanten außerhalb der Seitenwegerung liegen.

4. Auch das rasche Be- und Entladen der Schiffe wird beim Isherwoodsystem durch die vorspringenden Rahmen beeinträchtigt. Vor allem

aber ist das Reinigen des Schiffsräumes höchst schwierig und langwierig. Die breiten horizontalen Stege der Längsspanten bieten die Möglichkeit der Ansammlung von Ladungsresten, Schmutz und Feuchtigkeit; auch die großen Rahmen bilden am Doppelboden unangenehme Schmutzecken. Das gewöhnliche Querspantensystem mit Hochspanten ist mit seinen glatten Laderäumen wesentlich im Vorteil, in noch höherem Maße das kombinierte System, da bei diesem auch noch die beim Reinigen unbequemen Seitenstringer fortgefallen sind.

Es zeigt sich also, daß mit Ausnahme der Tragfähigkeit das Isherwoodsystem in den genannten wichtigen Punkten der Baukosten, der Nutzung des Innenraumes, des Ladebetriebes und der Reinigung des Schiffsinneren den beiden andern, vor allem dem kombinierten System, nachsteht.

Unter diesen Umständen ist die Frage nach den tatsächlichen Festigkeitsverhältnissen der drei Schiffe natürlich von besonderer Bedeutung, da sie entscheidend ist für die endgültige Bewertung des reinen Längsspantensystems.

Untersuchung der Festigkeitsverhältnisse.

Derjenige Teil des Schiffskörpers, in welchem sich die Spannungen in größtem Umfange häufen und welcher gleichzeitig der vitalste Teil des Rumpfes ist, ist der

Durchbiegung des Schiffes in der Längsrichtung bei der Lage auf dem Wellenberg.

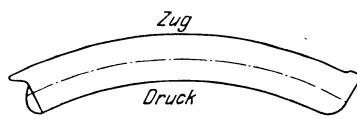


Fig. 3.

Boden. Auf diesen werden sich daher zuerst die Betrachtungen erstrecken. Als gefährliche Spannungen treten hier in erster Linie Druckspannungen in der Längsrichtung auf, welche sich, auf verschiedenen Ursachen beruhend, mehrfach übereinanderlagern. Diese Ursachen für längsschiffs auftretende Druckspannungen im Schiffsbody sind:

- I. Die aus der Differenz von Eigengewicht und Auftrieb entstehende Längsbiegung des Schiffskörpers (Fig. 3),
- II. die durch den Druck von Wasser oder Ladung hervorgerufene Verbiegung der Platten zwischen den verstifenden Verbänden (kleines Feld) (Fig. 4),
- III. die durch den Druck von Wasser oder Ladung hervorgerufene Verbiegung der Versteifungsprofile (Fig. 5),

IV. die durch den Druck von Wasser hervorgerufene Verbiegung ganzer Boden- und Wandflächen zwischen verstifenden Querwänden (großes Feld). (Fig. 6.)

Durchbiegung der Beplattung zwischen den Versteifungen infolge von Wasserdruck.

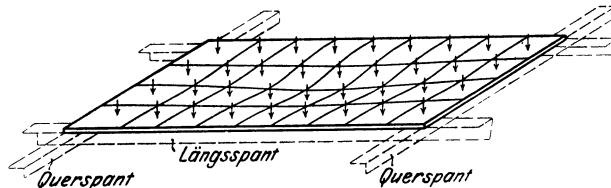


Fig. 4.

Durchbiegung der Längsspanntprofile zwischen den Versteifungen durch Wasserdruck.

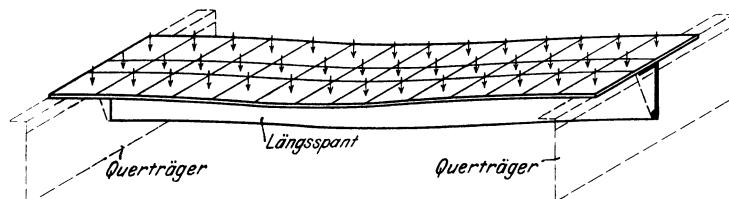


Fig. 5.

Durchbiegung des Schiffs Bodens zwischen den Querschotten infolge von Wasserdruck.

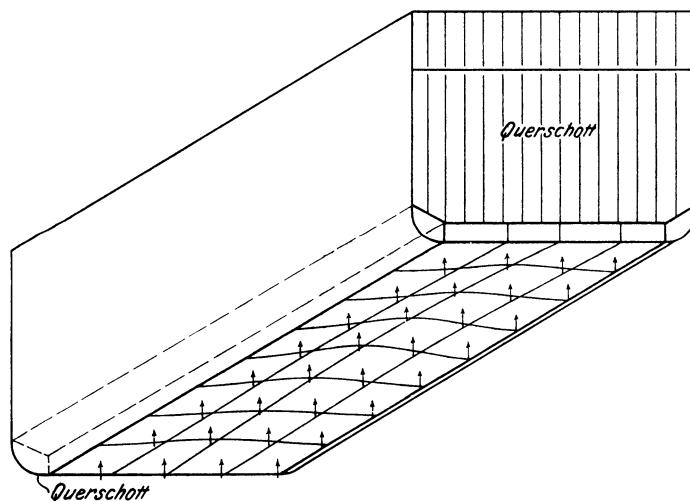


Fig. 6.

Diese verschiedenen Ursachen wurden bisher im Handelsschiffbau bei den üblichen Methoden der Festigkeitsrechnung meist nur teilweise berücksichtigt. Wo dies in Anlehnung an die heutigen Methoden im Kriegsschiffbau dennoch geschah, ist die Verteilung der Spannungen über den Querschnitt meist ziemlich

willkürlich als gleichmäßig oder auch als plötzlich springend angenommen worden. Dieser Punkt der Spannungsverteilung scheint aber von wesentlicher Bedeutung für die Gesamtfestigkeit des Schiffs Bodens zu sein; denn bei der Übereinanderlagerung der verschiedenen Spannungsgruppen kann sich das Gesamtresultat für einen Punkt wesentlich verändern, sobald nur eine geringe Verschiebung in der Verteilung der Einzelspannungen eintritt. Die Ungleichmäßigkeit in der Spannungsverteilung darf daher nicht vernachlässigt werden.

Eines der Hauptziele der vorliegenden Arbeit war es, diese Ungleichmäßigkeiten festzustellen und, soweit es möglich ist, eine etwa auftretende Gesetzmäßigkeit zu ermitteln.

Die genannten vier Arten von Druckspannungen wurden nun zunächst einzeln und unabhängig voneinander ermittelt und untersucht.

I. Druckspannungen, verursacht durch die Längsbiegung des Schiffes.

(Fig. 3 und 9.)

Als kritische Lage des Schiffes wurde die Lage auf dem Wellenberg angenommen, wobei das auftretende maximale Biegemoment in der Mitte des Schiffes mit $\frac{P \cdot L}{35}$ [38 100 mkg] als üblicher Mittelwert bei Frachtdampfern gewählt wurde.

Das Biegemoment im Wellental beträgt etwa $\frac{P \cdot L}{50}$ und verursacht im Boden Zugspannungen von mäßiger Größe. Bei der zur Ermittlung der Zug- und Druckspannungen erforderlichen Berechnung des Widerstandsmomentes der drei Schiffsquerschnitte war zunächst die Frage zu prüfen, ob die Anschauungen, die sich auf Grund der Pietzkerschen Versuche Bahn gebrochen haben, auch uneingeschränkt für den Handelsschiffbau Geltung haben können.

a) Für die Zugseite kann folgende Überlegung angestellt werden: Während bei den Berechnungen, welche im Kriegsschiffbau zugrunde gelegt werden, auf der Zugseite nur die Teile als tragend angesehen werden, welche an Längsversteifungen sitzen, und zwar mit einer Breite von $40-50 \times$ Plattendicke, kann für das gewöhnliche Handelsschiff mit engstehenden Querspannen stets der volle Querschnitt der durchlaufenden Längsbeplattung eingesetzt werden. Dies ist deshalb gerechtfertigt, weil die Beplattungen stärker und wesentlich enger abgesteift sind als bei den Kriegsschiffen. Ein Wegfedern zwischen den starken auf jedem Spant in 700 mm Entfernung stehenden Querdecksbalken wird nur in ganz geringem Maße möglich sein, so daß sich die Zugkräfte auch beim Querspantensystem ziemlich

gleichmäßig über die tragende Decksbreite verteilen. Beim Längsspantensystem kann ohne weiteres die Plattenbreite des ganzen Decks eingesetzt werden. Dagegen wurden die Längspanten selbst nur dort als zugfest mitgerechnet, wo sie durchlaufen, also am Oberdeck, jedoch nicht an den Schiffsseiten und am Zwischendeck, wo sie mit Knieblech und Winkeln nachgiebig an den Schotten befestigt sind. Das gleiche gilt für die schweren Unterzüge. Für Nietlöcher kommt der übliche Abzug von 13 % zur Anwendung.

b) Für die Drucksseite war es notwendig, die Grundlagen eingehend zu prüfen.

Die aus den Pietzkerschen Arbeiten gewonnenen Erfahrungen, daß am Längsspant die 40—50 fache Plantendicke der Gurtung als druckfest in die Rechnung einzusetzen ist, kann auch im Handelsschiffbau für die Längspantenbauarten als zutreffend gelten. Denn auch bei Handelsschiffen ist die Entfernung der Querträger zwischen den Längspanten so groß (1800 mm im Boden, 3600 an der Seite), daß der weiter ab liegende Teil der Platte nicht als knickfest zu betrachten ist. Das reine Querspantensystem würde jedoch bei dieser Rechnungsart mit seinen 2,2 m auseinanderstehenden Längsträgern im Doppelboden unverdient schlecht bewertet werden müssen. Es spricht auch eine einfache Überlegung gegen die Übertragung dieses Verfahrens:

Da die Querspanten einander sehr nahe stehen, so liegt die Knickgrenze für die nicht abgesteiften Plattenteile wesentlich höher als beim Längsspantensystem. Eine genaue Rechnung zeigt dies. Bei Anwendung der gewöhnlichen Eulerschen Formel für den beiderseits eingespannten Stab erhält man für $P_E = \frac{4\pi^2 \cdot E \cdot J}{l^2}$ die in der Tabelle angegebenen Werte. Die Grenze liegt beim Handelsschiff fast dreimal so hoch wie beim Kriegsschiff. Die Eulersche Formel gilt jedoch genau nur für den anfänglich geraden Stab; für den Fall einer anfänglichen Biegung des Stabes, wie er hier bei der durch Wasserdruck schon durchgebogenen Platte eintritt, wird es zweckmäßiger sein, die anfängliche Durchbiegung zu berücksichtigen, nach den Überlegungen, die Föppl in seiner Festigkeitslehre anstellt. Danach ist die Knickkraft

$$P_k = \frac{P_D + (\eta + 1) P_E}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{P_D + (\eta + 1) P_E}{2}\right)^2 - P_D \cdot P_E}$$

worin bedeuten:

P_k die Knickfestigkeit,

P_D die Druckfestigkeit (Proportionalitätsgrenze),

P_E die Knickfestigkeit nach der Eulerschen Formel,

$$\eta \text{ ist } = \frac{a \cdot F \cdot f_0}{J} \text{ worin ist:}$$

a = Abstand der äußersten Faser von der Schwerlinie,

F = Querschnitt des Stabes,

J = Trägheitsmoment des Stabes bezog. auf seine Schwerpunktsachse,

f_0 = anfängliche Durchbiegung (durch Wasserdruk).

Die folgende Tabelle zeigt die Festigkeitszahlen für die Eulersche, die obige Knickformel und für reinen Druck, und zwar für ein Kriegsschiff mit 1200 mm Spantentfernung und 16 mm Bodenplatten und für ein Handelsschiff mit 700 mm Spantentfernung und 15 mm Bodenplatten:

	P_E	P_k	P_{Druck}
Kriegsschiff . . .	1275 kg/cm ²	615 kg/cm ²	2000 kg/cm ²
Handelsschiff . . .	3300 , ,	1460 , ,	2000 , ,

Wahrscheinlicher Verlauf der durch Längsbiegung des Schiffes in den Bodenplatten entstehenden Druckspannungen bei einem Kriegsschiff.

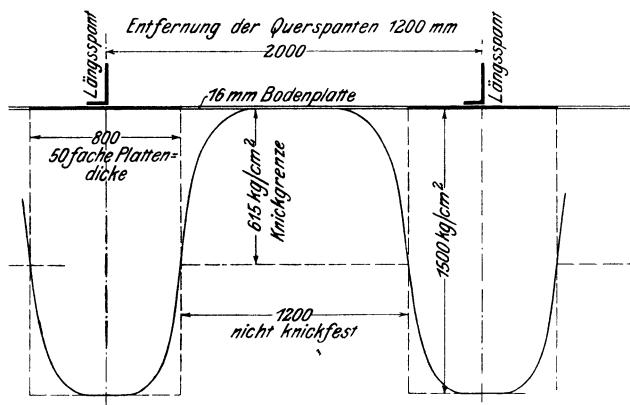


Fig. 7.

Aus den gefundenen Werten ist ersichtlich, wie hoch der Einfluß der durch den Wasserdruk veranlaßten anfänglichen Durchbiegung des Bleches auf die Knickfestigkeit ist. Das Bild verschiebt sich ganz wesentlich. Es erhellt, daß beim Handelsschiff erst bei so hohen spezifischen Drucken das Wegknicken der Platten, d. h. der Moment, wo die Fließgrenze überschritten wird, eintritt, wie sie kaum als reine Druckbeanspruchung (im allgemeinen höchstens 1500 kg/cm²) zugelassen werden, da die Fließgrenze des Schiffbaustahlmaterials bei etwa 2000 bis 2500 kg/cm² liegt.

In graphischer Darstellung ist der Unterschied noch einleuchtender. Fig. 7 stellt in den gestrichelten Linien die für das Kriegsschiff gefundenen Werte dar. An den Versteifungen wurde eine Druckkraft von 1500 kg/cm^2 (die zulässige Druckbeanspruchung) angenommen. Diese gestrichelten Linien mit ihrem sprungartig absetzenden Verlauf werden jedoch der Wirklichkeit nicht entsprechen; das Knicken wird nicht plötzlich außerhalb der 40—50 fachen Plattendicke neben der Versteifung eintreten, sondern zuerst wird die Mitte zwischen zwei Versteifungen nachgeben und erst allmählich folgen die benachbarten Teile. Die Druckkräfte werden sich daher nicht in rechteckiger Form verteilen, sondern in Kurvenform, wie die Figur zeigt. Von den Versteifungen beginnend, wo völlige Knicksicherheit herrscht, nimmt durch seitliches Wegfedern die Fähigkeit des Bleches allmählich

Wahrscheinlicher Verlauf der durch Längsbiegung des Schiffes in den Bodenplatten entstehenden Druckspannungen bei einem Handelsschiff.

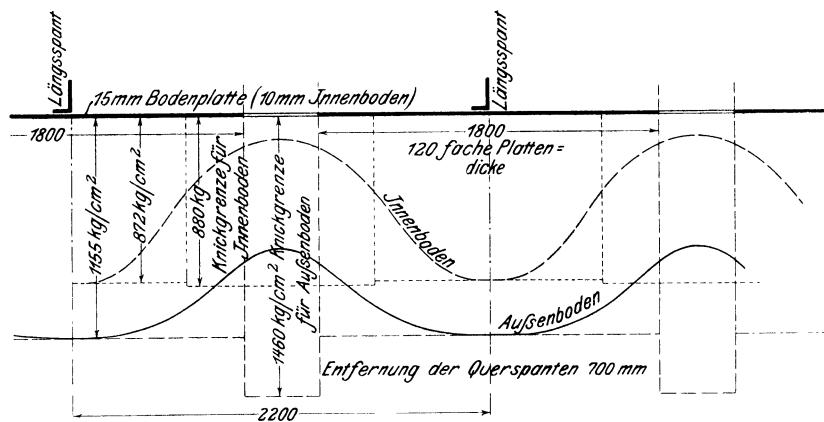


Fig. 8.

ab, Druckkräfte aufzunehmen, und wird dort gleich 0, wo der Einfluß der Versteifung aufhört und die Knickgrenze überschritten wird. Bei einer höchstzulässigen Druckkraft von 1500 kg/cm^2 wird daher beim Kriegsschiffs-Längspannungssystem der mittlere Teil längst weggefedor sein (bei 615 kg/cm^2); beim Querspannungssystem des Handelsschiffes liegen die Verhältnisse wesentlich anders. Als Druckkraft wurde die weiter hinten errechnete von 1155 kg/cm^2 zugrunde gelegt. Ein Knicken an den zwischen den Versteifungen liegenden Platten teilen ist hierbei nun noch nicht eingetreten, es würde erst bei 1460 kg/cm^2 beginnen (Fig. 8). Mit einer gewissen Nachgiebigkeit der Platten in der freien Mitte zwischen den Versteifungen ist jedoch auch hier zu rechnen, weil die Plattenmitten durch den Wasserdruck schon weggebogen sind. In der Nähe der Versteifungen werden daher auch beim Querspannungssystem höhere Druckkräfte

aufgenommen werden können als zwischen denselben. Der Einfluß der Versteifungen ist aber, da die Knickgrenze so viel höher ist, auch als wesentlich weiterreichend zu betrachten.

Um auf der sicheren Seite zu gehen, wurde die als knickfest anzusehende Plattenbreite im Verhältnis der Knickkräfte breiter angenommen als beim Längsspantensystem, also wie $615:1460 = 1:2,4 = 120$ fache Plattenbreite. Die Verteilung der Druckkräfte bei 1155 kg/cm^2 wird daher etwa Fig. 8 entsprechen. Die Gesamtdruckkräfte der von der Kurve umschlossenen Fläche müssen natürlich gleich den durch die Rechtecke umfaßten sein. Für beide Flächen muß $\int \sigma d f$ gleich sein.

Für den Innenboden ergibt sich ebenfalls unter Annahme einer 120 fachen Plattendicke als tragende Breite die Verteilung der Spannungen nach der gestrichelten Kurve.

Unter diesen Voraussetzungen ergibt nun die Berechnung der Trägheits- und Widerstandsmomente sowie der Spannungen in der obersten und untersten Faser der dargestellten Schiffe folgendes Bild:

Querspantensystem	Isherwoodsystem	Kombiniertes System
$J = 744\,890\,000 \text{ cm}^4$	$897\,400\,000 \text{ cm}^4$	$942\,056\,000 \text{ cm}^4$
$W_u = 1\,650\,000 \text{ cm}^3$	$2\,300\,000 \text{ cm}^3$	$2\,365\,000 \text{ cm}^3$
$W_o = 1\,169\,000 \text{ cm}^3$	$1\,280\,000 \text{ cm}^3$	$1\,354\,000 \text{ cm}^3$
Neutrale Faser: = 451,5 cm	390,2 cm	398,0 cm über U. K. Kiel.
σ_u (Druck) = 1155 kg/cm^2	828 kg/cm^2 (-29%)	806 kg/cm^2 (-30%)
σ_o (Zug) = 1638 , ,	1489 , , (-9%)	1406 , , (-14%)

Die Verteilung der Zug- und Druckspannungen über den Schiffsquerschnitt ist für alle drei Systeme in Fig. 9 dargestellt.

Auf Grund der oben dargestellten elastischen Beschaffenheit der Beplattungen zwischen den versteifenden Längsverbänden verlaufen die Druckspannungen wesentlich anders, als bei der üblichen Betrachtungsweise. Die Kurven haben einen wellenförmigen Verlauf, bei dem die Maxima an den Längsversteifungen auftreten. Nur bei den Längsspantensystemen ist der Verlauf dort geradlinig, wo eine Knickgefahr zwischen den Längspantensystemen nicht vorhanden ist.

II. Druckspannungen, verursacht durch die von Wasser- oder Ladungsdruck hervorgerufenen Verbiegungen der Platten zwischen den versteifenden Verbänden.

(Fig. 4 und 16.)

Die Beanspruchung dünner, an den Kanten eingespannter Platten durch Wasserdruck ist bisher noch nicht völlig einwandfrei festgestellt worden. Auch

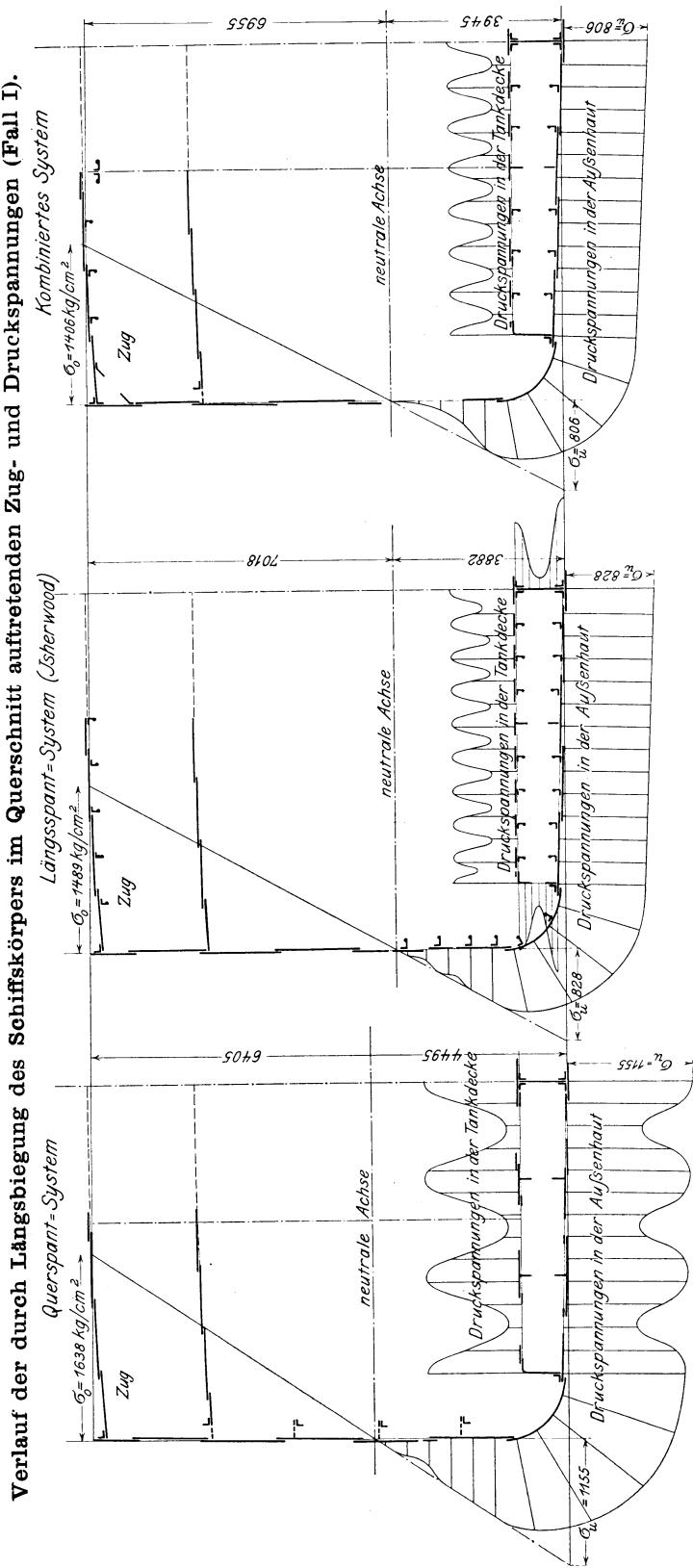


Fig. 9.

die Versuche des Reichsmarineamts, durch welche die Frage der Spannungsverteilung eine wesentliche Klärung erfahren hat, geben, soweit sie veröffentlicht sind, für die rechteckige Platte noch nicht ein in jeder Beziehung klares und einwandfreies Bild. Die Resultate kommen allerdings anscheinend der Wirklichkeit schon bedeutend näher als die im Jahre 1908 von Bach vorgenommenen Versuche mit rechteckigen Platten, bei denen die Kanteneinspannung nicht vollkommen war. Dagegen zeigten Bachs Versuche mit quadratischen Platten bei geringem Druck unter 1 Atm. eine so große Übereinstimmung mit den Versuchen des Reichs-

Verlauf der Biegemomente an eingespannten quadratischen Platten (nach Bach und Pietzker).

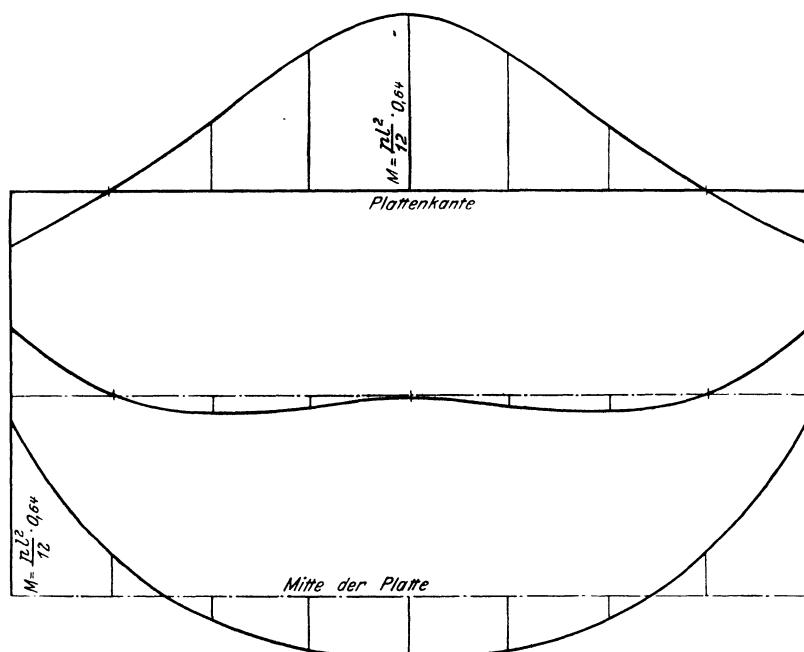


Fig. 10.

marineamts, daß hierfür die Sachlage ziemlich geklärt zu sein scheint. Die Spannungsverteilung ist dann bei quadratischen Platten etwa so anzunehmen, wie sie Fig. 10 und das Modell Fig. 11 darstellen, welches in Anlehnung an die Pietzkerschen und Bachschen Versuche entworfen wurde.

Für die rechteckigen Platten sind nur die in der Mitte der Kanten auftretenden Spannungen durch Versuche des Reichsmarineamts ziemlich genau ermittelt. Der weitere Verlauf der Kurve ist jedoch bisher noch nicht einwandfrei bekannt. Er wird sich indessen, wenigstens an der Längsseite, den Bachschen Versuchen nähern und auch in der Form dem Verlauf bei der quadratischen Platte ähnlich

sein. Der wahrscheinliche Verlauf an den Kanten wird daher der Fig. 12 nahekommen, wo derselbe für ein Seitenverhältnis 1:1, 1:2 und 1:3 dargestellt ist.

Räumliche Darstellung der in Fig. 10 aufgezeichneten Biegemomente an eingespannten quadratischen Platten.

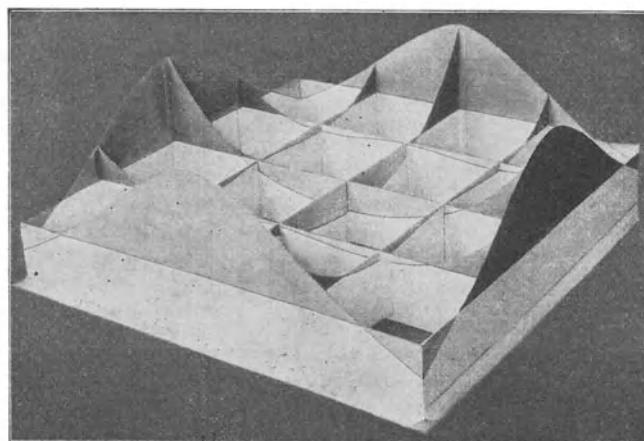


Fig. 11.

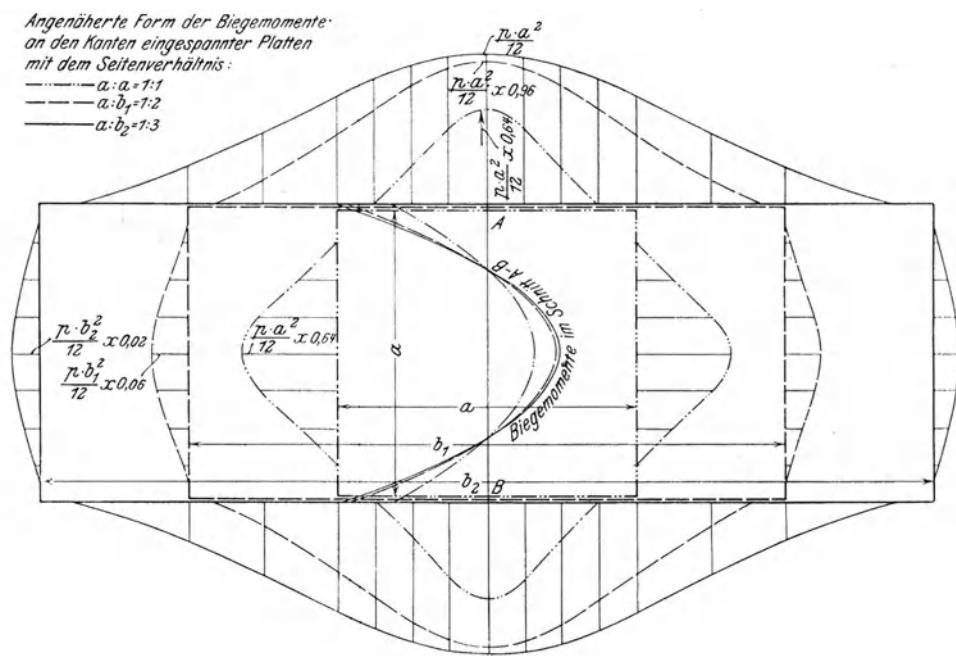


Fig. 12.

Bei einigen von mir angestellten Versuchen mit elastischen Platten aus Gelatine war der allgemeine Verlauf ähnlich, doch litten auch diese ersten Versuche zunächst noch unter der großen Schwierigkeit, die elastische Masse an den Kanten voll-

kommen einzuspannen, ohne durch den Einspannungsdruck unangenehme Quetschungen des Materials hervorzurufen.

Inzwischen habe ich weitere genauere Versuche angestellt, die ich hier noch kurz erwähnen möchte: Aus der genannten gelatineartigen Masse wurde eine größere Platte von 60×90 cm Größe und 6 mm Dicke gegossen; die Zusammensetzung des Gemisches, welches aus Gelatine, Glyzerin und Schlemmkreide besteht, verdanke ich dem liebenswürdigen Entgegenkommen des Herrn Direktor Meldahl, der bekanntlich bereits im Jahre 1904 diese Masse mit großem Erfolge für seine Versuche benutzt. Bei der genannten Platte konnte nun die Einspannung an den Kanten dadurch wesentlich vervollkommen werden, daß die Platte auf ein Auflagergerüst gelegt wurde, welches ein größeres Mittelfeld von 30×60 cm Größe besaß, an das sich auf allen Seiten noch kleinere Felder von 15 cm Breite anschlossen; die Außenfelder waren dann an ihren äußeren Kanten noch eingespannt; um nun an den Auflagerkanten des mittleren Plattenteiles ein möglichst genaues horizontales Einlaufen der elastischen Linien zu erreichen, wurden die äußeren Felder nach Bedarf so lange mit Sand belastet, bis die Tangente an die elastische Linie am Auflager horizontal lag. Als Belastung für den mittleren Teil reichte das Eigengewicht der ziemlich schweren Gelatinemasse aus.

Auf diese Weise wurden für das mittlere Feld Einspannungsverhältnisse erzielt, die den tatsächlichen Verhältnissen im Schiffbau sehr nahe kamen.

Um die auftretenden Dehnungen messen zu können, war die Platte vor dem Auflegen mit einem Liniennetz versehen, dessen Linienabstand 20 mm betrug. Bei einer solchen Meßlänge konnten die Dehnungen mittels Mikrometer-schraube und Vergrößerungsglas genügend genau gemessen werden.

Auf Fig. 13 sind die gemessenen Strecken durch drei Striche kenntlich gemacht. Die Dehnungen sind dann in den einzelnen Meßpunkten aufgetragen.

Der Verlauf der Dehnungen an den Kanten der Platten ist also im wesentlichen ähnlich dem bei der quadratischen Platte nach Bach und stimmt auch mit den Pietzkerschen Resultaten annähernd überein. Die größte Spannung liegt stets in der Mitte der Kante; die Ecken sind ziemlich spannungslos; der Verlauf der Dehnungskurve ist parabelartig, doch weisen die aus dem vorliegenden Versuch gefundenen Meßpunkte in der Mitte der Auflagerkante eine leichte aber deutliche Abweichung auf; es ist dort eine flache Stelle vorhanden, aus der hervorzugehen scheint, daß die Einspannung an diesen Stellen doch nicht so ganz vollkommen gewesen ist und daß das Material etwas nachgegeben hat. Vielleicht ist der Grund für dieses Nachgeben darin zu suchen, daß infolge der an diesen Stellen auftretenden

hohen Zugspannungen ein Zusammendrücken der auf dem Auflagergerüst liegenden Gelatinemasse eintrat und naturgemäß ein Sinken der Dehnungen nach sich zog. Bei Eisenmaterial kann natürlich ein solches Nachgeben nicht auftreten.

Um die elastischen Formänderungen der Platte recht deutlich kenntlich zu machen, wurde die Platte schräg gegen das Licht so photographiert, daß die in Fig. 14 und 15 sichtbaren Schattenbildungen auftraten. Sie folgen dem Verlauf der Durchbiegung und geben ein Bild von derselben. Da stets in der Durchbiegung

Verlauf der Dehnungen an den Kanten einer rechteckigen, eingespannten Platte vom Seitenverhältnis 1 : 2.

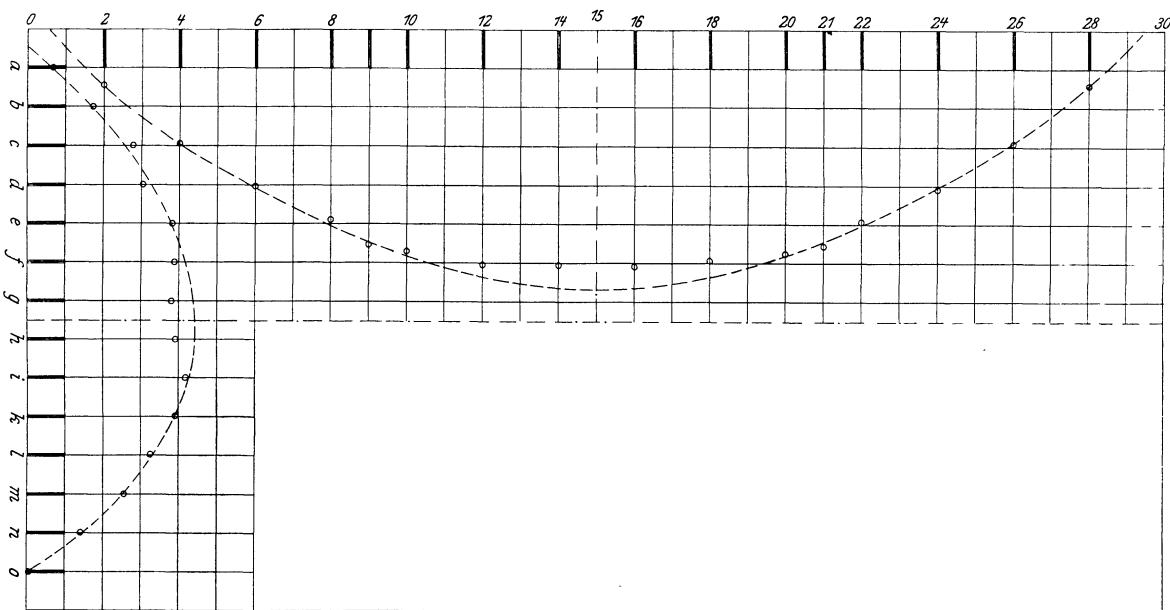


Fig. 13.

das Maß für das auftretende Biegemoment enthalten ist, entsprechend der bekannten Tatsache, daß die Gleichung der elastischen Linie das Biegemoment enthält $\frac{d^2 y}{dx^2} = -\frac{M}{E \cdot J}$, so läßt sich in dem vorliegenden Falle, wo E und J konstante Größen sind, auch auf einen sehr ähnlichen Verlauf des Biegemomentes an den Auflagerkanten und damit auch der Spannungen schließen. Die Schattengestalt zeigt eine gute Übereinstimmung mit dem Verlauf der gemessenen Dehnungen. In Fig. 15, an der kurzen Seite, tritt der Verlauf nicht so deutlich hervor und wurde daher eingezeichnet.

Während also die allgemeine Form der Biegemomente an den Kanten mit den Ergebnissen des Reichsmarineamtes ziemlich gut übereinstimmt, zeigt sich

eine wesentliche Abweichung in der Größe der Spannungen an der kurzen Seite der Platte. Die Pietzkersche Tabelle gibt das maximale Biegemoment mit

Verlauf der Schattenbildung an der langen Kante der eingespannten Platte.

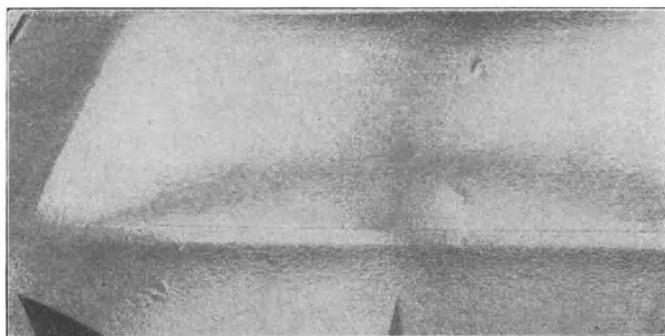


Fig. 14.

$\frac{p l^2}{12} \cdot 0,06$ an, während es nach den Messungen an der vorliegenden Platte $\frac{p l^2}{12} \cdot 0,15$

beträgt, also um etwa das $2\frac{1}{2}$ fache größer ist. Auch die Bachschen Versuche von 1908, die leider nicht vollkommene Einspannung an allen Punkten zeigen,

Verlauf der Schattenbildung an der kurzen Kante der eingespannten Platte.

haben trotz dieser unvollkommenen Einspannung ähnliche hohe Werte; der genaueste Versuch ergab ein maximales Biegemoment an der kurzen Seite von $\frac{p l^2}{12} \cdot 0,147$, ein Wert, der sehr nahe an dem von mir gefundenen liegt. Eine so starke Abnahme des Biegemomentes, wie sie die Versuche der Marine zeigen, liegt zwar nicht völlig außerhalb der Möglichkeit, doch erscheint sie mir außerordentlich hoch. Es wäre daher überaus erwünscht, wenn zur endgültigen Klärung dieser auch für den Handelsschiffbau so wichtigen Frage weitere, eingehende Versuche mit Eisenplatten vorgenommen würden.

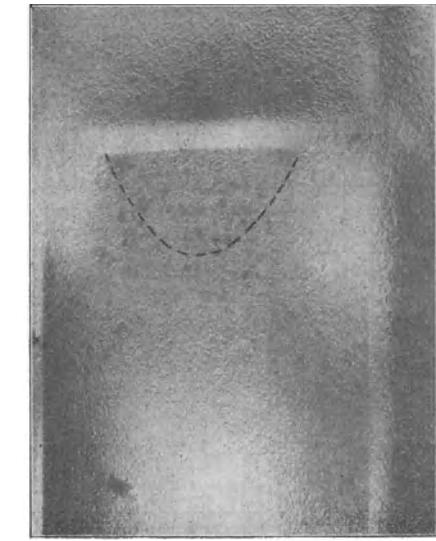


Fig. 15.

Für die in meinem Vortrage aufgestellten Spannungskurven wurden die niedrigen Werte der genannten Pietzkerschen Tabelle zugrunde gelegt, da sie mir die bisher genauesten Resultate für eiserne Platten zu geben scheinen.

In den Schiffsquerschnitten ergeben sich dann längschiffs die in Fig. 16 aufgetragenen Druckspannungen, wobei der spezifische Druck auf den Außenboden mit 1 kg/cm², derjenige auf den Innenboden mit 0,5 kg/cm² angesetzt wurde (Lage auf dem Wellenberg). Bei Berechnung dieser Druckkurven wurde die bekannte Voraussetzung gemacht, daß querschiffs auftretende Zugspannungen in der Längsrichtung Kontraktionen zur Folge haben, welchen eine Druckspannung von $\frac{\sigma_z}{m} = \frac{\sigma_z}{3,3} = \sigma_d$ entspricht. Diese Kontraktion wurde als Druckkraft aufgetragen. Sie zeigt nur bei den beiden Längsspantensystemen merkliche Werte, wie aus den Spitzen der Kurven in der Mitte der Plattenkanten deutlich hervorgeht. Beim Querspantensystem sind die Werte sehr klein und in die Zeichnung nicht mit eingetragen, jedoch bei den Berechnungen berücksichtigt. Wie die Fig. 16 zeigt, treten die größten Beträge dieser Druckspannungen direkt an den Auflagestellen am Bodenstück und in der Mitte zwischen den Bodenstücken im freien Blech auf. Sie sind beim Querspantensystem mit 1088 und 1360 kg/cm² wesentlich höher als bei den beiden Längsspantensystemen, wo sie 300—400 kg/cm² betragen.

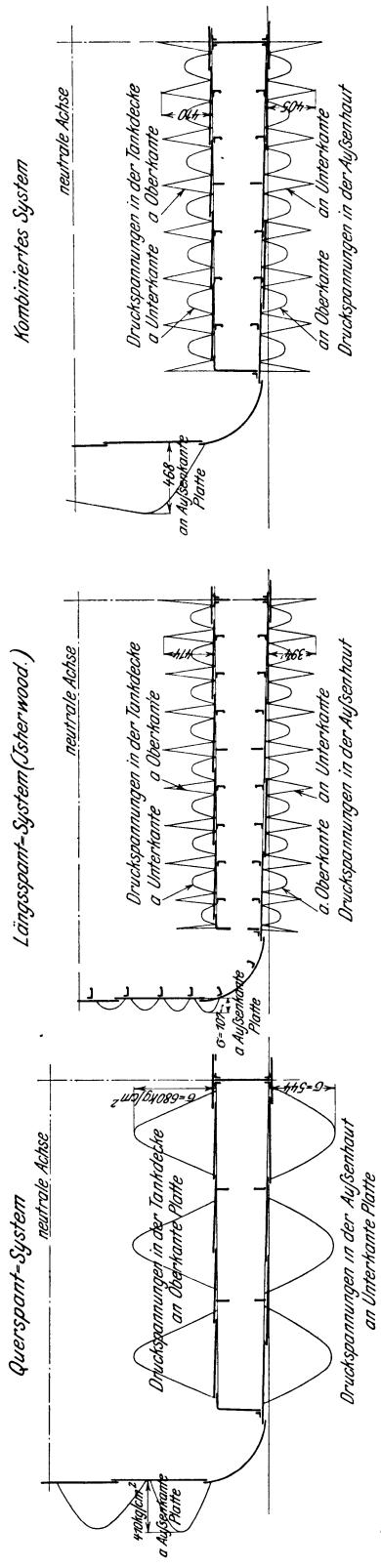
III. Druckspannungen, verursacht durch Verbiegen der Versteifungsprofile infolge von Wasser oder Ladungsdruck. (Fig. 5 und 17.)

Die durch diese Kräfte verursachten Spannungen sind nicht so beträchtlich wie die bisher betrachteten. Von Einfluß auf die Gesamtdruckspannungen sind nur die an den Längspantprofilen des Außen- und Innenbodens der beiden Längsspantensysteme auftretenden Druckspannungen. Da die Profile an den Auflagestellen an den Bodenstücken als eingespannt zu betrachten sind so treten die größten Druckspannungen im Blech in der Mitte zwischen diesen Auflagern auf. Bei Ermittlung des Widerstandsmomentes wurde nach dem Vorbilde früherer Versuche von dem am Profil angenieteten Plattenmaterial die dreifache Breite des Profilflansches als mittragend angesehen.

Der Wasserdruck wurde wieder mit 1 Atm., der Ladungsdruck mit 0,5 Atm. angesetzt. Die Figur zeigt den Spannungsverlauf. In gleicher Weise, wie bei der Verteilung der Druckspannungen im Unterschiff nach I ist auch hier der Verlauf der Spannungen im Blech nicht als gerade Linie, sondern als Kurve anzunehmen, da die Spannungsabnahme mit zunehmender Entfernung vom Profil nicht plötzlich erfolgen kann, sondern allmählich, entsprechend dem elastischen Durchfedern des Bleches an den nicht abgesteiften Teilen.

Verlauf der durch Wasser- oder Ladungsdruck in den Platten hervorgerufenen Druckspannungen (Fall III, kleines Feld).

In der Mitte der Platten zwischen den Bodenstücken.



An der Auflagerkante der Platten am Bodenstück.

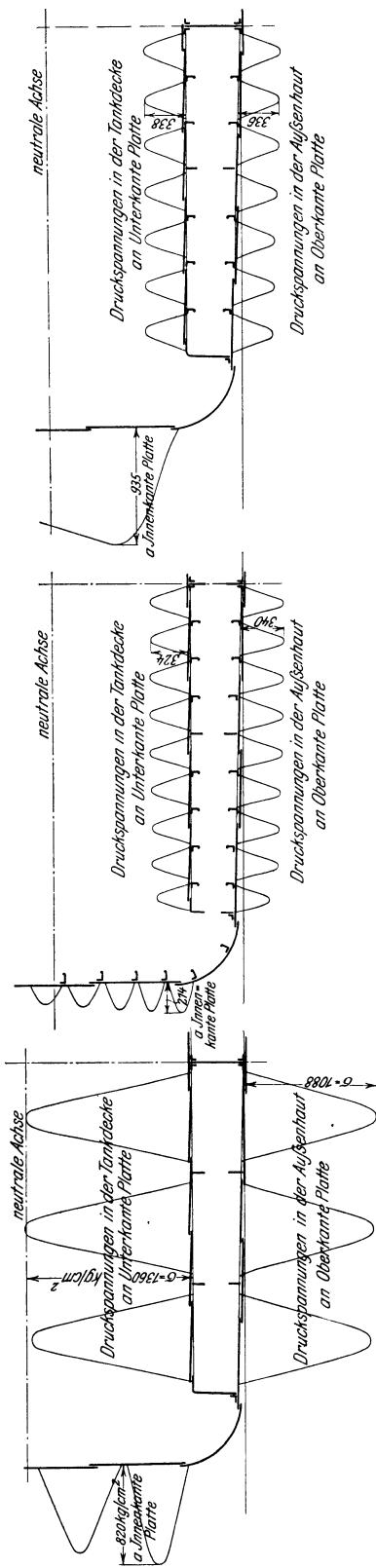


Fig. 16.

IV. Druckspannungen, verursacht durch Verbiegen ganzer Boden- oder Wandflächen zwischen verstifenden Querwänden infolge von Wasserdruck.

(Fig. 6 und 19)

Der von unten auf das Schiff wirkende Wasserdruck sucht den Schiffsbody zwischen den als Auflager dienenden Begrenzungsflächen (Querschotte und seitliche Außenhaut) nach innen durchzubiegen und ruft Biegungsspannungen in dem so begrenzten Felde des Doppelbodens hervor.

Die Länge eines solchen Feldes zwischen den Querschotten beträgt bei gewöhnlichen Frachtdampfern etwa 22 m, die Breite ist gleich der Schiffsbreite

Verlauf der infolge Durchbiegens der Längsspantprofile in den Beplattungen entstehenden Druckspannungen (Fall III).

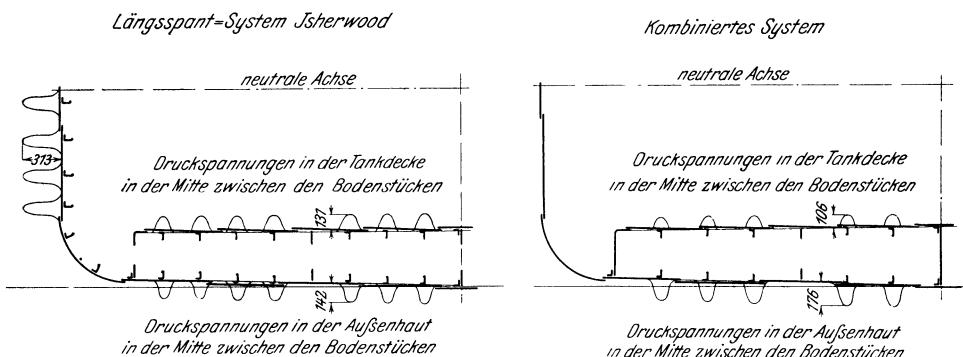


Fig. 17.

= 16 m, der Wasserdruck kann mit 1 kg/cm², wie früher, angesetzt werden, der Innendruck der Ladung im Raum sowie der auf dem Zwischen- und Oberdeck ruhenden Ladung und eiserner Aufbauten, deren Gewicht durch die in etwa 8 m Entfernung stehenden Deckstützen auf den Schiffsbody übertragen werden, wird mit etwa 0,7 kg/cm² in Rechnung gesetzt werden dürfen, so daß der Überdruck von unten im Mittel 0,3 kg/cm² beträgt.

Die ganze Bodenkonstruktion kann als Platte von der Dicke der Doppelbodenhöhe aufgefaßt werden, wobei zu berücksichtigen ist, daß dieselbe an den Querschotten als eingespannt, an den Schiffsseiten als angenähert frei aufliegend anzusehen ist, und daß die Festigkeit der Platte querschiffs und längsschiffs verschieden ist. Da für derartige halbeingespannte Plattenkonstruktionen die Größe der an den Kanten auftretenden Biegemomente durch Versuche noch nicht festgestellt ist, so mußte eine Annäherung an vorhandene Resultate gesucht werden. Folgende Überlegung dürfte zum Ziele führen:

Die rechteckige Platte mit frei aufliegenden Kanten an zwei Seiten wird in eine solche mit überall eingespannten Kanten übergeführt, welche im mittleren Teile die gleichen Durchbiegungen aufweist. Die Durchbiegungen in der Mitte betragen bei gleichmäßiger Belastung

für frei aufliegende Träger: $f = \frac{p \cdot l^4 \cdot 5}{E \cdot J \cdot 384}$

und für eingespannte Träger: $f = \frac{P \cdot l^4}{E \cdot J_1 \cdot 384}$

Für den mittleren Teil stimmen die elastischen Linien annähernd überein (siehe Fig. 18). Die Durchbiegungen sind abhängig von l^4 und J .

Um daher bei gleichem J , d. h. gleicher Bauart der Träger, die gleiche Durchbiegung zu erhalten, müssen sich die Längen verhalten wie $\sqrt[4]{1} : \sqrt[4]{5}$. Sind auch die

Elastische Durchbiegung eines eingespannten und eines frei aufliegenden Trägers.

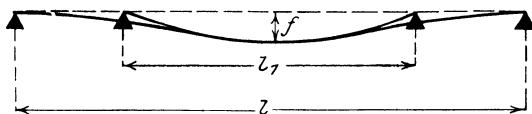


Fig. 18.

Trägheitsmomente, wie im vorliegenden Falle, verschieden, so können gleiche Durchbiegungen nur erhalten werden, wenn sich die Längen umgekehrt verhalten wie die Trägheitsmomente. Setzt man nun die Durchbiegungen gleich, so folgt aus obigen Gleichungen für die reduzierte Länge l , wenn $l_1 = 16 \text{ m}$ (Schiffsbreite) ist:

$$l^4 = \frac{l_1^4 \cdot 5 J_2}{J_1} \quad \text{und} \quad l = \sqrt[4]{\frac{l_1^4 \cdot 5 J_2}{J_1}}$$

Die Werte von J_1 dem Trägheitsmoment in der Querrichtung und

für das Querspantensystem auf 11 m Trägerbreite $J_1 = 8\,200\,000$ $J_2 = 2\,401\,000$

„ „ Längsspannungssystem „ 9 m „ $J_1 = 2\,000\,000$ $J_2 = 6\,677\,000$

„ „ Kombinierte System „ 8,4 m „ $J_1 = 2\,510\,000$ $J_2 = 6\,388\,000$

Diese Werte eingesetzt, ergeben für die reduzierte Länge:

beim Querspantensystem $l = 17,6$ m

„Längsspannungssystem l = 32,4 m

„Kombinierten System 1 = 30.2 m.

d. h. die Breite des Schiffes müßte auf diese Werte 1 vergrößert und die Bodenwrrangen an den Enden eingespannt sein, damit man die gleichen Durchbiegungen

Verlauf der infolge Durchbiegens der ganzen Bodenfläche zwischen den Querschotten in den Beplattungen auftretenden Druckspannungen (Fall IV, großes Feld), untere Figur für die Mitte zwischen 2 Schotten, obere Figur direkt unter dem Schott.

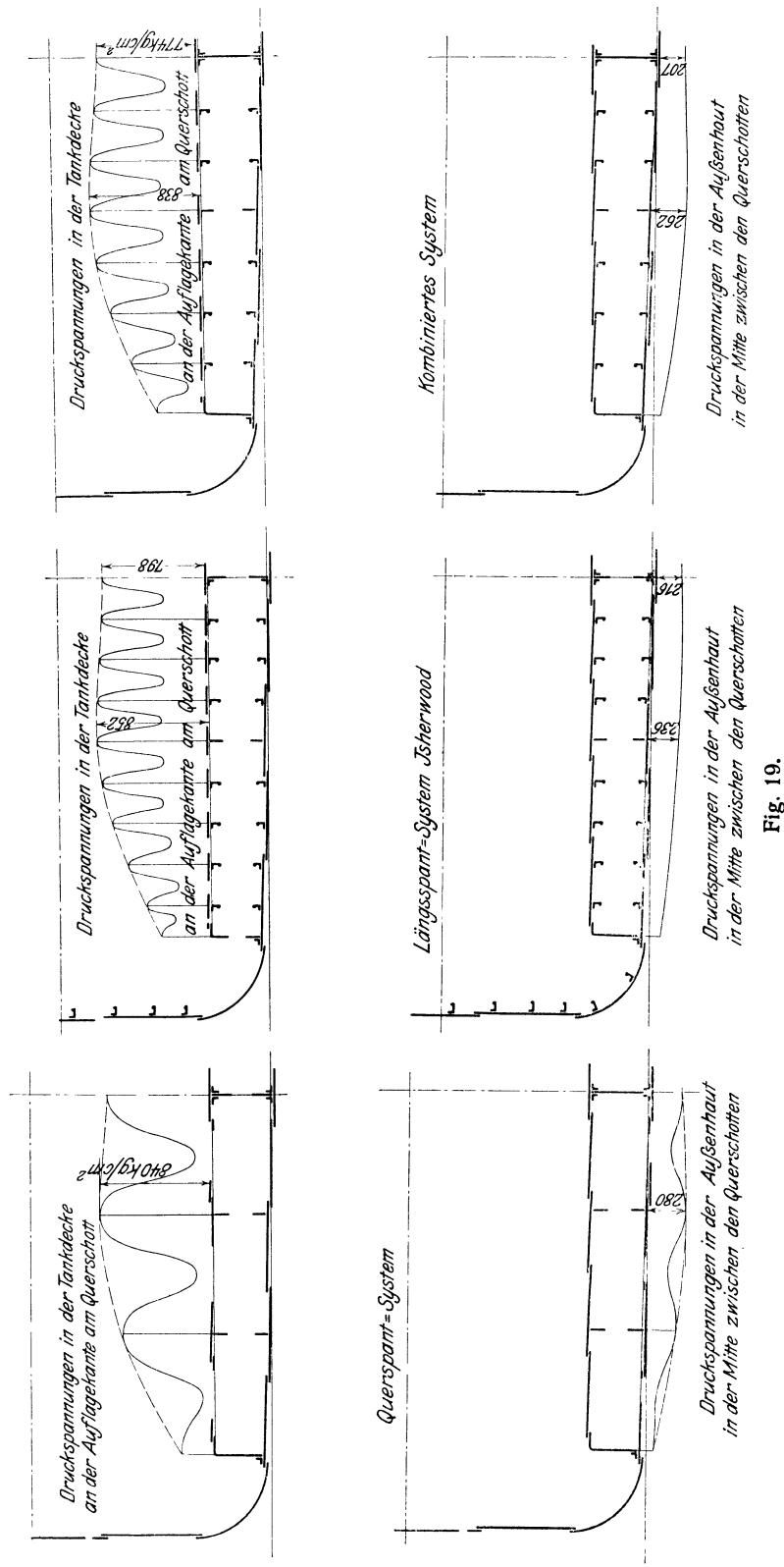


Fig. 19.

in der Mitte der Bodenstücke erhielte, wie bei der tatsächlichen Ausführung der drei Systeme.

Bei Annahme dieser Schiffsbreiten ist dann das Feld der Bodenkonstruktion als allseitig eingespannt zu betrachten und dürfen für die an den Kanten auftretenden Biegemomente die von Pietzker gefundenen Werte benutzt werden. Das Seitenverhältnis dieser eingespannten großen Platte ist dann $1,25 : 1$; $1 : 1,47$ und $1 : 1,37$ für die 3 Systeme.

Der Verlauf der Biegemomente an den Kanten und in der Mitte wird wenigstens im mittleren Teile ähnlich sein wie bei den eingespannten quadratischen und rechteckigen Platten. Bei der Berechnung der Widerstandsmomente des Bodens quer- und längsschiffs wurden die gleichen Voraussetzungen gemacht wie schon unter I, d. h. nur die in der Nähe der Versteifungen liegenden knicksicheren Teile als druckfest angesehen. Die Breite der bestehenden Plattenstreifen ist aus der Fig. 19 ersichtlich. Die sich aus Biegemoment und Widerstandsmoment ergebenden Spannungen sind nun ebenfalls in gleicher Weise wie die früheren Spannungen aufgetragen und durch Kurvenzüge verbunden und ergeben das Bild der Fig. 19, welches eigenartigerweise für die Maximalwerte annähernd gleiche Größen aufweist. Die Maxima liegen stets über den Versteifungen der Beplattungen.

Zusammenstellung der Einzelresultate von I—IV.

Aus der Betrachtung der Einzelspannungen, wie sie sich für die drei Systeme ergeben, lassen sich folgende Punkte als wesentliche Ergebnisse hervorheben.

I. Die Materialspannungen infolge von Längsbiegung sind beim Längsspanten- und kombinierten System wesentlich kleiner als beim Querspantensystem; sie betragen:

	Quersp.- Syst.	Isherw.- Syst.	Komb. Syst.
auf der Zugseite	1640 kg/cm ²	1490 kg/cm ²	1400 kg/cm ²
Unterschied in %	—	— 9 %	— 15 %
auf der Druckseite	1150 kg/cm ²	828 kg/cm ²	806 kg/cm ²
Unterschied in %	—	— 28 %	— 30 %.

Die beim reinen Längsspantensystem nach Isherwood meistens hervorgehobene höhere Festigkeit von 20 % auf der ungünstigsten (Zug-) Seite vermindert sich nach unserer Rechnung auf nur 9 %. Bei dem kombinierten System ist dieser Betrag infolge der starken Beplattungen auf 15 % gestiegen.

II. Die durch Wasserdruck im kleinen Felde verursachten längsschiffs gerichteten Druckspannungen in den Platten werden bei dem Längsspanten- und kombinierten System ebenfalls reduziert, und zwar noch in weit höherem Maße:

	Quersp.-Syst.	Isherw.-Syst.	Komb.Syst.
am Außenboden	von 710 auf 340 und um — 52 %	336 kg/cm ² 53 %	
am Innenboden	von 1360 auf 324 und um — 76 %	338 kg/cm ² 75 %	

Die Rechnung ergibt ferner auch ein interessantes Resultat bezüglich der Seitenstringer. Es geht nämlich daraus hervor, daß der Einfluß der Seitenstringer auf die in die Längsrichtung fallenden Druckspannungen, die an diesen Stellen allein gefährlich sind, sehr gering ist. Ihr Fortfall beim kombinierten System hat keine merkliche Änderung der Spannungen zur Folge.

III. Die Druckspannungen infolge Durchbiegens der Längsspantprofile zwischen ihren Querträgern sind von geringer Höhe und ohne Bedeutung.

IV. Die Druckspannungen infolge Durchbiegens des ganzen Schiffs bodens nach innen durch Wasserdruck sind am größten am Innenboden unter dem Schott und bei den drei Systemen annähernd gleich [840 — 852 — 838 kg/cm²]; sie sind in hohem Grade abhängig von der Entfernung der Querschotten und dem Verhältnis der Querfestigkeit zur Längsfestigkeit des Doppelbodens.

Ermittlung der durch Übereinanderlagerung der Einzelspannungen im Boden auftretenden Gesamt druckspannungen.

Die in den Einzelrechnungen I—IV ermittelten Druckspannungen sind nun in Fig. 21 und 22 übereinander gezeichnet; darüber ist die Kurve der Summe aller Einzelwerte aufgesetzt, welche die Gesamtdruckspannungen für jeden Punkt angibt. Es geht deutlich hervor, daß sich die Einzelspannungen bei den verschiedenen Systemen verschieden übereinanderlagern, so daß die Einzelresultate nicht in gleichem Maße in dem Gesamtresultate zur Erscheinung kommen, sondern zum Teil ausgleichend aufeinander wirken. Die Punkte, an denen die verschiedenen Einzeldruckspannungen sich häufen, sind nach Schema Fig. 20 leicht zu finden.

Es zeigt sich hier nun die bisher wenig beachtete Tatsache, daß die Maximaldruckspannungen im Boden nicht die hohen Werte erreichen, die man bei Be trachtung der Einzelspannungen zu vermuten geneigt ist.

Das Querspantensystem zeigt im Lichte dieser Untersuchung Eigenschaften, die es nicht so unzweckmäßig erscheinen lässt, wie es manchmal von Anhängern der Längsspantenbauarten gemacht wird. Andererseits weisen die Längsspantenbauarten Schwächen auf, die bei unzweckmäßiger Bauart gefährlich werden können, sich jedoch auch vermeiden lassen.

Schema für die Ermittlung der Punkte, an denen die stärkste Übereinanderlagerung von Einzelspannungen stattfindet.

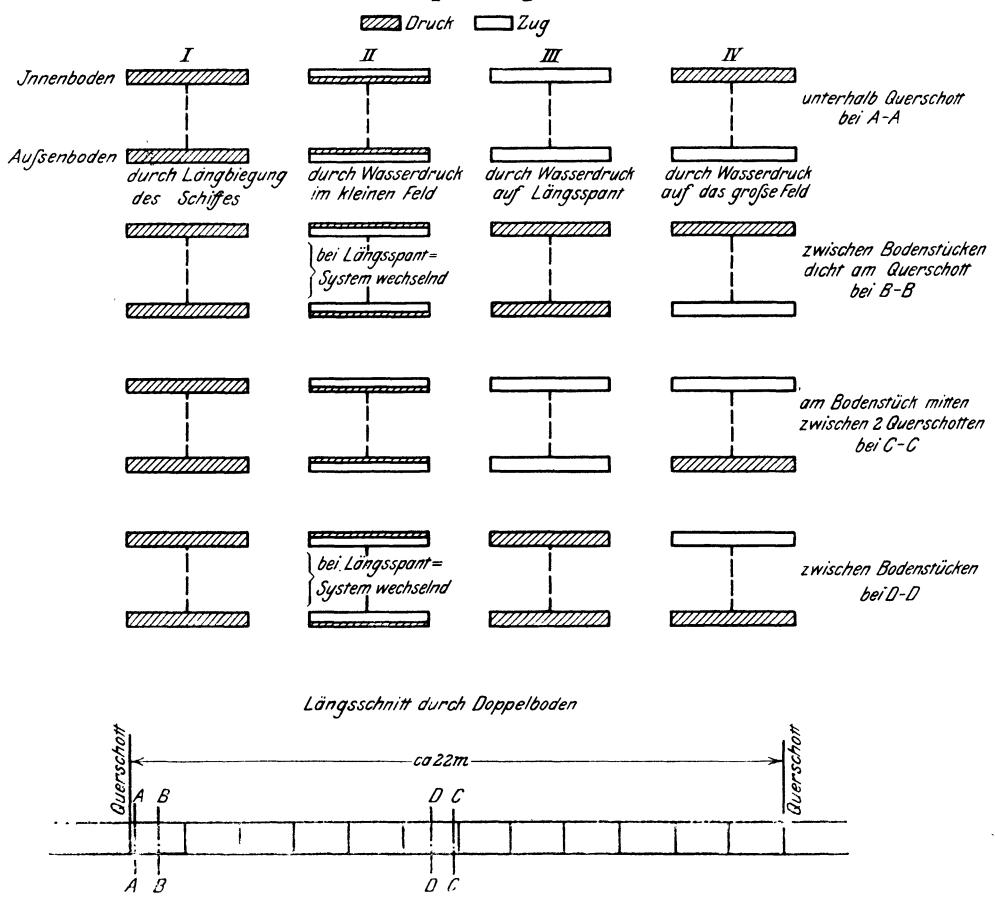


Fig. 20.

Als **Maximalwerte**, die einer vergleichenden Betrachtung wert sind, ergeben sich:

I. Im Außenboden	Quersp.-Syst.	Längssp.-Syst.	Komb. Syst.
an der Auflagerkante der			
Platte	1950 kg/cm ²	1376 (—29 %)	1358 (—30 %)
in der freien Mitte der			
Platte	1650 ,,	1596 (— 3 %)	1659 (— 0 %)

Verlauf der Einzeldruckspannungen (unteres Bild) und der Gesamtdruckspannungen (oberes Bild) in den Beplattungen des Doppelbödens in der Mitte zwischen zwei benachbarten Bodenstückchen (Schnitt B-B und D-D auf Fig. 20).

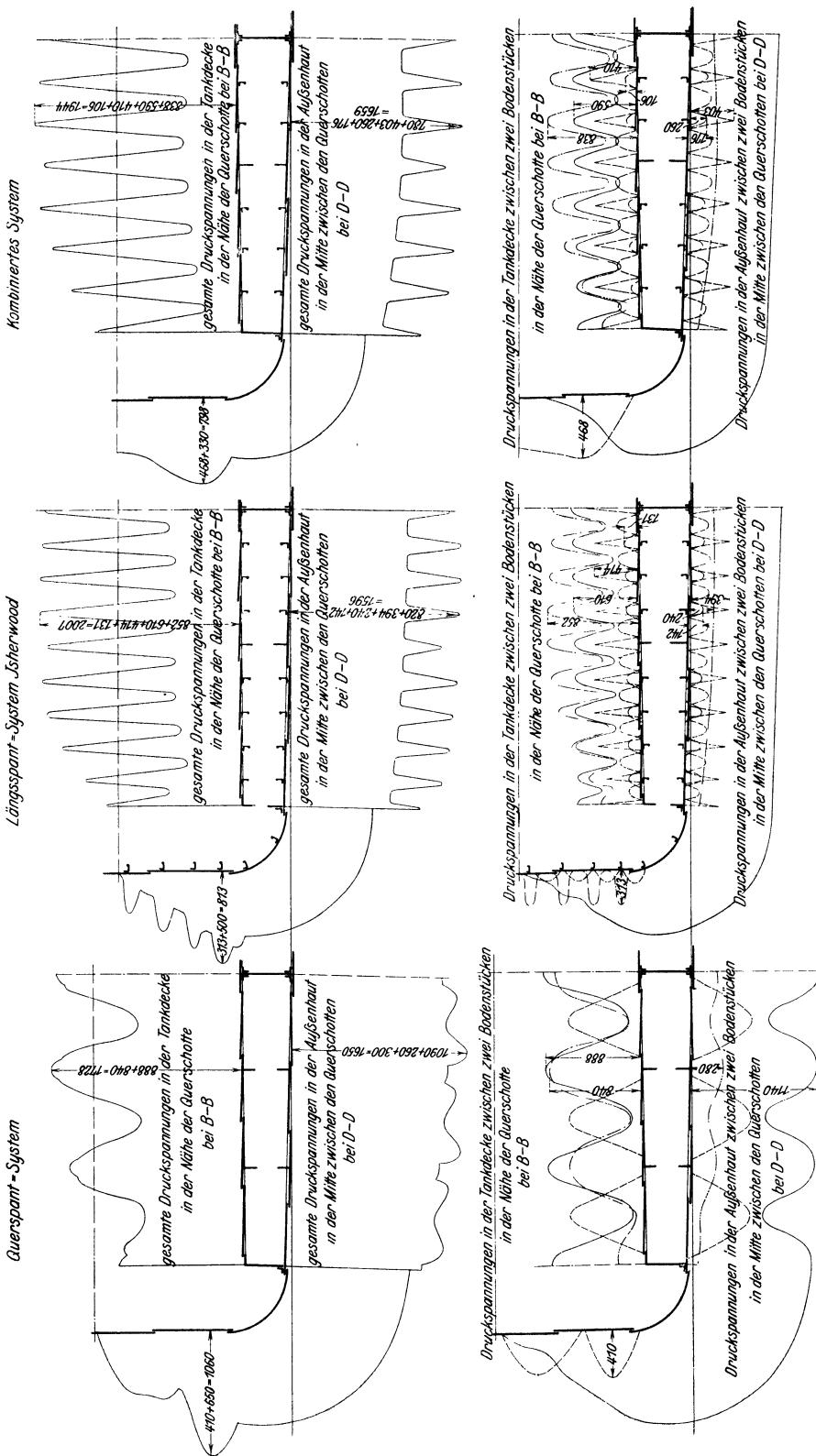


Fig. 21.

Verlauf der Einzeldruckspannungen (unteres Bild) und der Gesamtdruckspannungen (oberes Bild) in den Beplattungen des Doppelbodens an den Auflagerkanten am Bodenstück Schnitt A—A und C—C auf Fig. 20.

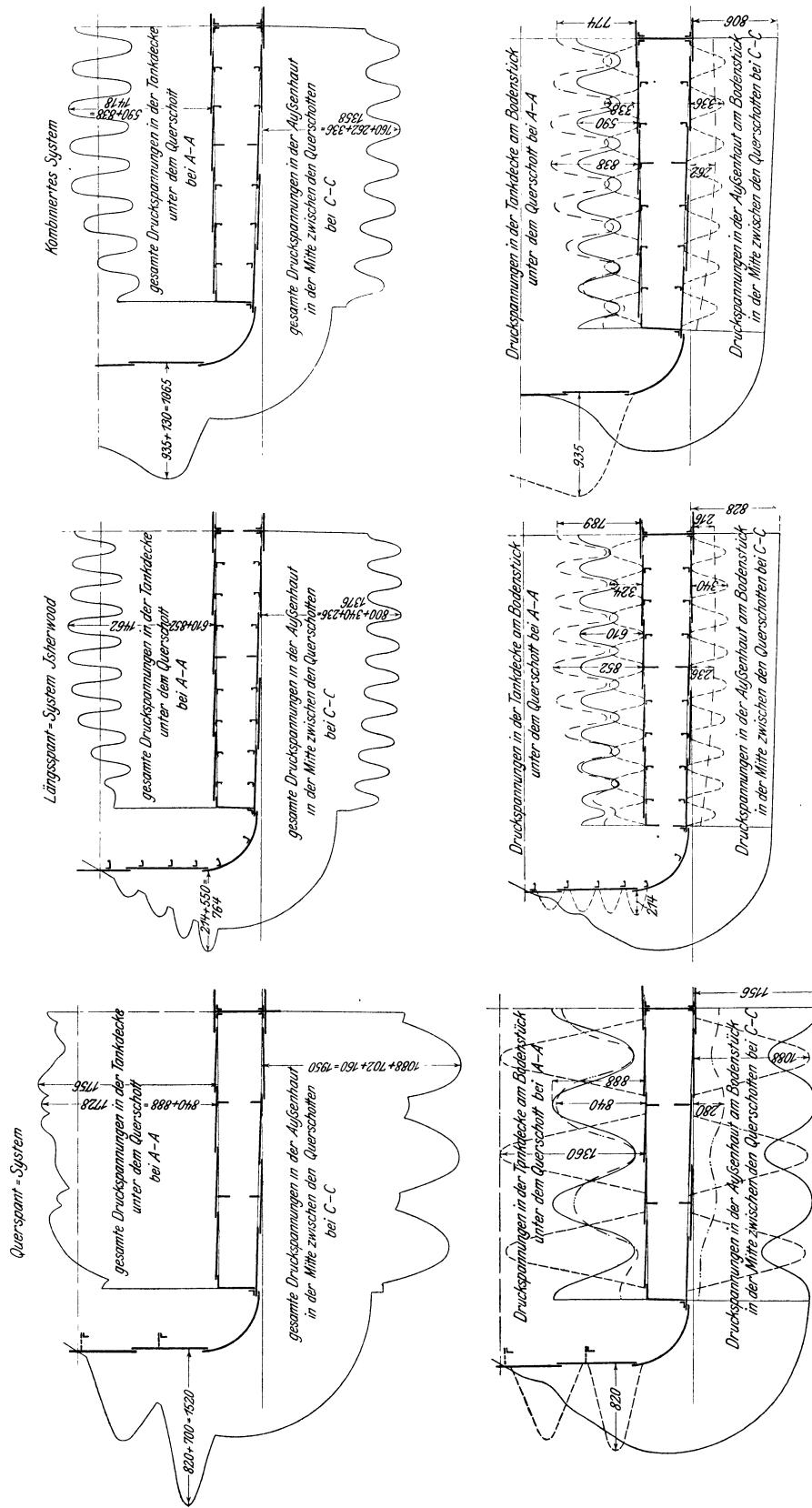


Fig. 22.

II. Im Innenboden:

an der Auflagerkante der

Platte 1756 kg/cm² 1462 (—17 %) 1418 (—19 %)

in der freien Mitte der

Platte 1801*) „, 2007 (+15 %) 1944 (+ 8 %)

Betrachten wir die senkrechten Reihen, so sieht man, daß die größte Gleichmäßigkeit und die beste Verteilung der Spannungen zwischen 1650 und 1950 kg/cm² beim Querspantensystem vorhanden ist, am ungleichmäßigsten ist die Spannungsverteilung beim Isherwood-System, etwas weniger beim kombinierten System. Diese große Ungleichmäßigkeit ist hauptsächlich zurückzuführen auf die querschiffs gerichteten Zugspannungen in den Längsfeldern der Beplattungen, die längsschiffs Druckspannungen auslösen. Würde man diese Kontraktionen außeracht lassen, so würden sich statt 2007 und 1944 die Werte 1593 und 1543 ergeben, die um 8 bzw. 11 % unter den entsprechenden Spannungen beim Querspantensystem liegen, so daß alsdann sämtliche Druckspannungen bei den Längsspantensystemen niedriger wären als bei dem Querspantensystem. Eine solche Vernachlässigung ließe sich damit begründen, daß eine Querkontraktion durch die große Längsausdehnung der Beplattungen größtenteils verhindert wird.

Läßt man jedoch die Wirkung dieser Querkontraktion bestehen, so geht aus dem Verlauf der Kurven in Fall II deutlich hervor, daß die an und für sich höchst zweckvolle Anordnung der rechteckigen Plattenfelder in die Längsschiffsrichtung für die Gesamtspannungen nicht den Vorteil hat wie für die Einzelspannungen. Denn bei den Längsspantensystemen überlagern sich diese Spannungen stärker mit andern am gleichen Punkte, während sie beim Querspantensystem mehr gegen die andern Spannungen versetzt sind. Es zeigt sich also, daß auch beim Längsspantensystem trotz der vergrößerten Längsfestigkeit noch lokale Spannungen auftreten, welche zu einer hohen, bis nahe an die Fließgrenze steigenden Beanspruchung führen und die Spannungen des Querspantensystems noch um ein Geringes übersteigen.

Will man nun diese Maximalspannungen niedriger halten, ohne die Längsspantentfernungen zu verringern, so wäre es am einfachsten, die Spannungen im großen Felde (Fall IV) dadurch zu reduzieren, daß man die Querfestigkeit des Bodens erhöht. Dies würde auch in anderer Beziehung für die an und für sich querschiffs etwas schwachen Längsspantenschiffe von Vorteil sein, indem gegen

*) A m m e r k u n g: Dieser Wert 1801 kg/cm² ist entstanden aus 1728 + 73 kg/cm², 73 ist der auf Querkontraktion beruhende Spannungszuwachs.

Beschädigungen bei Grundberührungen der am meisten beanspruchte Boden widerstandsfähiger wird. Alsdann kann erst die höhere Längsfestigkeit der Längsspantensysteme voll ausgenutzt werden.

Vor allem ist jedoch bei den Längsspantbauarten besonders Rücksicht zu nehmen auf den Schottenabstand. Während nämlich beim Querspantensystem mit zunehmendem Schottenabstand das Biegemoment unterhalb der Schotte abnimmt, da die lange Seite des Feldes wächst, nimmt es bei den Längsspantensystemen zu, weil die kurze Seite des Feldes wächst und der Fall sich theoretisch allmählich dem der quadratischen Platte nähert, was bei den vorliegenden beiden Schiffen erst bei einem Schottenabstand von 32,4 bzw. 30,2 m eintritt. In dem Bereich zwischen 20 und 30 m Schottenabstand werden daher bei den beiden Längsspantensystemen besonders hohe Spannungen in der Längsrichtung wacherufen. Diese Erscheinung wird sich noch mehr steigern, wenn, wie es jetzt häufiger geschieht, keine Deckstützen vorhanden sind und die Ladungsgewichte in den oberen Decks nur durch die Querschotte und Schiffsseiten übertragen werden; in diesem Falle ist der Überdruck auf den Boden von außen größer als $0,3 \text{ kg/cm}^2$.

Als Hauptergebnis der vorliegenden Untersuchung lassen sich demnach folgende Punkte zusammenfassen:

1. Bei vergleichenden Festigkeitsrechnungen dürfen die aus dem Wasser- bzw. Ladungsdruck sich ergebenden Zusatzspannungen nicht vernachlässigt werden.
2. Die Anwendung von Längspantensystemen in der oberen und unteren Gurtung von Handelsschiffen mit Doppelboden ergibt eine wesentliche Verringerung der reinen Längsspannungen; an den Schiffsseiten und im Zwischendeck ist ihr Einfluß gering, da sie an den Querschotten nicht durchlaufen und elastisch befestigt sind; außerdem liegen sie großenteils nahe an der neutralen Axe. Das kombinierte System ergibt daher annähernd die gleiche Erhöhung der Längsfestigkeit.
3. Dieser Vorteil der Längsspantensysteme kann wieder verloren gehen, wenn bei sehr weitstehenden Querschotten die Querfestigkeit im Doppelboden zu gering wird. Der Schottenabstand ist daher bei der Bemessung der Bodenstücke zu berücksichtigen.
4. Die Seitenstringer beim Querspantensystem können fortfallen, eine geringe Plattenverstärkung ersetzt die Wirkung derselben. Der Fortfall ergibt keine erheblichen Spannungsänderungen, jedoch eine Ersparnis an Arbeitslöhnen.
5. Das kombinierte System mit vergrößerter Spantenentfernung ist bei gleichem Gewicht mit dem gewöhnlichen Querspantensystem billiger in Herstellung und Bau als die beiden anderen Systeme und in der Festigkeit um ein

geringes besser als das Isherwood-System. Dasselbe läßt sich auch mit enger Querspant- und Längsspantentfernung ausführen und erzielt dann eine Gewichtersparnis von etwa 110 t, gleich $\frac{2}{3}$ derjenigen beim Isherwood-System, der indessen wieder eine Erhöhung der Löhne und Generalunkosten gegenübersteht.

6. Die Nachteile des reinen Längsspantensystems bezüglich der Baukosten, des ausnutzbaren Raumes, der Einengung durch die großen Rahmen und der schwierigen Reinigung können durch die Anwendung eines kombinierten Systems vermieden werden.

Ich schließe mit dem Wunsche, daß die hier angeregten Untersuchungen und Betrachtungen Anlaß geben möchten zu weiteren Forschungen auf diesem Gebiete auch von seiten der ausführenden Praxis, damit den Schiffsreedereien von den Schiffswerften ein immer weiter verbessertes und verbilligtes Material an Schiffen zur Verfügung gestellt werden kann.

Diskussion.

Herr Direktor Professor P a g e l - Berlin:

Eure Königliche Hoheit! meine Herren! Bei der Klassifikation der Handelsschiffe ist die Festigkeitsfrage von ausschlaggebender Bedeutung. Wir verfolgen deshalb alle Erscheinungen auf diesem Gebiet mit besonderem Interesse und wenden seit einiger Zeit bei unseren Festigkeitsrechnungen auch schon das im Vortrage behandelte Verfahren der Berücksichtigung der aus dem Wasserdruk erfolgenden Zusatzspannungen an. Ich begrüße deshalb die interessante Arbeit des Herrn Vortragenden als einen wertvollen Beitrag zur exakten Lösung des Festigkeitsproblems. Ich kann nur den Wunsch aussprechen, daß es dem Herrn Vortragenden möglich sein wird, auch die in Aussicht gestellten weiteren Untersuchungen vorzunehmen.

Nur in einem Punkte möchte ich meinen abweichenden Standpunkt kennzeichnen; das betrifft die erste Seite, wo es heißt, daß im Gegensatz zum Auslande die deutschen Reedereien und der Germanische Lloyd sich gegenüber den vom Querspanntensystem abweichenden Systemen ablehnend erhalten hätten. Das gilt also von den vorher genannten Systemen von Isherwood, Harroway, dem open-floor-System usw.

Der Germanische Lloyd hat im Jahre 1909, als die ersten Isherwood-Schiffe gebaut waren, das System einer sehr eingehenden Prüfung unterzogen und damals außer dem bekannten Vorteil der Gewichtersparnis auch den einer erhöhten Festigkeit festgestellt, und da, wie ich vorhin ausgeführt habe, die Festigkeitsfrage für uns maßgebend ist, so wäre es unverständlich, wenn wir uns diesem System gegenüber ablehnend verhalten hätten. Das ist auch nicht der Fall gewesen.

Die Nachteile des Isherwood-Systems berühren weniger das Klassifikationswesen als die Reedereien, aber auch diese haben sich dem System gegenüber nach meiner Ansicht nicht ablehnender verhalten als das Ausland. Es sind bis jetzt 16 Isherwood-Schiffe für deutsche Reedereien gebaut, und das ergibt ziemlich genau den Anteil an Isherwood-Schiffen, der der deutschen Handelsflotte ihrer Größe nach zukommt.

Das Gleiche gilt auch von den Harroway-Schiffen. Es sind bisher seit dem Jahre 1903 14 solche Schiffe für deutsche Reedereien klassifiziert worden; ebenso haben wir auch das open-floor-System und die weite Spantenentfernung schon in einzelnen Fällen genehmigt. Aber ich gebe gern zu: gegenüber solchen Neuerungen, wie die letzteren sind, bei denen im Vergleich zu der alten Konstruktion eine lokale Schwächung eintritt, wenden wir die nötige Vorsicht an, wie es ja auch von dem Herrn Vortragenden als berechtigt anerkannt worden ist. Wir haben die Erfahrung gemacht, daß solche Neuerungen, die ja in der Hauptsache auf Gewichtersparnis hinauslaufen, trotz aller Vorsicht Nachteile zur Folge haben können, die nicht von Anfang an erkannt werden. Ich bin auch aus diesem Grunde gar nicht so unbedenklich für den Fortfall der Seitenstränge, die als Längsverband und als Querverband nicht in Betracht kommen, die aber für lokale Stoßbeanspruchungen, denen unsere Schiffe namentlich im Hafen ausgesetzt sind, doch eine gewisse Bedeutung haben, und ich fürchte, daß eine oder das andere dieser Schiffe wird über kurz oder lang Einbäulungen an den Seiten zeigen, die auf die Dauer den geringen Gewinn an Gewicht und Kostenersparnis mehr als wett machen.

Es lag mir daran, festzustellen, daß wir solche Neuerungen mit großer Sorgfalt prüfen, wie es unsere Pflicht ist. Aber ablehnend verhalten wir uns nur, wenn wir Bedenken wegen der Festigkeit haben.

Herr Dipl.-Ing. F r. W. A c h e n b a c h - Bremen:

Königliche Hoheit! Meine Herren! Herr Professor Lienau sagt in seinem Vortrag, daß durch Erhöhung der Querfestigkeit des Bodens auch eine größere Widerstandsfähigkeit bei Grundberührungen erzielt würde. Er bringt aber eine Abänderung des Isherwood-Systems, welche meiner Ansicht nach gerade das Gegenteil bewirkt. Isherwood hat die Längsspanten des Außenbodens mit den zugehörigen Längsspanten des Innenbodens durch Winkelstücke verbunden und dadurch die Knickfestigkeit der Bodenwrange außerordentlich erhöht. Herr Professor Lienau läßt diese Winkelstücke an jedem zweiten Längsspant fort und verläßt sich also offenbar darauf, daß die Bodenwrange eine genügende Knicksicherheit bietet. Die Knickfestigkeit der Bodenwrange ist aber an und für sich außerordentlich gering und sie wird besonders durch die eingeschnittenen Erleichterungslöcher, die bei allen Konstruktionen — von dem kleinsten Schiff bis zum größten — vorhanden sind, stark beeinträchtigt. In seinem Vortrag sieht man das sehr deutlich; da sind die Erleichterungslöcher sehr groß gehalten, da ist ein Doppelboden dargestellt, wie er jetzt gewöhnlich gebaut wird. Wenn man sich einmal die Sache ein bißchen nachrechnet, wie die Knickfestigkeit der Bodenwrange sich verhält zu der Biegungsfestigkeit des Spants in Verbindung mit der Außenhaut und der Bodenwrange, so findet man, daß hier keine Proportionalität besteht.

Ich habe in Fig. 1 eine Bodenwrange der üblichen Bauart für einen Passagierdampfer von etwa 28 000 t dargestellt. Der zwischen den Erleichterungslöchern stehengebliebene Steg wird bei einer Bodenberührung auf Knickung beansprucht. Nach der Eulerschen Knickungsformel berechnet sich die Knickkraft dieses Teils zu 9,1 t. Betrachten wir nun die Biegungsfestigkeit, die der Spantwinkel in Verbindung mit der Außenhaut und dem unteren Teil der Bodenwrange nach Fig. 2 im günstigsten Falle übertragen kann, so finden wir, daß die auf die Breite des Stegs verteilt gedachte Bruchlast etwa 140 t beträgt. Die Stützkraft des Steges beträgt also nur 6,5 % dieser Last, das heißt der stehengebliebene Steg ist für die Abstützung der Außenhaut ganz unwesentlich, und in der Tat werden die Bodenwrangen auch vielfach ohne diesen Steg, also nur mit einem, aber um so größeren, Erleichterungslöchern nach Fig. 4 ausgeführt.

Auf dem nebenstehenden Diagramm Fig. 5 habe ich die Verhältnisse der Boden-

wrangen, wie sie sich nach den Bestimmungen des Germanischen Lloyd darstellen, wieder-gegeben, und zwar zeigen diese beiden vertikalen Linien die Grenzen an, zwischen denen sich die Leitnummern $(B+H)L$ des Germanischen Lloyd erstrecken. Die

Fig. 1.

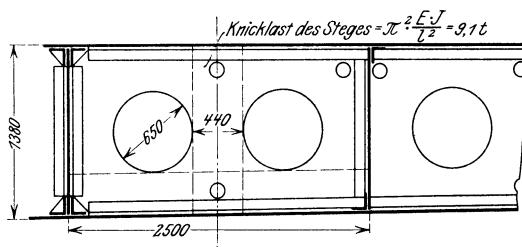


Fig. 2. Fig. 3.

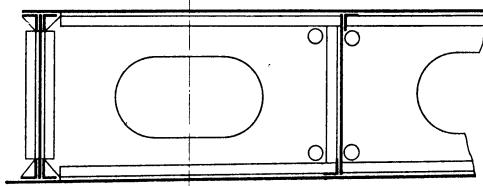
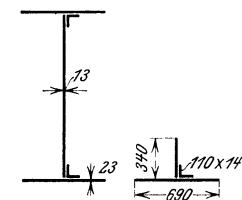


Fig. 4.

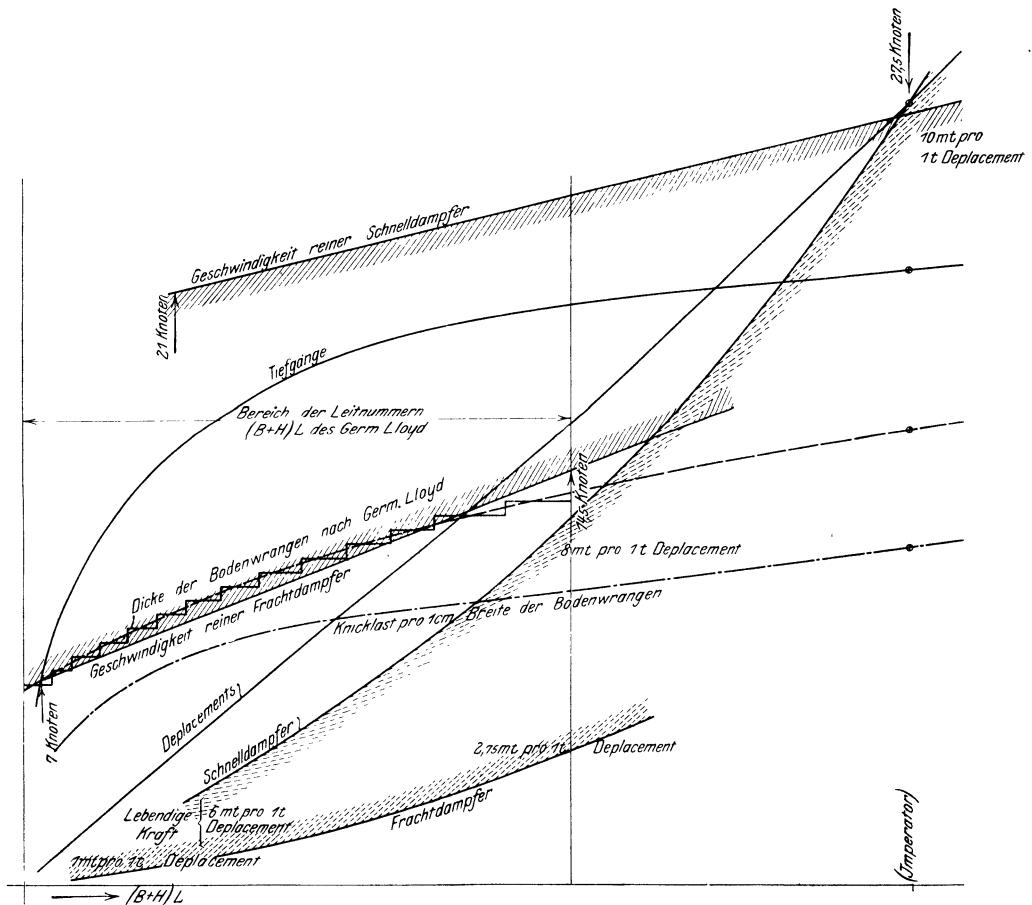


Fig. 5.

Leitnummern sind hier auf der Abszissenachse aufgetragen; die Ordinaten der stark ausgezogenen Kurve stellen die Dicken der Bodenwrangen dar, während die Ordinaten der anderen Kurve die Tiefgänge der vollbeladenen Schiffe angeben.

Da beide Kurven ziemlich gleich laufen, so geht hieraus hervor, daß die Dicke der Bodenwrangen und überhaupt aller Teile des Doppelbodens hauptsächlich nach dem Tiefgang geregelt werden. Sodann habe ich mir die Knickfestigkeit für 1 cm Breite der Bodenwrangen ausgerechnet. Sie beträgt hier für die niedrigste Leitnummer 106 kg und wächst bis auf 200 kg bei der höchsten Leitnummer, also etwa von 1:2. Die Displacements wachsen innerhalb der Leitnummern des Germanischen Lloyd von etwa 800 t auf 32 000 t. Berechnen wir nun die lebendige Kraft, welche die Schiffe dank der ihnen innenwohnenden Geschwindigkeit haben, so finden wir, daß sie von 800 Metertonnen auf 88 000 Metertonnen für Frachtdampfer anwächst, das heißt bei den kleinen Frachtdampfern kommt auf eine Tonne Displacement eine Metertonne Arbeitsvermögen, während bei den größten Frachtdampfern etwa 2,75 Metertonnen auf die Tonne Displacement kommt; hier würde also eine gewisse Proportionalität bestehen zwischen der Knickfestigkeit des Bodens und der Zerstörungsenergie, welche eventuell beim Auflaufen des Schiffes pro Tonne frei wird.

Betrachten wir aber nun einmal Schnelldampfer. Hier beträgt das spezifische Arbeitsvermögen bei den niedrigsten Leitnummern 6 Metertonnen pro Tonne Displacement und geht hinauf bis auf 8 Metertonnen; da würden wir also andere Verhältnisse haben, und da müssen wir vielleicht den Boden nach einer anderen Konstruktion kräftiger bauen.

Anders liegen die Verhältnisse nun noch, wenn wir über die Leitnummern des Germanischen Lloyd hinausgehen.

Bei den großen Schnelldampfern kommen wir bereits auf 10 Metertonnen. Man kann sich das ungefähr so vorstellen, als ob die lebendige Kraft die Ladung des Schiffes sei: Ein schwer belastetes Schiff muß man natürlich stärker bauen als ein leicht beladenes. Wenn wir aber die Kurven der Dicke der Bodenwrangen und der Knickkraft pro 1 cm Breite einmal verlängern über die Leitnummern des Germanischen Lloyd hinaus, so finden wir, soweit mir das zugänglich war, daß auch bei den neuen Schnelldampfern die Bodenkonstruktion lediglich nach der Formel des Germanischen Lloyd gemacht ist.

Sowohl im Augenblick der Havarie selbst als auch bei Grundberührungen infolge der Unebenheit des berührten Grundes und späteren Abfallen des Wasserspiegels wird die Struktur des Bodens starken Druckbeanspruchungen ausgesetzt, und diesen müssen wir bei der Konstruktion Rechnung tragen. Ich habe mir aus der Praxis einige Bilder machen lassen, welche die Deformationen bei Grundberührungen zeigen, und welche beweisen, wie außerordentlich wichtig es ist, daß man gerade die Knickfestigkeit der Bodenstruktur mehr als bisher berücksichtigt.

Die Fig. 7 zeigt zwei Bodenwrangen eines Frachtdampfers von etwa 8000 t Tragfähigkeit, der eine Grundberührung hatte, bei der der ganze Boden eingedrückt und zerstört wurde. Die Kreuzungsstellen von Bodenwrangen und Längsspannen haben den enormen Druck infolge der großen Knickfestigkeit anstandslos überdauert; dazwischen ist der untere Teil der Bodenwrange und der Spantwinkel zerstört worden. Der obere Teil der Bodenwrange hat zwar an der Beanspruchung nicht teilgenommen, aber das Schiff ist trotzdem leckgesprungen.

Unter diesen Umständen dürfte es zweifellos richtig sein, wenn man die Konstruktion des Bodens so stark wie möglich wählt; man muß nur in den Grenzen des Gewichtes bleiben. Wenn man aber mit dem nämlichen Gewicht größere Effekte erzielen kann, dann muß man natürlich die um ein vielfaches festere Konstruktion wählen.

Ich möchte hier eine Lösung vorschlagen, wie man die lokale Festigkeit der Bodenstruktur erhöhen könnte, ohne daß man das Gewicht wesentlich erhöht, und zwar schlage

ich vor, die Höhe der Bodenwrange auf die Hälfte zu reduzieren, ihr dafür aber einen für Biegungsbeanspruchungen günstigeren Querschnitt zu geben. Der Hauptnachteil des in der Fig. 3 dargestellten Querschnitts ist ja der, daß ihm eine obere Gurtung fehlt. Schaffen

Zusammengeknickte Bodenwrangen eines Frachtdampfers mit Bodenhavarie durch Grundberührung.

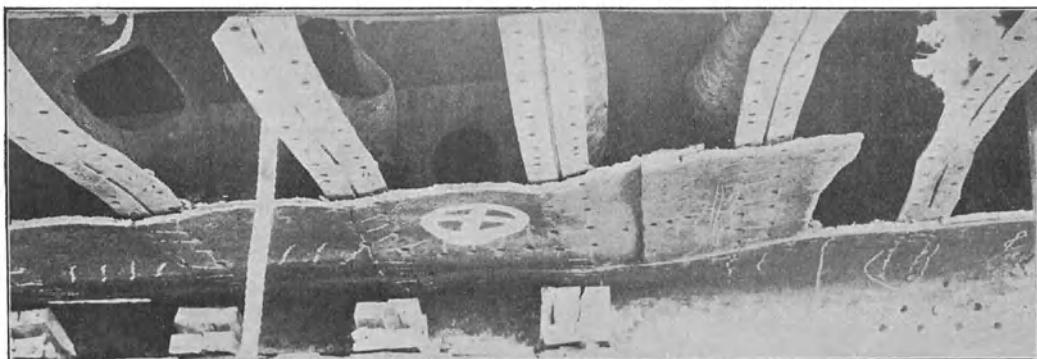


Fig. 6.

Durch Grundberührung zerstörte Bodenwrangen gewöhnlicher Bauart.

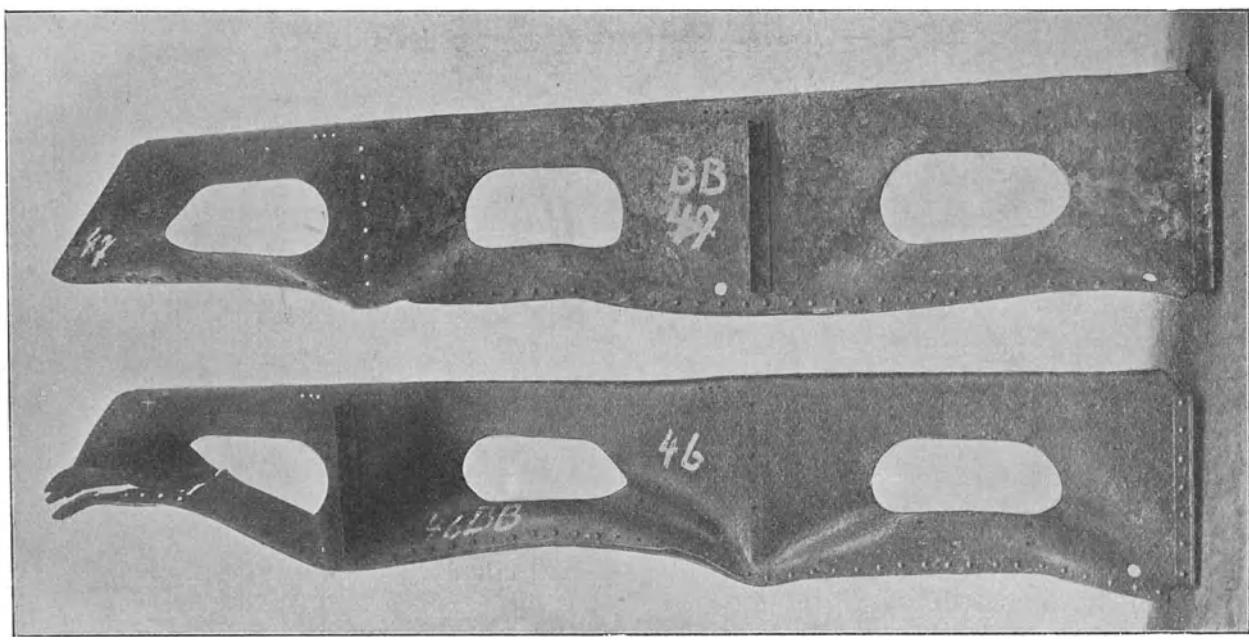


Fig. 7.

wir also eine solche durch Umflanschen der oberen Kante und durch Garnieren derselben mit einem passenden Winkel. (Fig. 8—10.) Das Widerstandsmoment wächst dadurch von 1096 cm^3 auf 4586 cm^3 , also auf das Vierfache. Da auch die Knicklast durch Halbierung der freien Knicklänge mindestens auf das Vierfache gewachsen ist, so dürfen

wir ohne weiteres behaupten, daß diese Abstützung des Bodens viermal so fest ist als die jetzt übliche. Damit ist schon viel gewonnen. Es bleibt jetzt nur noch übrig, an Hand einer Berechnung die partielle Bodenwrangle mit dem Innenboden in zweckmäßiger Weise zu verbinden.

Während die Havarie bei den Handelsschiffen bloß ein böser Zufall ist, kommt bei den Kriegsschiffen als Faktor die schlimme Absicht des Gegners hinzu, und so war von jeher die Frage der lokalen Festigkeit von der größten Bedeutung für den Kriegsschiffbau. Aber die Festigkeit des Bodens des Kriegsschiffes ist nicht wesentlich höher als die bei einem Handelsschiff; die Bodenkonstruktion ist ungefähr die gleiche, und wir sehen in der Tat, daß die Zerstörungen der Struktur durch Minenverletzungen (Fig. 11) stark den Bildern gleichen, die wir vorher bei Schiffen mit Bodenverletzungen infolge Grundberührung gesehen haben, und da möchte ich behaupten, daß es durchaus aussichtsvoll erscheint, durch Erhöhung der lokalen Festigkeit der Struktur eine wesentliche Beschränkung der durch die Explosion beschädigten Fläche der Außenhaut zu erzielen und damit die Bedingungen

Querspannenbauart.

Fig. 8.

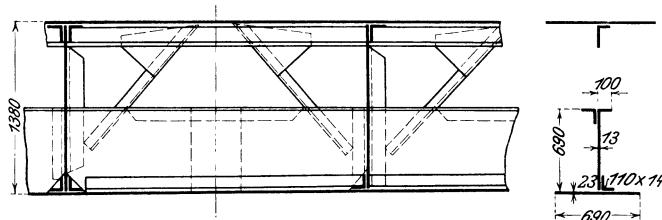
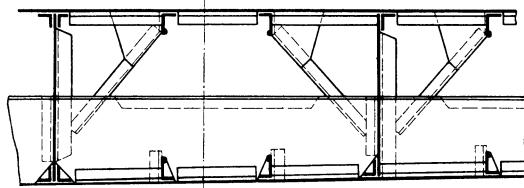


Fig. 9.

Fig. 10.



Längsspannenbauart.

zu schaffen, von denen man sich vielleicht ein erfolgreiches Eingreifen der Pumpen versprechen kann.

Es ist selbstverständlich nicht gleichgültig, wie groß das Leck ist, und es ist eigentlich merkwürdig, wenn man zum Beispiel die Frage der Unsinkbarkeit der Schiffe immer bloß vom Standpunkt der Unterteilung der wasserdichten Räume betrachtet, aber den primären Affekt, die Zerstörung der Außenhaut und des sie stützenden Traggerippe, welcher das Vollaufen der Räume erst zur Folge hat, fast immer außer acht läßt. Ich glaube, man kann darin noch viel leisten dadurch, daß man die Außenhaut so stark macht, daß sie gewissen Beanspruchungen gewachsen ist. Die Festigkeit der Struktur spielt hier eine Hauptrolle. Man braucht das Ziel eben nicht dadurch erreichen zu wollen, daß man die Außenhaut dicker macht, sondern man kann es dadurch erreichen, daß man die Struktur fester macht; dann wird eben die Struktur schon nach einem Bruchteil des Weges zur vollen Aufnahme der Zerstörungskräfte herangezogen werden, der für die schwächere Struktur maßgebend sein würde, das heißt, in dem ersten Falle wird ein viel geringerer Teil der Außenhaut verletzt werden als im letzteren Falle.

Ich muß noch einmal auf die Minenverletzung zu sprechen kommen. Hier liegt nämlich der Fall insofern besonders günstig, als das Explosionszentrum ziemlich

weit von der Außenhaut abliegt und die Mine keine Eigenbewegung hat. Die Eigenbewegung des Torpedos hat auf die Leckage sicherlich einen großen Einfluß, aber auch die kräftigere Wirkung der Torpedoexplosion wird durch eine bessere Absteifung der Außenhaut natürlich gedämpft werden, da von den Explosionsgasen eine größere Arbeitsleistung in der Nähe des Explosionszentrums zu verrichten ist.

Kriegsmäßige Verletzung eines Linienschiffes durch Minen.

Nach Angaben des Schiffbauingenieurs N. N. Kuteinikoff.

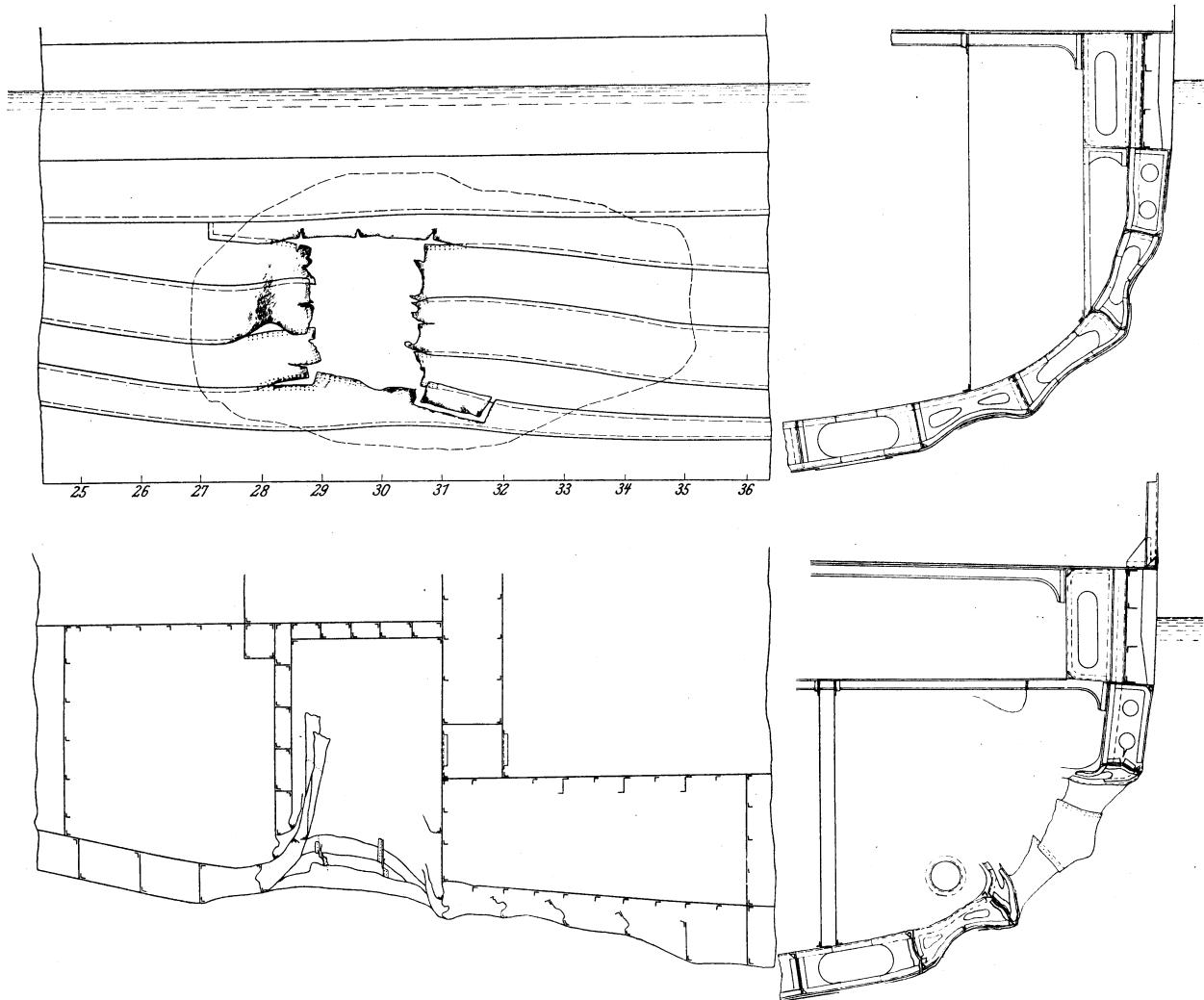


Fig. 11.

Die Zerstörung der Struktur durch die Explosionen erinnert, wie gesagt, stark an jene Bilder der Bodenwrangen, die eine Grundberührung überstanden hatten. Auch hier ist die Struktur einfach zusammengeknickt, und es hätte hierzu nicht erst einer Minenexplosion bedurft. Jede friedliche Havarie hätte den nämlichen Effekt hervorrufen können.

Gewöhnlich wird, wie auch Herr Professor Lienau getan, bei der Berechnung der lokalen Festigkeit nur die Längs- und Querfestigkeit berücksichtigt, und die lokale Festigkeit kommt sehr wenig zu ihrem Rechte. Sie ist aber meiner Ansicht nach ein beinahe ausschlaggebender Faktor für die Unsinkbarkeit der Seeschiffe.

Herr Rechnungsrat Stieghorst - Berlin;

Königliche Hoheit! Meine Herren! Herr Professor Lienau hat für seinen Vortrag einen Titel gewählt, den er nach meiner Ansicht nicht glücklicher wählen konnte: Spannungen im Schiff. Sind es doch die Spannungen, die uns in ihrer Gesamtheit die Notwendigkeit erkennen lassen, daß wir Verbände einbauen müssen, und die uns einzeln oder mit mehreren zusammen die Art der Verbände und ihre Anordnung und auch die Abmessungen der Verbände anzeigen. Die Spannungen und die Verbände stehen zueinander in Wechselbeziehung. Man kann gewisse Spannungen erst erwarten, wenn man auch die Verbände dazu hat, zum Beispiel kann die Spannung im Oberdeck und im Boden eines Schiffes nur dadurch auftreten, daß der Boden und das Oberdeck durch die Seitenwand eines Schiffes miteinander verbunden sind. Eine weitere Bedingung für die Aufnahme der Spannung ist die, daß der Boden die Außenhaut und auch das Deck für alle möglichen Arten von Anstrengungen, Biegungsanstrengung, Schubanstrengung und was sonst noch vorkommt, entsprechend ausgesteift sein muß.

Hierin liegt eigentlich die Begründung des Längsspantensystems. Herr Professor Lienau hat keine Zeit gehabt, alle Arten von Beanspruchungen, denen der Schiffskörper ausgesetzt ist, zu untersuchen. Ich möchte Ihnen daher an Hand der von Herrn Professor Lienau vorgeschlagenen Hauptspannkonstruktion in Kürze zeigen, zu welchen Trugschlüssen diese Unterlassung führen kann. Wenn wir uns das Hauptspant nach seinem Vorschlage ansehen, so fällt uns zunächst die kräftige Raumstütze auf. Sie hat einen Durchmesser von 36 cm; das gibt einen Umfang von rund 120 cm und mit der Wanddicke von 1,4 cm einen Querschnitt von rund 180 qcm. Nehmen wir eine mäßige Anstrengung des Querschnitts von etwa 400 kg/qcm an, so würde diese Stütze für eine Nutzlast von 72 t bestimmt sein. Wir wollen diese Zahl auf einem anderen Wege nachprüfen. Die Stütze wird hauptsächlich durch die Decksbelastung im Zwischendeck belastet. Nach ihrer Stellung können wir annehmen, daß sie die Last aufnimmt, die auf einer Decksbreite von 5,5 m und einer dem Stützabstand von 7,2 m entsprechenden Länge des Decks ruht. Die Stauhöhe des Decks beträgt etwa 2 m; das sind also $5,5 \cdot 7,2 \cdot 2 =$ rund 80 cbm Ladung und jeden Kubikmeter mit 0,75 t angenommen, rund 60 t. Hierzu kommt noch die Belastung des Oberdecks, so daß wir wohl mit einer Belastung der Raumstütze von 70 t rechnen können.

Nun wollen wir nachsehen, wie diese Last auf die Stütze übertragen werden soll. Wir finden, daß die Deckbalken durch einen Längsträger gestützt werden sollen und daß die Stegplatte des Längsträgers auf der Stütze ruhend gedacht ist. Als Tragfläche kommt mithin die Fläche in Betracht, mit der die Stegplatte auf der Stützenwandlung ruht, und zwar haben wir da zwei auf einem Stützendurchmesser einander gegenüberliegende Flächen, deren Längen gleich der Wanddicke der Stütze und deren Breiten gleich der Dicke der Stegplatte sind. Die Dicke der Stegplatte ist nicht angegeben; wir wollen sie zu 2 cm annehmen und erhalten damit $2 \cdot 2 \cdot 1,4 =$ rund 6 qcm Auflagefläche. Wir haben also 70 t durch 6 qcm zu übertragen und bekommen einen Flächendruck von 12 000 kg/qcm.

Ähnlich sieht es unten aus; da steht die Stütze mit ihrem kreisförmigen Ringquerschnitt mit einem Durchmesser auf dem Spant und mit dem andern Durchmesser auf dem Seitenträger, und am Spant und Seitenträger sitzt je ein Winkel unter der Stütze. Wir können günstigerweise annehmen, daß unter jeder Ringfläche in den Winkeln ein Niet sitzt, dann ist die Beanspruchung der Niete noch am geringsten. Wir haben also im ganzen vier Niete zur Verfügung für die Übertragung der Kraft von 70 t.

Nun möchte ich zu dem Satze Stellung nehmen, in dem Herr Professor Lienau sagt: „zu den gemachten Fortschritten zähle in erster Linie die langsame, aber stetig fortschreitende Materialreduktion in den Vorschriften der Klassifikationsgesellschaften, die mit einer

immer mehr verbesserten Materialanordnung Hand in Hand gehe.“ Ich fühle aus diesem Satze heraus, daß die Klassifikationsgesellschaften eigentlich nicht schnell genug vorgehen, und zu diesem Zwecke habe ich mir einmal ein Bild gemacht, wie schnell sie wohl vorgehen müßten, wenn sie den Vorschlag des Herrn Lienau annehmen würden.

Herr Professor Lienau sagt, daß der Schiffskörper leer 3500 t wiegt, die Maschine wiegt 500 t. Rechne ich nun auch noch 500 t Kohlen, so habe ich für das seefertige Schiff ein Gewicht von 4500 t. Nehme ich δ zu 0,65, dann ergeben sich für den Tiefgang des Schiffes im Hafen 3,8 m. Nun hat der Doppelboden eine Dicke von 10 mm und die Außenhaut eine Dicke von 17 mm, macht zusammen 27 mm; Eisen wiegt rund 8 oder $7\frac{1}{2}$ mal soviel als Wasser; also kann ich für das Gewicht, das diese Bodenpartie hier besitzt, 20 cm Wasser rechnen für Innenboden und Außenhaut. Ich will die Querspannen und die Längsträger noch hinzunehmen und dafür 30 cm im ganzen rechnen, dann habe ich auf den Boden im Hafen von unten nach oben gerichtet einen Druck von 3,5 t pro Quadratmeter. Das Schiff geht nun mit Ballast aus, denn es muß einen größeren Tiefgang haben. Da kommt es sehr darauf an, ob das Schiff hohe Tanks hat oder ob es nur Doppelbodentanks hat. Hat es hohe Tanks, dann kommt der vergrößerte Tiefgang für die Bemessung des Bodendrucks wieder in Frage; hat es nur Doppelbodentanks, so kann ich annehmen, daß es wohl tiefer sinkt um den Betrag, den ich Wasser in den Doppelboden einlasse, daß aber die Beanspruchung des Bodens nicht wesentlich vergrößert wird. Ich will deshalb nur mit Doppelbodentanks rechnen. Ich kann ferner rechnen, daß das Schiff in See einen Sturm auszuhalten hat. Ich glaube also auch noch einen Wellenberg zu berücksichtigen; die Wellen mögen 6 m hoch sein und mit dem Kamm rund $2\frac{1}{2}$ m über der Ladewasserlinie liegen, dann habe ich im Seegang mit einem Wasserstand von 6 m über dem Boden zu rechnen. Nun wird nicht der Boden allein beansprucht, sondern diese Stützen entlasten den Boden dadurch, daß durch sie Deckbalken mit beansprucht werden. Ich will annehmen, daß die beiden Deckbalkenlagen, die vorhanden sind, ein Fünftel der ganzen Last aufnehmen; dann bleiben für den Bodendruck auf das Spant noch 4,8 t pro Quadratmeter. Die halbe Breite des Bodenstücks bis zur Randplatte beträgt etwa 7 m, die Abstände der Querspannen will Herr Professor Lienau zu je 8 m nehmen. Ich habe also eine Bodenfläche von der Mitte an gerechnet bis zur Randplatte von $7 \times 1,8$, das macht rund $12\frac{1}{2}$ qm, und an der Randplatte habe ich eine Querkraft von $12\frac{1}{2} \times 4,8$, das macht rund 60 t. Der Spantwinkel an der Randplatte ist etwa 70 cm hoch und in jeden Flansch desselben kommen acht Niete von vielleicht 18 mm Durchmesser und zusammen 20 qcm Querschnitt. Ich habe also für eine Querkraft von 60 t 20 qcm Niete zur Verfügung, das macht pro Quadratzentimeter Nietquerschnitt eine Anstrengung von 3000 kg. Die Innenspantwinkel und die Außenspantwinkel werden in größeren Abständen genietet, etwa $1\frac{1}{2}$ mal so groß; in dem Winkel an der Randplatte habe ich Teilungen von 4 bis 5 Durchmesser und in dem Außenspant- und Innenspantwinkel Teilungen von 7 bis 8; ich komme also mit der Anstrengung der Niete in den Innen- und Außenspantwinkeln in der Nähe der Randplatte bis auf 4500 kg/qcm. Wir hatten an der Randplatte eine Querkraft von 60 t. Die ganze Bodenbelastung beträgt danach 120 t; 120 t . 16 m wäre das Biegungsmoment für die Mitte des Spants, das sind 240 mt. Das

8

Moment von 240 mt wirkt auf den Spantschnitt neben dem Mittelkiel. Unser Hauptaugenmerk richten wir auf die Nietung der Topplatte des Mittelkiels mit dem anstoßenden Gang des Innenbodens. Um die Anstrengung dieser Nietung leichter überschlägig ermitteln zu können, wollen wir den Querschnitt der Bodenrange und ihrer Winkel vernachlässigen und dafür das Biegungsmoment nur halb so groß rechnen. 120 mt wirken dann auf die Doppelbodenbeplattung, die in einer Höhe von 110 cm über der Außenhaut liegt. Wir bekommen also hier in die Bodenplatte einen Zug von rund 100 t hinein. Für 100 t steht

uns die einreihige Netung des Doppelbodens zur Verfügung. Hier kommen auch 18 mm Niete hinein. Die Niete sitzen in $7\frac{1}{2}$ bis 8 cm Abstand; das gibt 25 Niete mit rund 60 qcm Querschnitt auf einer Länge von 180 cm, 60 qcm für 100 t, das gibt eine Anstrengung von rund 1600 kg pro Quadratzentimeter Nietquerschnitt.

Also meine Herren, durch Außerachtlassung der übrigen Anstrengungsarten, denen das Schiff ausgesetzt ist, kommen wir zu keinem endgültigen Ergebnis.

Ich glaube, Herr Professor Lienau hätte seinen Vortrag viel schöner gestalten können, wenn ihm Zeit geblieben wäre, auch die übrigen Spannungen einer eingehenden Prüfung zu unterziehen.

Herr Schiffbauingenieur B u c h s b a u m - Friedenau:

Euere Königliche Hoheit! Sehr geehrte Herren! Gestatten Sie mir noch einige Worte zu den vorzüglichen Ausführungen des Herrn Professor Lienau.

Zunächst möchte ich über die Beanspruchungen der ebenen, rechteckigen Platten sprechen, die am Rande eingespannt sind. Es ist Tatsache, daß diese Frage noch nicht ganz geklärt ist. Ich möchte da auf eine Arbeit aufmerksam machen, die vielleicht zur Aufklärung beitragen könnte, und zwar handelt es sich um eine Arbeit von Professor Hager in München. Sie hat den Titel: „Die Berechnung ebener rechteckiger Platten mittels trigonometrischer Reihen.“ Ich habe nach den Formeln von Professor Hager gelegentlich die Werte von Herrn Marinebaumeister Pietzker nachgerechnet für die größten Spannungen, und habe gefunden, daß die Werte von Herrn Pietzker ungefähr richtig sein dürften, und zwar liegt die Sache so, daß Herr Pietzker für die quadratische Platte etwas größere Werte bekommt, dagegen für die rechteckige Platte von einem Seitenverhältnis von 1 : 1,5 ab etwas kleinere Werte. Es würde sich nach den Formeln von Professor Hager ergeben, daß der Einfluß der Einspannung an der kurzen Seite schon früher aufhört als bei dem Seitenverhältnis 1 : 3. Man würde schon bei 1 : 2 ganz absehen können von der Einspannung an der kurzen Seite und mit den gewöhnlichen Trägerformeln rechnen können. Nun habe ich die Untersuchungen leider nicht ausgedehnt auf die Spannungen an der kurzen Seite; es würde aber mit Hilfe der Formeln von Professor Hager vielleicht möglich sein, Klarheit darüber zu bekommen, ob die Werte, die Herr Professor Lienau hier angegeben hat, oder die Werte des Herrn Pietzker die wahrscheinlicheren sind.

Dann möchte ich noch bemerken, daß nach Professor Hager sich ergibt, daß in der Ecke der rechteckig eingespannten Platte die Beanspruchungen direkt Null werden. Die Spannungskurven laufen also direkt in die Ecke ein.

Um nun auf den Vergleich kurz noch einzugehen, den Herrn Professor Lienau zwischen den drei Systemen gegeben hat, möchte ich bemerken, daß meiner Ansicht nach das Querspantensystem doch etwas schlecht weggekommen ist. Der Germanische Lloyd läßt größere Reduktionen zu, als Herr Professor Lienau angenommen hat, und es handelt sich doch hier um Schiffe, die nach den Vorschriften des Germanischen Lloyd gebaut sind. So würde sich zum Beispiel die Außenhautdicke für dieses Shelterdecksschiff, das ja als solches einen sehr großen Freibord hat, zu 14,7 mm statt zu 15 mm ergeben. Diese 0,3 mm machen ja nicht viel aus, aber wenn man bei dem Isherwood-System mit krummen Zahlen rechnet, dann kann man es bei dem Querspantensystem wohl auch tun. Immerhin dürfte sich durch diese Differenz und Differenzen, die sich noch an anderen Materialstärken finden, vielleicht das Bild etwas verschieben. Zum Beispiel sind auch die Profile zum Teil gar nicht reduziert. Jetzt, wo wir unsere neue Wulstwinkelprofilreihe haben mit der guten Abstufung, wird es leicht sein, auch bei den Profilen ungefähr an das Maß, das der Germanische Lloyd zuläßt, heranzugehen.

Dann fiel mir bei diesen Vergleichen noch auf, daß auch in anderer Beziehung nicht ganz korrekt verfahren ist. Wir haben bei dem Querspantensystem und bei dem kombinierten

System nach Herrn Professor Lienau eine Abstützung von zwei Reihen Stützen, während wir bei dem Längsspantensystem ein Mittellängsschott, also nur eine Reihe Stützen haben, und neben den Luken Konsolen, die übrigens durchaus keinen integrierenden Bestandteil des Isherwood-Systems bilden. Ich möchte Herrn Professor Lienau fragen, ob er nicht meint, daß diese Unstimmigkeit vielleicht ein etwas falsches Bild geben könnte. Ich konnte ja die Gewichtsrechnung nicht selbst kontrollieren.

Was nun die Frage angeht, ob man die Längsspanten an der Zugseite bei der Berechnung des Widerstandsmomentes des Schiffsquerschnittes berücksichtigen soll, so hat es ja etwas für sich, wenn man sagt, sie sind an den wasserdichten Schotten nur elastisch befestigt und dürfen daher nicht voll in die Rechnung eingesetzt werden. Ich kann mir aber wohl denken, daß man die erwähnte Befestigung stark genug ausführen könnte, um diese Längsspanten nahezu voll in Rechnung zu ziehen. Jedenfalls möchte ich fragen, ob es hier, bei diesem Shelterdeckschiff, dessen Schotte nicht bis zum Hauptdeck zu reichen brauchen, nicht berechtigt wäre, wenigstens die Längsspanten im Zwischendeck mit in die Rechnung zu setzen.

Ich komme nun zu den Konstruktionen des gemischten Systems im besonderen, und da möchte ich an Herrn Professor Lienau die Frage richten, was er dazu meint, wenn man die Längsspantenkonstruktion nur auf den Doppelboden anwendet und am Deck davon absieht. Man würde jedenfalls den Gewinn haben, daß man die großen Eckkonstruktionen ersparen würde, die doch gerade im Zwischendeck und besonders hier, wo sie in 900 mm Entfernung stehen, sehr störend sind, während sie bei Isherwood 12 Fuß voneinander entfernt sind.

Ich möchte bei der Gelegenheit noch darauf aufmerksam machen, daß die Dicke des Deckstringers im Oberdeck bei der Konstruktion, die Herr Lienau vorschlägt, sehr stark verringert ist, und zwar von 16 mm auf 10 mm. Ich nehme an, daß da kein Druckfehler vorliegt. Ich halte es aus verschiedenen Gründen nicht für zweckmäßig, den Deckstringer so weit zu reduzieren. Ganz abgesehen davon, daß er gerade den nächsten Teil der Gurtung über den Stegen bildet, die die Seitenwände des Schiffes darstellen, hat die größere Dicke des Stringers auf freiliegenden Decks gegenüber dem Rest der Deckbeplattung ihren bestimmten Zweck. Er ist besonders stark der Korrosion und mancherlei lokalen Beanspruchungen ausgesetzt, und ich bin der Ansicht, daß auch die Reeder sich nicht gern dazu verstehen würden, die Stringerdicke soweit zu reduzieren. Man könnte vielleicht so vorgehen, daß man, wenn man den Querschnitt nicht nötig hat, die Breite des Stringers verringert, aber etwa die vorschriftsmäßige Dicke beibehält.

Nun komme ich noch auf die Bodenkonstruktionen im allgemeinen. Es ist ohne Frage richtig, daß die Konstruktionen mit weitstehenden Bodenwrangen, die wir hier haben, schwächer sind als die mit Bodenwrangen an jedem Spant. Es fragt sich nur: Ist die Konstruktion mit Bodenwrangen an jedem Spant unbedingt notwendig, oder können wir eine leichtere Bauart wählen? Jedenfalls ist ja schon eine solche Konstruktion als normal anzusehen bei Schiffen bis zu 120 m Länge. Das sind also Schiffe bis ungefähr zu der Länge, die das Vergleichsschiff — mit 121,41 m — besitzt. Es ist für solche Schiffe in den Regeln der Klassifikationsgesellschaften diese leichte Bauart schon direkt festgelegt, und wir haben ja jetzt, wie Sie heute bereits gehört haben, das open floor-System, bei dem bei erheblich größeren Schiffen die Bodenwrangen nur auf jedes zweite Spant gesetzt werden.

Bei dieser Gelegenheit möchte ich noch an Herrn Professor Lienau die Frage richten, ob es nach seiner Meinung mit Rücksicht auf die Festigkeit der Bodenkonstruktion zweckmäßiger ist, die Anordnung von Bodenwrangen in größerem Abstand als in seiner Spantentfernung mit Längsspanten oder mit zwischen die Bodenwrangen gesetzten leichten Querspanten zu verbinden?

Es würde sich noch der eine oder andere Punkt finden, auf den ich eingehen könnte, aber ich glaube, die Zeit ist schon zu weit vorgeschritten, und ich will daher hiermit schließen.

Herr Professor L i e n a u - Danzig (Schlußwort):

Königliche Hoheit, meine Herren! Ich kann leider nicht auf alle Punkte des Gesagten eingehen, teils wegen der vorgerückten Zeit, teils weil die Ausführungen der Herren Voredner zum Teil über den Rahmen des Vortrags hinausgehen. Ich werde mich daher ganz kurz zu fassen suchen.

Zunächst möchte ich Herrn Direktor P a g e l für das Interesse danken, das er den Dingen entgegengebracht hat, über die ich hier gesprochen habe. Daß er meine Anschauungen über die Zurückhaltung der Klassifikationsgesellschaften rektifiziert hat, freut mich sehr, denn ich kann natürlich nicht von all dem Kenntnis haben, was die Klassifikationsgesellschaften auf dem Gebiete der Schiffsfestigkeit bearbeiten, und welche Ansichten dort augenblicklich herrschen. Ich habe nur in meiner früheren Praxis immer die Empfindung gehabt und auch späterhin durch meinen Zusammenhang mit der Praxis vielfach bestätigt gefunden, daß die Klassifikationsgesellschaften doch im großen ganzen eine gewisse, wenn auch berechtigte, Zurückhaltung gegenüber allen Neuerungen zeigen, und ich bin sehr erfreut zu hören, daß gerade die deutsche Klassifikationsgesellschaft sich so eingehend auch mit den Einzelheiten beschäftigt hat.

Bezüglich der Ausführungen des Herrn A c h e n b a c h möchte ich bemerken, daß ich meine ganze Betrachtungsweise auf die Längsfestigkeit beschränkt habe und dieses herausgegriffene Gebiet habe abgrenzen müssen. Auf die vorgebrachten interessanten Einzelheiten bei Kriegsschiffen einzugehen, muß ich mir leider versagen, da ich nur das Gebiet des Handelsschiffbaues behandelt habe.

Bezüglich der Knickfestigkeit der Bodenstücke möchte ich die Frage so stellen: Ist es zweckmäßig und wünschenswert, den Boden so knickfest zu machen, wie es Herr A c h e n b a c h vorschlägt? Würde der Unfall, den er erwähnt hat und der mir bekannt ist, nicht vielleicht unglücklicher verlaufen sein, wenn die Bodenstücke tatsächlich vollkommen starr und knickfest gewesen wären? Wahrscheinlich würde dann der Innenboden vollkommen durchgedrückt worden sein. So dagegen hat das Schiff auf dem Innenboden geschwommen, nachdem die Bodenstücke weggeknickt waren. Man kann natürlich hierüber verschiedener Meinung sein. Für mich war dies jedenfalls der Grund, weshalb ich die Bodenkonstruktion beim kombinierten System nicht so stark gemacht habe. Es sollte eine gewisse Weichheit des Außenbodens erhalten bleiben, um den Innenboden als Reservebodenfläche möglichst lange horizontal zu halten.

Die von Herrn A c h e n b a c h vorgeschlagenen Konstruktionen der Bodenstücke haben meines Erachtens doch manche Nachteile, die auf dem Gebiet der Kosten und der Herstellung liegen. Was ferner die rein lokale Festigkeit betrifft, so ist dieselbe natürlich auch im Handelsschiffbau von großer Wichtigkeit, doch lag dies ja nicht im Bereich meiner Betrachtung.

Auf die Äußerungen des Herrn S t i e g h o r s t kann ich leider nicht ausführlich eingehen, da ich seinen Rechnungen im Augenblick nicht so rasch folgen und die Grundlagen nicht prüfen konnte. So ist es mir nicht ganz klar geworden, wie er den Druck auf die Stütze nur auf vier Niete reduziert. Man würde dabei auf Nietbeanspruchungen kommen, die einfach ein Abscheren der Nietquerschnitte zur Folge hätten, wenn tatsächlich die von Herrn S t i e g h o r s t angeführten Beanspruchungen darauf kämen.

Ich bin der Meinung, daß bei den Konstruktionen im Schiffbau meist eine weitgehende Verteilung der Spannungen durch Absteifung der Längsverbände und Querverbände gegeneinander erreicht werden kann, so daß eine gute Verteilung des Druckes auch bei der genannten Stütze erreicht wird. Der Germanische Lloyd läßt ja auch diese Konstruktion zu, was er sicherlich nur tun wird, wenn er mit einer guten Spannungsverteilung rechnen kann. Die in meiner Konstruktion vorgesehene Deckstütze ist bis auf $\frac{1}{4}$ mm die gleiche

wie bei Querspantensystem. Ich hoffe, diese Einzelheiten aber noch persönlich mit Herrn Stieghorst besprechen zu können.

Bei der Bodenkonstruktion beschränkte sich Herr S t i e g h o r s t darauf, den Boden nur in der Querrichtung zu betrachten. Ich habe mich bei meiner Betrachtung auf die Längsrichtung beschränkt, möchte aber hier betonen und tue das auch stets in meiner Lehrtätigkeit, daß man überhaupt alle derartigen Schiffsgefäße niemals nur nach einer Richtung hin betrachten sollte. Es ist vielmehr immer im Auge zu behalten, daß jeder Längsverband mit dem Querverband zusammenwirkt, daß beide sich gegenseitig beeinflussen, und daß wir es mit elastischen Körpern zu tun haben. Wir müssen aber, wenn wir Fortschritte erzielen wollen, und das ist ja auch mein Bestreben, zunächst eine Einschränkung machen und dann sehen, wie weit wir mit der Einschränkung kommen. Dabei kann sich herausstellen, daß solche Einschränkungen nicht immer stichhaltig sind, sobald Versuche von anderen Gesichtspunkten aus bessere Erfolge gehabt haben. Die Versuche sind ja auch von meiner Seite noch nicht abgeschlossen, und ich hoffe dieselben später fortsetzen zu können. Bei meiner Beschränkung auf die Längsfestigkeit konnte ich daher das interessante Gebiet der Querfestigkeit nicht behandeln, möchte aber den Herren Vortrednern dafür danken, daß sie mir die Wege, auf denen sie selbst gleiche Ziele verfolgen, gezeigt haben, so daß auch ich denselben nun mit folgen kann.

Die Ausführungen des Herrn B u c h s b a u m über die Resultate des Herrn H a g e r waren mir bisher noch nicht bekannt, und ich werde selbstverständlich meine Ausführungen daraufhin prüfen. Es scheint aber daraus hervorzugehen, daß die ganze Frage noch nicht völlig geklärt ist, und ich hoffe, auch weiterhin zur Klärung beitragen zu können. Worauf er nicht besonders hingewiesen hat, ist die Unhomogenität des ganzen Schiffs bodens, die sehr wesentlich ist. Augenscheinlich kommt dieselbe bei seiner Betrachtungsweise nicht ganz zum Ausdruck und daher bekomme ich natürlich auch abweichende Resultate.

Über die Dicke der Deckstringer möchte ich nur noch bemerken, daß ich dieses Gebiet gerade jetzt bearbeite. Ich habe den Deckstringer reduziert, weil eine Schrägplatte eingebaut wird, die dazu dienen soll, die in der Ecke auftretenden Schubspannungen zu verringern. Das ist ganz bewußt geschehen. Durch Einbau der Schrägplatte kommen in den Deckstringer nicht die sonstigen Belastungen hinein, sonst müßte man ihn natürlich stärker machen.

Auf die sonstigen Fragen einzugehen, muß ich mir leider bei der vorgerückten Zeit versagen. Ich möchte nur noch meinen herzlichsten Dank aussprechen, daß meinen Ausführungen so viel Interesse entgegengebracht worden ist.

Seine Königliche Hoheit der G r o ß h e r z o g v o n O l d e n b u r g :

Meine Herren! Herr Professor Lienau hat uns eine ernste, gediegene Abhandlung über die Festigkeit von Handelsdampfern vorgeführt. Dieselbe bildet einen höchst beachtenswerten Beitrag zu den heute besonders aktuell gewordenen Fragen betreffend das Längs- und Querspantensystem. Ich danke dem Herrn Vortragenden für die auf seine Arbeit verwendete Mühe, die er sich im Interesse unserer Gesellschaft gegeben hat. (Lebhafter Beifall)

XX. Die Neugestaltung der Hafenabgaben und der Schiffsvermessung.

Vorgetragen von Dipl.-Ing. H. Herner.

Es mag vielleicht etwas gewagt erscheinen, von einer Neugestaltung der Hafenabgaben und der Schiffsvermessung zu sprechen, als ob dieselbe bereits beschlossene Sache wäre. Freilich hat man schon seit Jahren in Wort und Schrift versucht, die maßgebenden Kreise von der Notwendigkeit einer Reform der Schiffsvermessung zu überzeugen, und im besonderen haben die englischen Tonnagekonferenzen der Jahre 1881 und 1906 eine Unmenge Material zu dieser Frage zusammengetragen, aber es ist bisher weder zu einer internationalen Verständigung über ein Änderungsprojekt gekommen, noch ist die Absicht dazu deutlich ausgesprochen. Man kann, genau genommen, daher nur von einem Vorschlag zur Neugestaltung der Hafenabgabe und der Schiffsvermessung sprechen.

Vielfach ist jeder neuen Anregung dieser Frage mit dem Einwand begegnet, eine auf anderer Basis als bisher aufgestellte und von der jetzigen in den Endergebnissen merklich abweichende Schiffsvermessung würde einen derartigen wirtschaftlichen Umschwung vornehmlich in den Hafentarifen und in der Statistik hervorrufen, daß schon aus diesem Grunde an den Grundlagen der heutigen Vermessung nicht gerüttelt werden dürfte. Das ist nicht ganz unberechtigt. Solange die technische Frage der Schiffsvermessung von der wirtschaftlichen Seite der Anwendung ihrer Ergebnisse, das heißt von der Frage der Hafenabgaben und von der Rücksicht auf die Statistik getrennt wird, dürfte wohl kein Vorschlag zur Neugestaltung eines der beiden Teile Aussicht auf Erfolg haben.

Von dieser Überzeugung habe ich mich leiten lassen, als ich im Auftrage der Abteilung für Seeverkehr und Weltwirtschaft des staatswissenschaftlichen Instituts der Universität Kiel die Reziprozität der Beziehungen zwischen Hafenabgaben und Schiffsvermessung in einer größeren Arbeit dargelegt habe, welche dieser Tage unter dem Titel: „Hafenabgaben und Schiffsvermessung, ein kritischer Beitrag zur Würdigung ihrer technischen, wirtschaftlichen und statistischen Be-

deutung“ im Verlage von Gustav Fischer in Jena erschienen ist. Das Ergebnis dieser Untersuchung wird vielleicht für die Schiffbautechnische Gesellschaft soviel Interesse bieten, daß ich es hier in knapper Form zusammenstellen darf.

Man teilt die Hafenabgaben gewöhnlich in solche im engeren und solche im weiteren Sinne ein. Die ersten sollen ein Entgelt sein für die Vorteile, die einem Schiffe bei der Einfahrt in den Hafen, während des Aufenthaltes im Hafenbereich oder am Kai, für Benutzung der Lösch- und Ladevorrichtungen und bei der Ausfahrt gewährt werden. Zu den Hafenabgaben im weiteren Sinne gehören eine Reihe anderer Verkehrsleistungen, die mit der Schiffahrt nur mittelbar im Zusammenhang stehen. Ganz allgemein werden die Hafenabgaben in Gebührenform nach dem Grundsatz der speziellen Entgeltlichkeit erhoben. Die Staaten setzen dabei die Höchstgrenzen der von ihnen selbst, den Gemeinden oder event. von Privatgesellschaften aufgestellten Gebührensätze fest, wobei übereinstimmend der Grundsatz angenommen ist, daß die in den Seehäfen erhobenen Abgaben nur ein Äquivalent für die Benutzung der Schiffahrtsanstalten bieten und keinen Nutzen bringen sollen. Dieser Grundsatz der Anpassung von Leistung und Gegenleistung kann nun entweder unter Berücksichtigung des subjektiven Momentes der Zahlungsfähigkeit des Reeders oder in Anlehnung an das objektive Wertmaß der die Vorteile der Hafenanlagen benutzenden Schiffe durchgeführt werden. Die Leistungsfähigkeit des Reeders ist im wesentlichen durch den Reingewinn, d. h. den Ertrag der Ladung, bedingt. Es spielen dabei eine Reihe persönlicher, sozialer und wirtschaftlicher Momente mit, so daß es gegen die Natur einer solchen vom Staate oder der Gemeinde erhobenen Gebühr wäre, sie von solchen, zum Teil willkürlichen, jedenfalls aber immer schwankenden Faktoren beeinflußt zu lassen. Die Erhebung der Hafengebühr nach der Grundlage des Geschäftsertrages ist daher nur in Ausnahmefällen durchführbar, z. B. da, wo in einem Hafen ganz gleichartige Geschäfte abgewickelt werden, wie im Geestemünder Fischereibezirk. Hier kann der in Prozenten vom Versteigerungserlös aufgestellte Abgabentarif als durchaus rationell wirkend angesehen werden.

Will man nun der Abgabenbemessung das Wertmaß des Schiffes zugrunde legen, so bietet dafür den im ökonomischen Sinne besten Maßstab die Transportleistungsfähigkeit des Schiffes, das ist das Produkt aus Ladefähigkeit und Geschwindigkeit. Würde das zeitliche Moment dabei so weit ausgeschaltet, daß die Gebühr für bestimmte Fristen Gültigkeit hätte, und könnte man eine Zentralleitung über alle Häfen der Welt mit gemeinsamer Kasse einrichten, aus der die Aufwendungen der einzelnen Häfen nach mittleren Grundtaxen ausgeglichen würden, dann wäre eine solche Bewertungsgrundlage die theoretisch vorteilhaft.

teste und gerechteste. Dem Plane stellen sich aber so viele Schwierigkeiten verwaltungstechnischer und wirtschaftspolitischer Art entgegen, daß er als undurchführbar zu bezeichnen ist, und die Einziehung der Gebühren den einzelnen Häfen überlassen bleiben muß. Sobald aber das Schiff jedem Hafen, den es aufsucht, seine Gebühren entrichtet, ist der Maßstab der Transportleistungsfähigkeit für die Gebührenbemessung nicht mehr gerecht, wie folgendes Beispiel zeigt.

Zwei Schiffe mögen die gleiche Transportleistungsfähigkeit von je 30 000 tkm/Stunde haben. Dann müßten beide nach jener Grundlage in derselben Zeit dieselben Gebühren entrichten. Angenommen, die Schiffe machten stets dieselbe Fahrt zwischen zwei bestimmten Häfen hin und zurück, die Häfen hätten dieselben Tarife und das eine Schiff hätte bei 30 km stündlicher Geschwindigkeit eine Ladefähigkeit von 1000 t, das andere bei 15 km Geschwindigkeit eine solche von 2000 t. Sieht man vom Aufenthalt im Hafen ab, dann müßte bei gleichzeitigem Ausgange beider Schiffe das erste in der gleichen Zeit, in der das andere den zweiten Hafen erst erreicht hat, schon wieder im Ausgangshafen angelangt sein, und es hätte dabei doppelt soviel Gebühren als das zweite — trotz gleicher Transportleistungsfähigkeit — bezahlt. Allerdings ist dabei der Aufenthalt im Hafen und sein Verhältnis zur Länge der eigentlichen Fahrt vernachlässigt, was im streng wirtschaftlichen Sinne nicht angängig ist. In Wirklichkeit würden sich die Unkosten etwas zu ungunsten des schnelleren Schiffes verschieben. Abgesehen davon, zeigt das Beispiel aber deutlich, daß die Geschwindigkeit aus der Gebührenbemessung ausgeschaltet werden und die Ladefähigkeit allein als Grundlage gesetzt werden muß. Das schnellere Schiff hätte dann für 1000 t Ladefähigkeit in annähernd derselben Zeit in zwei Häfen insgesamt ebensoviel Abgaben zu zahlen, wie das langsamere in einem Hafen für die doppelt so große Ladefähigkeit. Wirtschaftlich wäre von beiden Schiffen dasselbe erreicht, nämlich in gleicher Zeit hätte jedes Schiff eine Transportleistung von 30 000 tkm/Stunde aufzuweisen. Die Gebührenerhebung nach der Ladefähigkeit ergibt also eine gerechte Grundlage, und man muß anerkennen, daß sie dem Grundsatze von Leistung und Gegenleistung am besten entspricht. Werden dagegen Jahrespauschalen erhoben, wenn z. B. ein Schiff regelmäßig einen Hafen besucht, so fällt naturgemäß der erwähnte Einwand gegen die Gebührenbemessung nach der Transportleistungsfähigkeit fort. Immerhin sind das aber nur Ausnahmefälle.

Die Hafentarife haben nun noch zu beachten, in welchem Umfange das Maß der Beladung eines Schiffes die Proportionalität zwischen Leistung und Gegenleistung beeinflussen kann. Für eine Reihe von Leistungen der Hafenverwaltungen, für die Wegweisung in den Hafen und eine Anzahl weniger umfangreicher und

kostspieliger Einrichtungen ist es zunächst gleichgültig, ob das Schiff Ladung führt oder nicht. Hierfür käme daher zur gerechten Bemessung der Gegenleistung ein die volle Größe des Schiffes kennzeichnendes Maß in Frage, das als Bruttotonnage zu bezeichnen ist. Dasselbe gilt für die Inanspruchnahme der Kaifläche, die ebenfalls zunächst vom Maße der Beladung unabhängig ist, für welche indessen entsprechend dem Verhältnis der Beladung zur Ladungsmöglichkeit ein Zuschlag zu den Grundgebühren erhoben werden sollte. Für eine Reihe anderer Hafeneinrichtungen, bei denen die Intensität der Benutzung proportional ist der Menge der geladenen oder gelöschten Ladung, wie z. B. für die Inanspruchnahme der Transport-, Wäge- und Hebevorrichtungen wird dagegen die Anpassung des Tarifes an die Menge und vielleicht auch an den Wert der Ladung wünschenswert sein. Für sie kommt daher als ein durch die Schiffsvermessung mit der Nettotonnage festzulegendes Grundmaß die Beladung des Schiffes in Betracht, die entweder ganz oder in bestimmten Teilen der Ladefähigkeit entspricht. Das heißt zusammengefaßt: Zu einem gesunden wirtschaftlichen Ausgleich zwischen Leistung und Gegenleistung in den Häfen, wodurch zugleich die einfachste Gestaltung der Hafentarife ermöglicht wird, kann die Schiffsvermessung in der Weise die Grundlage bieten, daß sie in der Bruttotonnage ein wirklich unzweideutiges, jeden Schiffstyp in seiner wahren Größe kennzeichnendes Raum- oder Größenmaß, in der Nettonnage ein angennäheretes Maß der Leistungsfähigkeit des Schiffes am besten in Gestalt seiner Ladefähigkeit aufstellt. Teilt man nach dieser Erkenntnis die Hafenabgaben ein in allgemeine Hafenabgaben, die jedes Schiff, ob beladen oder nicht, ob Schnelldampfer oder Schlepper zahlen muß, weil es bei der Einfahrt von den Einrichtungen der Hafenverwaltungen, den ausgelegten Fahrtzeichen und Bojen und bei Nacht von den aufgestellten Leuchtfeuern und Signalen Gebrauch macht, und in die Kriegsabgaben für Benutzung der Kaiflächen usw., so lassen sich in diese beiden Abgabenkategorien alle Nebenspesen einreihen, soweit sie nicht besonders verlangte oder außergewöhnliche, von der Behörde nur unter besonderen Umständen auferlegte Dienstleistungen voraussetzen. Für die allgemeinen Hafenabgaben kommt dann die Bruttotonnage in Betracht, und da die Kaiabgaben davon abhängig zu machen sind:

1. wieviel Raum das Schiff am Kai beansprucht,
2. wie lange es am Kai liegt,
3. ob und wieviel Ladung es löscht oder einnimmt,
4. welcher Art die Ladung ist,
5. ob Hebevorrichtungen der Hafenverwaltung in Benutzung genommen werden,

so ist zur Bemessung der Kaiabgaben sowohl die Brutto- wie die Nettotonnage des Schiffes heranzuziehen. Beide Tarife sind zweckmäßig nach dem Fahrtbereich und vielleicht je 100 r. t. in steigender Skala abzustufen, um damit die natürliche wirtschaftliche Überlegenheit größerer Schiffe und solcher auf langer Fahrt auszugleichen.

Teilt man die Ladung nach drei Wertgrößen in geringwertige (dazu wäre auch Ballast zu rechnen), mittel- und hochwertige ein, und berücksichtigt man ferner, ob ein Schiff ganz oder teilweise beladen ist durch eine Dreistufung in voll, bis $\frac{2}{3}$ und bis $\frac{1}{3}$ beladen, so sind damit die Grundzüge für eine Neugestaltung der Hafenabgaben festgelegt. Ein Unterschied zwischen den Betriebsarten kann nun fortfallen, da er schon in dem die Ladefähigkeit des Schiffes kennzeichnenden NettoRaumgehalte des Schiffes zum Ausdruck kommt.

Bezeichnet A die Bruttotonnage, B die Nettotonnage, die beide in der nach den angedeuteten Leitsätzen neugestalteten Schiffsvermessung erhalten werden, so errechnen sich die allgemeinen Hafenabgaben zu A.a, worin a ein Faktor ist, der sich nach dem Fahrtbereich und dem Registergehalt ändert. Die K a i a b g a b e n werden nach der Gleichung $A.b.n + B.c.n.m.$ ermittelt, worin b und c die nach Fahrtbereich und Größenstufen einzusetzenden Faktoren sind, n bedeutet die Anzahl der Tage zu je 24 Stunden, innerhalb derer die Kais besetzt gehalten werden, m einen Grundfaktor für den Ladungswert, und zwar ist m so zu bemessen, daß

$$\begin{aligned} m &= 1 \text{ für geringwertige,} \\ &= 2 \text{ „ mittelwertige,} \\ &= 3 \text{ „ hochwertige} \end{aligned}$$

Ladung gesetzt wird.

Für Passagierschiffe gibt die Ladefähigkeit kein zutreffendes Bild ihrer Rentabilität, da die Personenbeförderung ungleich mehr Gewinn als der Gütertransport abwirft. Hier hat daher noch ein 3. Summand hinzuzutreten:

$o.p$, worin o die Anzahl der gelandeten oder eingeschifften Passagiere, p die für jeden zu entrichtende Kopfrate bedeutet.

Die Gesamtabgaben eines Frachtschiffes im Hafen stellen sich daher zu:

$$A.a + A.b.n + B.c.n.m = A(a + b.n) + B.c.n.m.$$

diejenigen für Passagierschiffe:

$$A(a + b.n) + B.c.n.m + o.p.$$

Einzelne Hafenabgaben im weiteren Sinne, wie Schuppengelder usw., müssen allerdings als Nebenspesen bestehen bleiben, da sie nicht immer in Anwendung

kommen. Die für die Inanspruchnahme der Schuppen zu erhebenden Spesen lassen sich nachträglich am einfachsten nach dem eingenommenen Raume oder der Tonne Ladung berechnen. Mit ihrer Zahlung wird auch seltener das Schiff belastet, als vielmehr der Eigentümer der Ladung bzw. der Verfrachter.

Die Lotsengebühren sind vielfach nach dem Tiefgang des Schiffes geregelt, weil es mehr Mühe macht, tiefgehende Schiffe als flache Fahrzeuge durch ein in der Tiefe stellenweise beschränktes Fahrwasser zu führen. Da die Tiefe eines Schiffes aber nicht immer unzweideutig festgestellt werden kann, so empfiehlt sich die Anwendung einer Grundtaxe nach Maßgabe des durch A—B dargestellten Gewichtes des leeren betriebsfertigen Schiffes und eines Zuschlages entsprechend der Beladung. Die Lotsengebühren erhalten dann folgende Fassung:

$$(A-B) \cdot e + B \cdot f.$$

Das gemeinsame Schema für die Abgabenfaktoren wird sich zweckmäßig in die Formen, wie auf Seite 652 angegeben, kleiden lassen.

Der Vorteil einer solchen event. durch internationale Verständigung anzustrebenden Neugestaltung der Hafenabgaben liegt darin, daß sie einen gerechten Ausgleich zwischen Leistung und Gegenleistung verbürgt, sodann daß die Hafentarife einfach und übersichtlich werden und der Schiffsführer leicht feststellen kann, was ihm ein Aufenthalt im Hafen kostet, ohne daß ihm nachher noch für viele kleine Nebenleistungen, wie Unratbeförderung, Überwachung und Beleuchtung usw. Gebühren angerechnet werden. Ferner können alle Sondertarife fortfallen, die bisher notwendig waren, um die ungerechte Bevorzugung einzelner Schiffstypen durch die bisherigen Schiffsvermessungsergebnisse auszugleichen.

Die Neuregelung der Hafentarife setzt die Änderung der Schiffsvermessung voraus, welche in ihren neuen Ergebnissen eine sichere Grundlage für die gerechte Verteilung der Lasten der Schiffahrt in den Häfen bieten soll.

In ihren Anfängen schon ist die Schiffsvermessung bemüht gewesen, den wirtschaftlichen Forderungen einer Anpassung ihrer Ergebnisse an die Gewinnmöglichkeit des Schiffes gerecht zu werden. Davon zeugen fast alle früheren Vermessungsgesetze, welche immer die Lade- bzw. Tragfähigkeit des Schiffes mit dem Begriffe der Tonnage feststellen wollten. Die Monsonsche Regel, das B O M-Verfahren (Builder's Old Measurement), die alte dänische Vermessung und diejenigen der deutschen Staaten bis zum Jahre 1872 bestätigen diese Tatsache. In dem englischen New Measurement wurde 1835 zum ersten Male bewußt der Raum an Stelle des Gewichts ermittelt, aber nur, weil es damals kein Mittel gab, das Lade-

	Hafenschiffe	Küstenfahrer	Schiffe auf großer Fahrt	Schiffe mit einem Bruttogehalt (br. r. t.)
Hafenabgaben = A . a.	a			unter 100 von 100— 200 „ 200— 500 „ 500—1000 „ 1000—2000 „ 2000—5000 über 5000
Kaiabgaben = A . b n + B c . n . m Für n = 1 m = 1: = A b + B c	{ b c b c b c b c b c b c b c			unter 100 von 100— 200 „ 200— 500 „ 500—1000 „ 1000—2000 „ 2000—5000 über 5000
Lotsengebühren (A — B) e + B . f.	{ e f e f e f e f e f e f			unter 100 von 100— 200 „ 200— 500 „ 500—1000 „ 1000—2000 „ 2000—5000 über 5000

gewicht eines Schiffes sicher feststellen zu können. Der Merchant Shipping Act vom Jahre 1854, der in dem Moorsomschen System die Grundlage zu unserer heutigen Vermessung legte, behielt diese Raumvermessung bei und stellte die Tonnage damit wirtschaftlich auf eine Basis, welche dem von den Staaten proklamierten Grundsätze von gleicher Leistung und Gegenleistung bei Bemessung

der Hafenabgaben am unvollkommensten entspricht. Ein der Ladung zufällig zur Verfügung bleibender Raum kann niemals die Ladefähigkeit treffend kennzeichnen, weil der Raumbedarf je nach der Art der Transporte bei gleichem Ladegewicht verschieden ist. Schiffe mit Schwergutladung benötigen z. B. nur einen geringen Raum und können demnach die abziehbaren Räume zur Erzielung einer kleinen Nettotonnage über Bedarf ausdehnen. Ist es daher schon ein schwerwiegender Mangel der heutigen Schiffsvermessung, die Verdienstkräft eines Schiffes nach dem zufällig der Ladung verbleibenden Raum zu bemessen, ganz gleichgültig, ob derselbe jemals ausgenutzt wird oder nicht, so erhöhen sich ihre Fehler noch dadurch beträchtlich, daß dieser vermeintliche Laderaum auf eine zum Teil ganz willkürliche Weise berechnet wird.

Die heutige englisch-deutsche, von fast allen Kulturstaaten übernommene Schiffsvermessung bestimmt ja bekanntlich den Bruttoraumgehalt als Summe des Raumes unter Deck und der Aufbauten. Den Nettoraumgehalt des Schiffes erhält man aus seinem Bruttoraumgehalt, indem man von ihm diejenigen Räume abzieht, die Navigations-, Propeller- und Unterkunftszecken für die Mannschaft dienen. Jeder zur Aufnahme von Ladung ungeeignete Raum, der also für die genannten Zwecke nicht eingerichtet wird, ist vermessungstechnisch ein verlorener Raum.

Die Aufbauten werden unterschieden in offene und geschlossene. Offen sind sie, wenn sie entweder wirklich Öffnungen haben oder mit besonderen, in den „Technischen Anweisungen“ gekennzeichneten Verschlüssen versehen sind. Solche offenen Aufbauten erscheinen weder im Brutto- noch im Nettoraumgehalt. Trotzdem dürfen in den so ausgesonderten Aufbauten Ladung und Kohlen gefahren werden. Allerdings wird das Freibordmaß davon abhängig gemacht, ob die Aufbauten eingemessen sind oder nicht, aber während die Schiffsvermessungsbehörde drei näher festgelegte Arten von Verschlußöffnungen als gleichwertig aussondungsermöglichend ansieht, macht die Seeberufsgenossenschaft zwischen diesen Unterschieden, deren Einfluß auf die Trag- und Ladefähigkeit des Schiffes für den Reeder von großer Bedeutung ist. Darin liegt ein bedauerlicher Widerspruch, der auf alle Fälle vermieden werden müßte.

Eine besondere Art der offenen Aufbauten haben die Shelterdecker, die über dem Oberdeck einen ganzen Deckraum führen, der durch besondere, nicht verschalkbare Luken und einige Speigaten aussonderungsfähig wird. Gegen diese Speigaten, welche das Schiff nach Ansicht vieler Reeder seeuntüchtig machen, wird in letzter Zeit vielfach mobil gemacht. Das bedeutet aber entschieden ein Verkennen der Tatsachen. Der Shelterdecker soll kein so tragfähiges Schiff sein

als beispielsweise der Spardecker, demgegenüber er einen viel geringeren Registergehalt und dementsprechend auch eine bedeutend kleinere Abgabenquote besitzt. Weil der besonders weit ausgedehnte, über die ganze Schiffslänge reichende Aufbau hier nicht eingemessen wird, darf er auch keine volle Ladungsmöglichkeit haben, und diese kann ihm nur durch die Forderung entsprechender Öffnungen genommen werden.

Abgesehen von der verschiedenen Behandlung tragfähiger Aufbauten wird die Größe des Bruttoraumes dadurch noch weiter willkürlich beeinflußt, daß zur Erreichung eines günstigeren Maschinenraumabzuges Kessel- und Maschinenräume, die sonst ausgesondert würden, eingemessen werden. Der Begriff des Bruttoraumgehaltes ist also ein sehr schwankender und gibt der Statistik unsichere Vergleichsmaße.

Diese Unterschiede im Bruttoraumgehalt zwischen gleich tragfähigen Schiffen sind aber noch gering gegen diejenigen, welche das Nettoergebnis liefern kann. Der Abzug der Maschinen- und Bunkerräume erfolgt nach der sogenannten „Prozentregel“. Beträgt der gesamte Maschinenrauminhalt bei Schraubendampfern weniger als 13 oder mehr als 20 %, oder bei Raddampfern weniger als 20 oder mehr als 30 %, so ist der Abzug bei Schraubendampfern das 1,75 fache, bei Raddampfern das 1,5 fache des wirklich gemessenen Raumes, wobei der Zuschlag von $\frac{3}{4}$ bzw. $\frac{1}{2}$ als Kohlenbunkerinhalt angenommen wird. Liegt dagegen der Maschinenrauminhalt innerhalb jener Grenzen, so werden insgesamt bei Schrauben-dampfern 32 %, bei Raddampfern 37 % des Bruttoraumgehaltes für Maschinenräume und Kohlenbunker abgezogen. Da mit diesem prozentualen Abzuge auf den Bunkerbedarf der Schiffe keine Rücksicht genommen wird und Schiffe der verschiedensten Fahrtbereiche nach derselben Schablone behandelt werden, so gibt die Nettotonnage eine die tatsächliche Verdienstkraft des Schiffes so wenig kennzeichnende Größe, daß es der größten Aufmerksamkeit und Erfahrung der Hafenbehörden und Dockgesellschaften bedarf, um trotz solcher mangelhafter Unterlagen zu einer einigermaßen gerecht wirkenden Verteilung der Abgaben auf die einzelnen Schiffe zu kommen. Die somit als Regulatoren für die ungerecht wirkende Schiffsvermessung dienenden Hafentarife müssen sehr kompliziert werden und können allen Neuerungen der Technik gegenüber nur durch Herausgabe weiterer Sonderbestimmungen Schritt halten.

Welche gewaltigen Unterschiede in den Abzügen durch geringe Größenverschiebungen der Maschinenräume hervorgerufen werden können, charakterisiert sich in folgenden Beispielen. Beträgt die Maschinenraumgröße eines Schrauben-dampfers 12 % vom Bruttoraumgehalt, so ist der Abzug $12 + \frac{3}{4} \cdot 12 = 21\%$.

Ist der Maschinenraum eines anderen gleich tragfähigen Schraubendampfers dagegen $\frac{13}{100}$ so groß wie der Bruttoraumgehalt, so werden 32 % von den letzteren abgezogen. Das ist ein Plus von 11 %, das durch Vergrößerung der Maschinenräume um nur 1 % erreicht ist. Nimmt man nun einmal an, die beiden Dampfer haben je 10 000 cbm Bruttoraumgehalt, so würde der letztere $1100 \text{ cbm} = 390 \text{ r. t.}$ mehr abgezogen erhalten, als der erste, und zwar nur dadurch, daß er die Maschinenraumgröße von 12 auf 13 % vom Bruttoraumgehalt gebracht hat. In England hat man einmal jede r. t. Abzug auf 2 f jährlichen Nutzen geschätzt. Mit dieser Rechnungsunterlage ergibt sich für das zweite Schiff jährlich ein Gesamtnutzen von 15 600 M. gegenüber dem ersten bei gleicher Tragfähigkeit. Im ungünstigsten Falle kann dabei der Laderaum um 1 % = 100 cbm kleiner geworden sein. Nicht ganz so schroff liegen die Unterschiede, wenn die Maschinenraumgrößen sich der oberen Grenze von 20 % nähern. Ein Schraubendampfer von 20 % Maschinenraumgröße erhält 32 % Abzug. Erhöht derselbe seinen Maschinenraum bis auf 21 %, so beträgt der Abzug $21 + \frac{3}{4} \cdot 21 = 36\frac{3}{4} \%$. Das ergibt ein Plus an Abzug von $4\frac{3}{4} \%$ vom Bruttoraumgehalt.

Diese sprunghafte Wirkung des Prozentabzuges kennzeichnet sich deutlich in einer Darstellung auf beigefügter Abbildung (s. S. 658), welche dem in der Tabelle festgelegten Berechnungsbeispiele folgt.

Es sei dafür ein im Bruttoraumgehalt immer gleichbleibendes Schiff von 1000 br. r. t. angenommen, bei welchem sich das Maschinengewicht und auch die Maschinenleistung entsprechend den angenommenen Maschinenraumgrößen steigern möge. Das Displacement betrage dabei gleichmäßig 2000 t; das Schiffseigengewicht 700 t, und für Navigations- und Mannschaftsunterkunftsräume werde ein gleichbleibender Abzug von 5 % = 50 r. t. gemacht. Der geringe Mehrbedarf, welchen diese Räume bei den größeren Maschinenanlagen benötigen, soll der Einfachheit halber außer Betracht gelassen werden. Die Tragfähigkeit ergibt sich nun als Differenz vom Displacement und (Schiffseigengewicht und Maschinengewicht) und die Ladefähigkeit aus der Tragfähigkeit nach Abzug des Gewichtes der wirklich gebrauchten Kohlen und der Besatzung. Das Besatzungsgewicht kann vernachlässigt werden. Um das Kohlengewicht zu bestimmen, werde angenommen, daß die Schiffe auf atlantischer Fahrt (A t l) einen Aktionsradius d von 3000 sm, diejenigen auf großer Küstenfahrt (K) einen solchen von 1000 sm im Durchschnitt besitzen, und das Kohlengewicht wird dann:

$$= \frac{\frac{d}{v} \cdot \text{PSi} \cdot k}{1000}$$

Vergleichswerte zwischen Trag- bzw. Ladefähigkeit und Registertonnage bei

a	b	c	d	e	a-[c+e]	Maschinenleistung	Geschwindigkeit	f	g	h	f-[g+h]		Wirklich ge- brauchtes Kohlengew. in t für	
			Maschinenraum in r. t.		Angerechn. Kohlenbunk. Abzug für Mannschaft			Displacement	Schiffseigen- gewicht	Maschinen- gewicht	Tragfähig- keit			
br. r. t.	ge- messen	ge- messen	Abzug	r. t.	r. t.	n. r. t.	PSi	kn	t	t	t	r. t.	Atl.	K.
1000	100	100 + 75	75	50	775	365	8,3	2000	700	91,4	1208,6	427	99	33
1000	130	130 + 97,5	97,5	50	722,5	490	9	2000	700	122,5	1177,5	416	122,6	40,8
1000	131	320	189	50	630	490	9	2000	700	122,5	1177,5	416	122,6	40,8
1000	200	320	120	50	630	800	10,5	2000	700	200	1100	388	171,5	57,1
1000	201	201 + 150,75	150,75	50	598,25	800	10,5	2000	700	200	1100	388	171,5	57,1
1000	300	300 + 225	225	50	425	1330	12,7	2000	700	332	968	342	236	78,5
1000	400	400 + 300	300	50	250	2000	14,9	2000	700	500	800	282	302	100,5
1000	500	500 + 375	375	50	75	3000	17	2000	700	750	550	194	397	132
1000	543	543 + 407,29	407	50	0	3600	18	2000	700	875	425	150	450	150

in Tonnen, worin die errechnete Geschwindigkeit v in sm pro Stunde und k als Koeffizient gleichmäßig zu 0,75 (0,75 kg Kohlen pro PSi und Stunde) angenommen sind. Der Kohlenraum wird zu 1,2 cbm pro Tonne gerechnet.

Die Kurven zeigen die allein durch die Prozentregel sich ergebenden Mängel der bestehenden Vermessungsordnung. Der zackige Verlauf der Begrenzungslinie, welche den Unterschied zwischen Ladefähigkeit und Nettoraumgehalt sowie denjenigen der wirklich benötigten gegen die angerechneten Bunkergrößen in den schraffierten Flächen kennzeichnen, würde durch einen gleichmäßig für alle Schiffe berechneten Zuschlag von 75 % vom Maschinenraum als Bunkerraum, wie ihn die bei der Suezvermessung in Anwendung kommende Donauregel vorsieht, schon wesentlich gemildert werden.

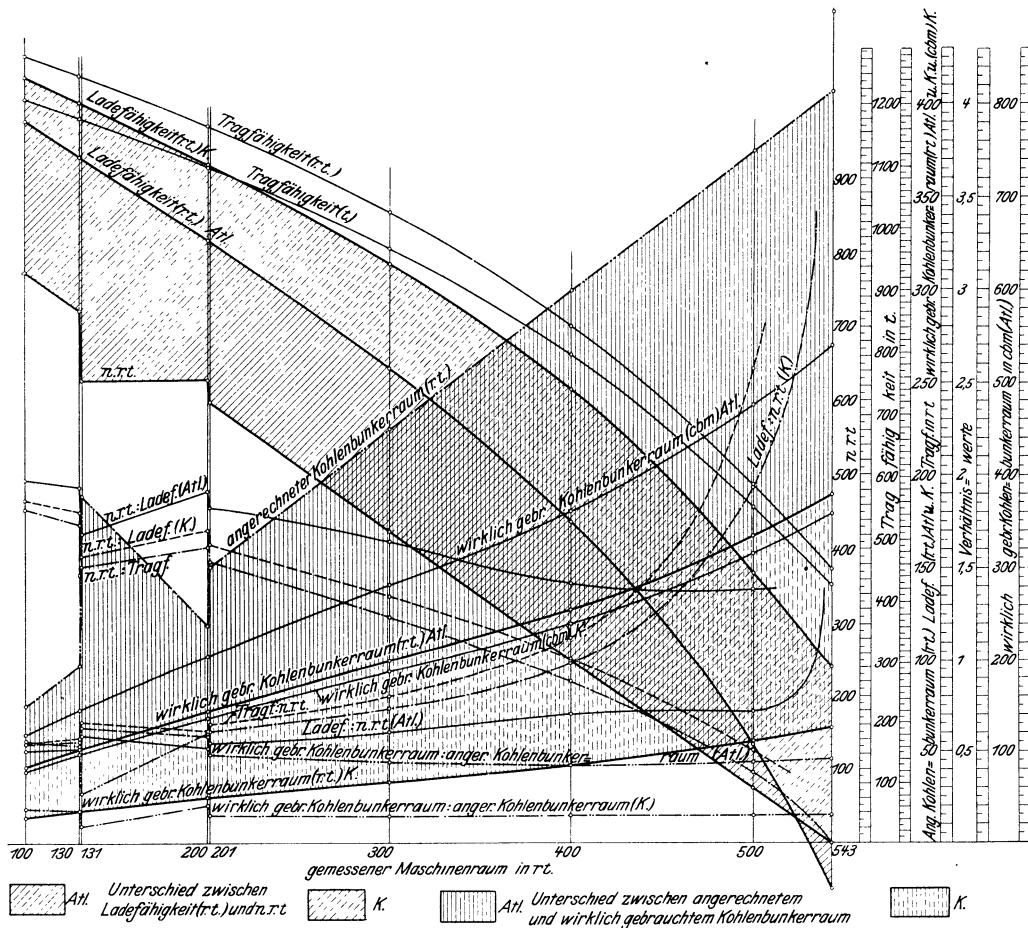
Die angedeuteten Lücken und Mängel der Vermessungsordnung reizen naturgemäß den Konstrukteur, die Frage einer so leicht zu steigernden Rentabilität allen anderen technischen Fragen voranzustellen. Er konstruiert das Schiff nicht mehr allein nach der Überlegung in bezug auf Sicherheit, Festigkeit und absoluter Wirtschaftlichkeit, sondern ordnet die Ausnutzung natürlicher Produktivitätsmöglichkeit den einseitig und willkürlich gezogenen Schranken der die Rentabilität des Betriebes stark und ungleich beeinflussenden Vermessungsvorschrift unter. Die wirkliche Unzulänglichkeit der bestehenden Vermessung wird ferner noch durch die Unklarheiten des Reglements gekennzeichnet, die häufig Änderungen und Er-

verschiedenen Schiffstypen von je 1000 br. r. t. nach nationaler Vermessung.

		i	k	$\frac{i}{d}$	$\frac{k}{d}$	Ladefähigkeit				Lade-fähigkeit n. r. t.		n. r. t.		n. r. t.		Tragf.	
Wirklich gebrauchter Kohlenraum				Wirklich gebrauchter angerech-neter Kohlen-bunker-raum		für Atl.		für K.		für		Ladef.		Tragf.		n. r. t.	
	in cbm	in r. t.				in		in		in		in		in			
Atl.	K.	Atl.	K.	Atl.	K.	t	r. t.	t	r. t.	Atl.	K.	Atl.	K.	Atl.	K.		
118,9	39,6	42	14,0	0,560	0,187	1109,6	392	1175,6	415	0,505	0,555	1,98	1,87	1,82	0,55		
147,0	49,0	51,9	17,3	0,533	0,176	1054,9	372	1136,6	401,5	0,515	0,555	1,94	1,81	1,74	0,575		
147,0	49,0	51,9	17,3	0,275	0,091	1054,9	372	1136,6	401,5	0,590	0,635	1,69	1,57	1,51	0,66		
206,0	68,5	72,7	24,2	0,605	0,202	928,5	328	1042,9	368	0,520	0,585	1,92	1,71	1,62	0,615		
206,0	68,5	72,7	24,2	0,482	0,161	928,5	328	1042,9	368	0,548	0,615	1,83	1,63	1,54	0,65		
283,5	94,2	100	33,2	0,444	0,148	732	258	889,5	314	0,607	0,740	1,65	1,35	1,24	0,805		
362,5	120,4	128	42,5	0,427	0,142	498	176	699,5	247	0,705	0,990	1,42	1,01	0,89	1,13		
477,0	158,5	167,5	56,0	0,447	0,149	153	54	418	147,5	0,720	1,965	1,39	0,508	0,386	2,58		
540,0	180,0	190,5	63,5	0,468	0,156	0	0	275	97	—	∞	0	0	0	∞		

gänzungen der „Erläuterungen“ und der „technischen Anweisungen“ nötig machen. Gerade die Nachträge bestätigen es immer von neuem, daß unsere heutigen Vermessungsbestimmungen nur aus der Anschauungssphäre der Moorsomschen Zeit heraus entstanden sind und keine allumfassenden und für alle Zeiten gültigen Grundregeln enthalten, welche die veränderlichen, dem Fortschritte der Technik und dem allgemeinen wirtschaftlichen Aufschwunge angepaßten Formen und Neugestaltungen des Schiff- und Schiffmaschinenbaues in sich aufnehmen können. Die Anwendung neuer Betriebsformen, der Ersatz der Dampfmaschinen durch Turbinen und Motore oder die Anwendung neuer Schiffsrumpfkonstruktionen wird die Vermessungsbehörden immer in Verlegenheit setzen. Motorschiffe und Turbinendampfer haben mit dem geringen Raumbedarf ihrer Antriebsmechanismen immer Mühe, bei der Vermessung die untere Grenze von 13 % vom Bruttoraum zu erreichen. Die Folge davon ist, daß diese Motor- und Dampfräume von den Werften über Bedarf groß gemacht werden und ausgedehnte Licht- und Luftsächäfte erhalten. Die Vermessungsordnung, die für eine solche Betriebsart nicht mehr stichhaltig ist, zwingt also zu Maßnahmen, die sowohl vom technischen wie vom wirtschaftlichen Standpunkte aus absolut verwerflich sind, da sie ev. bei eintretender Leckage die Sicherheit der Schiffe gefährden und den der Ladung verbleibenden Raum künstlich beschränken. Fällt bei solchen Motorschiffen der eigentliche zu Wasserballastzwecken benutzte Doppelboden fort, wie z. B. bei

Ölschiffen üblich ist, dann entsteht damit eine weitere Verlegenheit. Ein doppelter Boden besteht bei diesen Schiffen nur im Bereiche des Motorraumes. Er wird zur Aufnahme des flüssigen Brennstoffes verwendet. Vor und hinter diesem Boden hat das Schiff meist nicht so hochragende Bodenstücke ohne Doppelboden. Während also in den Ladeabteilungen des Schiffes die Vermessung bis auf die Bodenwangen heruntergeführt wird, erstreckt sie sich im Motorraum nur bis auf die



Doppelbodendecke. Dieser selbst ist dadurch vom Brutto- und Nettoraumgehalt ausgeschaltet. Mit dem Abzuge des Maschinenraumes (= 32 % vom Bruttoraumgehalt) wird zugleich eine angenommene Raumgröße für den Brennstoff abgezogen. Da derselbe nun im Doppelboden lagert, der im Bruttoraume nicht enthalten ist, so wird somit ein Raum abgezogen, der vorher gar nicht im Bruttoraum eingemessen war. Das verstößt aber gegen § 14 Abs. 1 der Vermessungsordnung, wo gesagt wird: „Von dem Bruttoraumgehalt kommen zur Bestimmung des Netto-

raumgehaltes in Abzug, jedoch nur, wenn diese Abzüge zuvor in dem Bruttoraumgehalt ein vermessen sind“ usf.

Alle diese Unkorrektheiten der Vermessungsergebnisse appellieren schließlich wieder an die ausgleichende Wirkung der Hafentarife und tragen in diese letzteren ein beunruhigendes Moment hinein, das noch durch die stetig abwärts gerichtete Tendenz der Verhältniswerte von n. r. t. : Ladung und n. r. t. : br. r. t gegenüber den wachsenden Einheitskosten der Hafenanlagen verstärkt wird. Trotz der dadurch notwendig werdenden Sondertarife lassen sich Begünstigungen einzelner Schiffstypen auf Kosten anderer nicht vermeiden, und ein voller und für alle Zeiten gültiger Ausgleich kann nur dann geschaffen werden, wenn eben eine neue Vermessung den Hafentarifen eine solche Grundlage gibt, auf der sie sich ausnahmslos und ohne Benötigung von Sondertarifen für normale Typen aufbauen können.

Für eine derartige Neugestaltung der Schiffsvermessung ist als Bruttotonnage — den früheren Ausführungen entsprechend — ein die ganze Schiffsgröße, als Nettotonnage ein die Ladungsgröße kennzeichnendes Maß zu nehmen.

In den englischen Tonnage-Kommissionsberatungen im Jahre 1881 wurden folgende vier Forderungen an ein brauchbares Vermessungsverfahren gestellt:

1. Gerechte Gebührengrundsätze zwischen Zahlenden und Empfängenden,
2. Keine Bevorzugung einzelner Schiffsklassen,
3. Wahrscheinlichkeit einer allgemeinen Annahme,
4. Keine Möglichkeit zu Umgehungen auf Kosten der Seetüchtigkeit.

Diese Bedingungen können wir auch heute noch voll anerkennen; die Erfahrungen mit dem heutigen Vermessungsverfahren nötigen uns aber, sie in einzelnen Punkten noch zu ergänzen, und zwar müssen wir als weitere Bedingung hinzufügen:

5. Brauchbarkeit bei fortschreitender Technik und bei Verwendung neuer, bisher nicht benutzter oder nicht bekannter Schiffs- und Maschinenkonstruktionen,
6. Einfache und präzise Fassung, welche die Möglichkeit verschiedener Auffassung ausschaltet,
7. Keine Rücksichtnahme auf humane und sanitäre Bestrebungen, die durch Gesetze allein geregelt werden sollen.

Vereinigen wir mit diesen Grundsätzen die Forderungen, welche Wirtschaft und Statistik an die Ergebnisse der Schiffsvermessung zu stellen berechtigt sind, so ist es klar, daß eine Raumvermessung, welche zu dem wirtschaftlichen Faktor

der Transportgröße in sehr loser Beziehung steht, die außerdem technisch so viele Schwierigkeiten bereitet und der Statistik irreführende Unterlagen gegeben hat, überhaupt nicht mehr in Frage kommen kann. Sie ist vielmehr durch eine Gewichtsvermessung zu ersetzen, deren Angaben viel präziser sind. Bei ihr ist es gleichgültig, ob ein Aufbau Öffnungen besonderer Konstruktion hat oder nicht; bei ihr fühlt sich der Konstrukteur in seinen sachgemäßen Ausführungen durch Zwangsrücksichten nicht eingeengt, und der Handel benötigt keinerlei Umrechnung, um Kosten und Verdienst der Schiffahrt zu ermitteln.

Ein einziger Vorbehalt ist — allerdings unberechtigterweise — der in der Displacementmethode zum Ausdruck kommenden Gewichtsmessung gemacht worden, nämlich daß das Gesamtgewicht eines Handelsschiffes infolge wechselnder Beladung zu unbestimmt sei, um daraus ein amtliches Größenmaß herzuleiten. Im Kriegsschiffbau denkt niemand daran, beim Größenvergleich zweier Schiffe gleichen Charakters das Displacement als zunächst maßgebenden Faktor anzufechten, und es wird kaum vorkommen, daß in der Vergleichsstatistik zwei Rubriken aufgeführt sind, deren eine das Displacement mit vollem Betriebs- und Munitionsmaterial, deren andere das Displacement bei leeren Bunkern und leeren Munitionsräumen angibt. Ein Frachtschiff ändert allerdings seine Wasserverdrängung erheblich mehr. Zwischen Leicht- und Tiefladelinie kann jeder Tiefgang eingenommen werden, je nachdem das Schiff leer, in Ballast, teilweise oder voll beladen fährt. Das Handelsschiff ist sich eben nicht wie das Kriegsschiff Selbstzweck. Es wird gebaut, um Transporte auszuführen. Erst mit der Aufnahme und Fortleitung dieser Transporte erfüllt es seinen Zweck. Aber es wird naturgemäß immer bestrebt sein, um rentabel zu bleiben, soviel Ladung fortzuführen, als ihm das Gesetz (Freibord) oder die Erfahrung gestattet. Es ist daher selbstverständlich, daß die Größe eines Handelsschiffes nur nach der bis zur Höchstgrenze ausgedehnten Belastung beurteilt werden kann. Alle anderen Fahrten, die das Frachtschiff bei geringerer Belastung ausführt, sind entweder nur Mittel zum Zweck, um in einem entfernten Hafen lohnende Ladung übernehmen zu können, oder aber ein Notbehelf infolge wirtschaftlichen Tiefstandes. Und es würde doch gewiß keinem Statistiker einfallen, in solchen Zeiten die Bruttotonnage der Frachtschiffe im Vergleich mit der anderer Staaten nach dem derzeitig eingenommenen geringeren Durchschnittsdisplacement zu bestimmen, im nächsten besseren Jahre aber wieder das volle Displacement einzuführen. Eine solche Unterscheidung ist wohl zur Untersuchung und zum statistischen Nachweis des Umfanges des wirtschaftlichen Niederganges, keineswegs aber zur statistischen Feststellung des gesamten Tonnageumfanges einer Handelsflotte angebracht.

Aber nicht nur die Statistik hat ein Interesse daran, das Gewicht des bis zur Höchstgrenze belasteten Schiffes festzustellen, sondern ganz besonders auch die Hafenbehörden, denen diese Größe einen Maßstab der Verdienstmöglichkeit des Schiffes zu geben vermag. Ihr wollen sie dann die Abgaben anpassen. Bei diesen letzteren kommt es durchaus nicht darauf an, ob das Schiff zufällig beim Passieren der Leuchtfelder und Bojen die volle Ladung an Bord führt oder nicht. Zum Vergnügen wird es sicher nicht in den Hafen einfahren, sondern immer darauf ausgehen, sobald als möglich das volle Ladegewicht aufzunehmen und diese Ladung übers Meer zu transportieren. Auf die volle Ladung des Schiffes sind auch immer die Abmessungen des Schiffes berechnet. Ihr entspricht das Deplacement, d. h. der Raum, den das Schiff im Wasser einnimmt und auf welchen es schließlich beim Eintritt in den Hafen sowie beim Liegen am Kai Anspruch erhebt.

Als Bruttotonnage ist daher am zweckmäßigsten das Deplacement des Schiffes zu wählen.

Wie erhält man nun das Deplacement?

Der Schiffbauer ermittelt es an der Hand der Linienzeichnung durch Planimetrierung oder Rechnung nach Simpson oder nach der Trapezregel. Die Behörden können sich auf eingereichte Zeichnungen, von denen die Bauausführung oft abweicht, nicht einlassen, ohne zum mindesten am Schiffskörper Stichmaße zu nehmen. Dann ist es aber fast ebenso einfach, und auf jeden Fall genauer, die ganze Aufmessung am Schiffskörper selbst vorzunehmen. Zu diesem Zwecke wird der ganze untere Schiffsraum bis zum oberhalb der Tiefladelinie gelegenen Deck vermessen und später, nach Festsetzung des Freibordes, der Raum zwischen Tiefladelinie und Vermessungsdeck wieder abgezogen.

Diese Vermessung setzt also die Festlegung der Tiefladelinie voraus und muß folglich mit der Freibordbestimmung Hand in Hand gehen. Das ist insofern ganz unbedenklich, als schon heute die Freibordberechnungen Englands und Deutschlands nahezu übereinstimmen und der Freibordzwang sich binnen kurzem auch auf die Schiffe der kleinen Küstenfahrt, der Sund- und Wattfahrt erstrecken wird. Schon jetzt bestehen überdies Beziehungen zwischen jenen beiden Behörden, welche die Vermessung und den Freibord beaufsichtigen, indem die Freibordberechnung von den Ergebnissen der offiziellen Raumvermessung der Vermessungsbehörde abhängig gemacht wird.

Irgendeine Störung oder Verzögerung wird durch das Ineinandergreifen der Tätigkeiten beider Instanzen nicht entstehen, da die Unterdeckvermessung vorgenommen werden kann, sobald es der Bauzustand des Schiffes gestattet und

der nachträgliche Abzug des Raumes zwischen Tiefladelinie und Deck so einfacher Art ist, daß er die Fertigstellung des Meßbriefes nicht aufhält.

Man bestimmt den abzuziehenden Raum am besten, indem man aus den auf halber Höhe zwischen Tiefladelinie und Deck gewonnenen Breitenaufmaßen, deren Größe die Unterraumvermessung ergibt, einen Horizontalschnitt des Raumes ermittelt und diesen selbst durch Multiplikation der Schnittfläche mit der mittleren Höhe erhält. Die Feststellung des Unterdeckraumgehaltes kann Schwierigkeiten oder verschiedenen Auslegungen nicht begegnen, da die Maße immer bis auf Außenkante Spant bzw. Innenkante Außenhaut genommen werden und daher die Innenkonstruktionen des Schiffsrumpfes ohne jeden Einfluß auf die Maße und das Vermessungsergebnis bleibt.

Für die Nettotonnage kommt die Ladefähigkeit in Frage. Der Konstrukteur geht von dieser Größe bei der Berechnung der Abmessungen des Schiffes aus. Sie ist eine der hauptsächlichsten Bedingungen, welche die Größe des zu projektierenden Schiffes bestimmen. Die sogenannte Displacementgleichung gibt die Beziehung zwischen Ladefähigkeit und Gesamtdeplacement an. Sie lautet für Handelsschiffe gemäß dem Archimedischen Prinzip: $P = \gamma V$, d. h. Schiffsgewicht = Gewicht der verdrängten Wassermenge — nach Zerlegung des gesamten Schiffsgewichtes in seine einzelnen Bestandteile — folgendermaßen:

$$P_{\text{Schiff}} + P_{\text{Maschine}} + P_{\text{Kohlen}} + P_{\text{Ladung}} + P_{\text{Besatzung}} = \gamma V = \text{Displacement}.$$

An die Stelle der Kohlen tritt bei Motoren der entsprechende Brennstoff. Zur Ladung rechnen auch die Passagiere. Wie der Konstrukteur nun nach dieser Gleichung aus der Ladefähigkeit auf das Displacement schließt, so kann umgekehrt der Vermesser aus dem aufgemessenen Displacement die Ladefähigkeit bestimmen als Differenz jenes Displacements und der Summe der Gewichte des Schiffskörpers, der Maschine und der Besatzung.

Das Risiko dieses Verfahrens kann daher für den Vermesser nicht größer sein als für den Konstrukteur, und wenn es diesem bisher gelungen ist, die Schiffsabmessungen einwandfrei zu errechnen, weshalb sollte es dem Vermesser nicht auch möglich sein, auf ähnliche Weise zu einem Ergebnis zu kommen, welches die Ladefähigkeit des Schiffes mit großer Annäherung feststellt?

Es kommt dabei darauf an, die Gewichte der abzuziehenden Teile aus ihren Abmessungen bzw. der Maschinenleistung so zu bestimmen, daß sie der Wirklichkeit möglichst entsprechen. Für den Schiffskörper errechnet man das Gewicht aus dem Produkte $L \times B \times H \times p$. Es bedeuten L, B und H darin die gemessene Länge, Breite und Seitenhöhe des Schiffes, p einen Faktor, der zwischen geringen

Grenzen schwankt. Die zu wählenden Werte von p sind vom Schiffstyp, dem Fahrtbereich und den Aufbauten abhängig. Den Einfluß der Aufbauten auf das Schiffsgewicht berücksichtigt man am besten in der Weise, daß man den Rauminhalt der Aufbauten über einen Querschnitt von der Fläche des obersten durchlaufenden Decks verteilt und die dabei entstehende Höhe der Seitenhöhe H rechnet.

Das Maschinen- bzw. Motorgewicht bestimmt man aus dem Produkt aus Leistung und einem Faktor c . Die Leistung wird von der Bauwerft bzw. der Maschinenfabrik unter Vorlegung der den Aufsichtsbehörden zu unterbreitenden Kesseldaten usw. so angegeben, daß sie leicht nachgeprüft werden kann. Der Koeffizient c ist von der Steuerung, der Motorart, der Bauweise und dem Material abhängig und kann auf Grund von Erfahrungen für die einzelnen Antriebsmechanismen so präzise festgelegt werden, daß nur geringe Prämien ev. für leichteres Bauen übrig bleiben. Das ist aber durchaus nicht als Nachteil dieser Berechnungsart anzusehen. Denn wenn der Maschinenkonstrukteur dazu beitragen kann, einen Betriebsgewinn durch Erhöhung der Ladefähigkeit über das angerechnete Maß hinaus zu erzielen, dann wird er auch bestrebt sein, unnötze Gewichte zu vermeiden und damit auf sachgemäße Ausführung von Maschine und Fundament zu dringen. Hier kann die Schiffsvermessung also einen sehr nützlichen Wettbewerb der Maschinenbauer entfachen, während die bisherigen Vermessungen der fortschreitenden Technik Fesseln anlegten.

Das Gewicht des Heizmaterials erhält man, indem man den Verbrauch pro PSi und Stunde für die einzelnen Maschinen- bzw. Motorgattungen feststellt und den Aktionsradius nach zwei Fahrten, große Fahrt und Küstenfahrt begrenzt. Für die Küstenfahrt ist vielleicht ein Aktionsradius von 1000, für die große Fahrt ein solcher von 3000 Seemeilen einzuführen. Ist d der Aktionsradius, v die Geschwindigkeit in Seemeilen pro Stunde = Knoten, k der Faktor, der in Kilogramm den stündlichen Verbrauch an Heizmaterial pro PSi angibt, so wird das Gewicht des Heizmaterials ausgedrückt durch:

$$P_{\text{Kohlen}} = \frac{\text{PSi} \cdot \frac{d}{v} \cdot k}{1000} \text{ in t}$$

(Tonnen zu je 1000 kg). Eine Täuschung der Behörde durch unrichtige Angabe des Fahrtbereichs ist dabei ziemlich ausgeschlossen. Wenn z. B. ein Küstenfahrer angeben würde, er wolle auf großer Fahrt fahren, so muß er sich zunächst auch entsprechend klassifizieren lassen. Das bedeutet aber einen unnötigen Aufwand an Material und Kosten, den die Schiffsreeder schon in eigenem Interesse

vermeiden. Schätzt der Reeder indessen den dabei erzielten Gewinn an Abgaben höher als den Unterschied der höheren Anlagekosten gegen die normalen ein, dann kann sich die Hafenbehörde leicht vor Schaden schützen, wenn sie auf den auf langer Fahrt vermessenen Küstenfahrer einen Zuschlag an Hafenabgaben erhebt. Der Meßbrief jedes Schiffes auf langer Fahrt braucht dann nur einen Zusatz zu enthalten, der den Gewichtsunterschied an Heizmaterial für beide Fahrtklassen angibt. Die heutigen Meßbriefe enthalten ja auch schon Zusätze solcher Art. Z. B. ist der Rauminhalt aller bedingt ausgeschlossenen Aufbauten besonders errechnet und eingetragen, damit er unter Umständen bei mißbräuchlicher Benutzung der Räume oder Änderung der drei Öffnungsverschlüsse zugeschlagen werden kann.

Das Gewicht der Ladung ist durch die Konstruktionsbedingungen gegeben. Das Gewicht der Besatzung spielt nur eine untergeordnete Rolle und kann entweder proportional zum Displacement oder aber nach festen, den Fahrtbereich angepaßten Normen, z. B. Anzahl \times Einheitssatz berechnet werden.

Die auf diese Weise erhaltenen Vermessungsergebnisse eines Schiffes stellen daher in der Bruttotonnage ein ganz präzises, allen gerechten Anforderungen der Technik und Statistik genügendes Größenmaß, und in der Nettotonnage ein Wertmaß dar, welches die in der Ladefähigkeit zum Ausdruck kommende Verdienstkraft des Schiffes mit viel größerer Annäherung angibt, als mit allen bisherigen Vermessungen und Vorschlägen dazu je erreicht wurde. Dabei ist das Vermessungsverfahren selbst wesentlich vereinfacht und erfordert bei weitem nicht die Arbeit wie das jetzige. Sobald das Vermessungsdeck gelegt ist, kann die Unterdeckvermessung vorgenommen werden. Weitere Messungen an Bord sind dann nicht erforderlich und die Schlußrechnung erledigt sich in wenigen Zahlen.

Die auf solche Weise neugestaltete Schiffsvermessung wird ihren reinigenden Einfluß nach verschiedenen Richtungen zur Geltung bringen. Auf technischem Gebiete wird sie den Schiffbauer bei seiner Konstruktionstätigkeit von allen jenen Überlegungen befreien, die nur durch einen unnatürlichen Zwang damit verbunden waren, und künftig werden sich für die Schiffe alle billigen Forderungen der Seetüchtigkeit, Stabilität und Sicherheit erfüllen lassen. Wirtschaftlich wird ein gesunder Wettbewerb aller Schiffstypen einsetzen. Das Segelschiff wird sich nicht mehr über Bevorzugungen der Dampfer, die Trampsteamer nicht mehr über solche der Küstenfahrer und Schnelldampfer zu beklagen haben, und die Hafenbehörden finden ein Äquivalent für ihre Aufwendungen in einer gerechten Verteilung der Lasten, die nunmehr für alle Zeiten durch die Vermessungsgrundlage gewährleistet ist.

Auch die Statistik kommt voll und ganz zu ihrem Rechte. Von vielen Seiten ist gesagt worden, man dürfe die Schiffsvermessung schon der Statistik wegen nicht willkürlich ändern. Das hieße aber, die Fehler, zu denen man bisher ja und amen sagen mußte, für alle Ewigkeit bestehen zu lassen und ängstlich darum besorgt zu sein, daß ja keine richtigen Grundlagen aufgestellt werden. Gerade die Statistik müßte zuerst darauf dringen, daß die Schiffsvermessung ihr brauchbare Unterlagen liefert. Wenn diese neuen Ergebnisse auch von den alten beträchtlich abweichen, so braucht ja auch jetzt nur wieder, wie es seit Kiaer schon üblich war, ein Reduktionsfaktor eingeführt zu werden, und weniger zutreffend als bisher können auch die neuen Vergleichswerte der früheren Statistiken nicht werden. Für die Zukunft werden aber — und das ist ganz besonders wichtig — nach Annahme des neuen Vermessungsverfahrens Irrtümer und Unklarheiten vollständig ausgeschlossen sein, und die Zuverlässigkeit der kommenden Statistik wird durch keine Möglichkeit einer anderen Auffassung beeinflußt werden können.

Die vorgeschlagene Abänderung der Schiffsvermessung hat auch insofern für die Statistik eine besondere Bedeutung, als zugleich mit dem Vermessungsergebnisse ein höchst wichtiges ökonomisches Vergleichsmaß geliefert werden kann, nämlich das Maß der Transportleistungsfähigkeit. Man multipliziert die neue Nettotonnage mit der Geschwindigkeit des Schiffes und hat damit einen einwandfreien Vergleichsmaßstab für die Leistungsfähigkeit der Schiffe. Die bisher üblichen Umrechnungen der Seglertonnen in Dampfertonnen (1 Dampfertonne = 3 bis 4 Seglertonnen) fallen dann fort. Sie gaben auch einen, den wirklichen Verhältnissen so wenig entsprechenden Vergleich, daß damit die ganze Statistik auf eine höchst unsichere Basis gestellt wurde.

Die Vorzüge des angedeuteten Vermessungsverfahrens und sein wohltätiger Einfluß auf Technik, Handel und Statistik dürften damit zur Genüge gekennzeichnet und bewiesen sein. Vielleicht gelingt es daher diesem Vorschlage, sich die Beachtung zu sichern, welche der bedeutungsvollen Frage einer Neugestaltung von Schiffsvermessung und Hafenabgaben jetzt zugewendet werden muß, nachdem sich aus allen Kreisen energisch Stimmen gegen die Beibehaltung der bisherigen Vermessung erhoben haben und die Angelegenheit mit der Eröffnung des Panama-Kanals von neuem in Fluß kommen muß. Einer internationalen technischen Kommission dürfte es dann vorbehalten bleiben, die Gewichtskoeffizienten für Schiff, Antriebsvorrichtungen und Betriebsstoff für die einzelnen Typen festzulegen.

Diskussion.

Herr Geh. Regierungsrat Schunke - Berlin:

Meine Herren! Es sind nur wenige Worte, die ich heut zu dem soeben gehörten Thema zu sagen habe.

Wie Sie alle wissen, kann die Vermessung der Schiffe entweder nach dem Gewicht der Ladung oder nach dem Raum, den sie beansprucht, stattfinden. Könnten wir uns jetzt noch von der Entwicklung, die diese Frage bereits genommen hat, frei machen und von vorn beginnen, müßten wir zunächst festzustellen versuchen, ob wesentlich mehr Ladungen befördert werden, die die Ladefähigkeit der Schiffe durch das Gewicht der Ladungen oder durch den Raum, den sie einnehmen, beschränken. Nachdem wir uns für das eine dieser Systeme der Vermessung entschieden haben würden, wird aber bald der Nachteil sich bemerkbar machen, daß für ein bestimmtes Schiff und für eine bestimmte Reise bald Raum übrig bleibt, der nicht ausgenutzt werden kann, bald Gewicht. Wenn wir, wie der Herr Vortragende es will, uns der Vermessung dem Gewicht der Ladung nach zugewendet hätten, würden mithin Mängel, wie ich sie andeutete, nicht zu vermeiden sein.

Zu dem international im Gebrauch befindlichen Verfahren der Raummessung der Schiffe sind wir historisch gekommen. Daß auch ihm viele Mängel anhaften, werde ich gewiß zuallerletzt bestreiten, dazu kenne ich es zu genau. Nichtsdestoweniger halte ich es nicht für ganz so schlecht, als es heut hingestellt worden ist. Wenn z. B. beklagt worden ist, daß die Abzüge für die Treibkraft vom Bruttoraumgehalt ganz verkehrt seien, möchte ich dem entgegenhalten, daß sie das bei der Einführung des Meßverfahrens nicht in gleichem Maße waren. Aber gerade diese Art der Abzüge für die Treibkraft hat uns nebenbei den ursprünglich wohl nicht beabsichtigten Vorteil großer, luftiger Maschinen- und Kesselräume gebracht, der, wenn er auch mit der Vermessung an sich nichts zu tun hat, auf anderem Wege sich nur sehr schwer hätte erreichen lassen. Er wird jetzt nicht etwa durch eine lästige Vorschrift, sondern gewissermaßen durch eine Prämie erreicht. Alle die Herren, die hier versammelt sind, werden mit mir stets aufs neue durch die im allgemeinen großen und luftigen Maschinen- und Heizräume überrascht werden, die wir gerade auf den Schiffen, wo sonst so an Raum gespart wird, vorfinden. Jetzt wird man von diesem Abzug für die Treibkraft, wenigstens in England, gewiß nicht wieder abgehen, die auch uns mühelos eine Wohlfahrts- und Sicherheitseinrichtung auf den Schiffen gebracht hat, die auf anderem Wege schwer zu erreichen gewesen wäre. Aber vom vermessungstechnischen Standpunkt allein betrachtet ist dieser Abzug, wie auch ich ohne weiteres zugebe, nicht zu verteidigen. Ebensowenig bin auch ich einverstanden mit den Vorschriften, durch die ein Aufbau vermessungstechnisch als „offen“ angesehen und behandelt wird, um so weniger als das meines Erachtens in vielen Fällen nur auf Kosten der Sicherheit der Schiffe geschehen kann.

Trotzdem würde auch die Vermessung der Schiffe dem Gewicht der Ladung gemäß nicht ohne Mängel bleiben. Bei leichten Ladungen würde aus Mangel an Raum das dafür vorgesehene Displacement nicht ausgenutzt werden können. Ich glaube auch kaum, daß in der Praxis die Einführung der vom Herrn Vortragenden vorgeschlagenen Koeffizienten sich bewähren würde.

Aufgefallen ist mir ferner die in Aussicht genommene Bestimmung des für die Ladung vorhandenen Gewichts. Hierbei hatte ich es bisher als einen besonderen Vorteil der Vermessung der Schiffe dem Gewicht nach angesehen, das Displacement zwischen der leichten und der geladenen Wasserlinie des Schiffes zu bestimmen, wie es jetzt allgemein bei den Binnenschiffen geschieht.

Trotz alledem scheint das heut hier vorgeschlagene Verfahren in manchen Punkten so viel zweckmäßige Anregungen zu enthalten, daß man, wenn es einmal zur Neuregelung

des Meßverfahrens der Schiffe kommen sollte, an dem, was wir soeben gehört haben, nicht ohne weiteres wird vorübergehen können.

Theoretisch könnte es bei den Mängeln, die jedem der beiden gegenübergestellten Meßverfahren anhaften, am richtigen erscheinen, diese beiden Meßverfahren in einem dritten zu vereinigen. Aber alle Versuche dieser Art, von denen ich denjenigen eines schwedischen Vermessers, des Herrn I s a k s o n , nicht unerwähnt lassen möchte, sind mißglückt. Man stellt sich dabei eben eine unlösbare Aufgabe.

So wie die Verhältnisse jetzt liegen, ist es für die Praxis das wichtigste, e i n , und zwar ein internationales Verfahren zu besitzen, damit die unleidlichen, Zeit und Geld erfordern Ummessungen der Schiffe in fremden Häfen unterbleiben. Deshalb haben wir in Deutschland auch das Meßverfahren nach der Schiffsvermessungsordnung von 1888 aufgegeben, trotzdem es zweifellos Vorteile vor dem jetzigen internationalen hatte.

Wie in so vielen Dingen, ist das Bessere auch hier des Guten Feind.

Herr Schiffbauingenieur I s a k s o n - Stockholm:

M e i n e H e r r e n ! Wir verdanken dem Herrn Verfasser eine sehr klare, gründliche und, soweit ich es beurteilen kann, richtige und erschöpfende Darlegung des Begriffes „Hafenabgaben“. Auch mit dem Schema und der systematischen Verteilung der verschiedenen Abgaben bin ich im großen und ganzen mit dem Herrn Verfasser einverstanden.

In seiner kritischen Behandlung der gegenwärtigen Lage der Schiffsvermessungsfrage bin ich mit dem Herrn Verfasser vollkommen einig und bin außerdem imstande, seine Ausführungen mit einigen neuen, ziemlich pikanten Beispielen aus der Erfahrung der sogenannten „internationalen“ englischen Schiffsvermessung zu ergänzen.

Das staunenswerteste Beispiel der Prinzipien oder eher der unverhüllten Prinzipienlosigkeit und Unehrlichkeit des jetzigen englischen Vermessungsverfahrens ist bekanntlich die Nichtberücksichtigung des Tonnagegehalts der großen Schutzdecksräume („shelterdecks“), die für die Verfrachtung allerlei leicht zu beschädigender Ladungen tatsächlich benutzt werden, unter der charakteristisch perfiden Bedingung, daß sie mit einer „Tonnage-Öffnung“, mit zwei „Tonnage-Wasserpforten“ und mit einer genügenden Zahl „Tonage-Speigatten“ versehen sind.

Daß alle diese „Tonnage-Vorrichtungen“ an den Shelterdecksräumen auch bewußtermaßen in England als reine Formalitäten betrachtet werden, geht aus dem Wortlaut der englischen „Instructions to measuring Surveyors“ ohne weiteres deutlich hervor, denn in diesen ist vorgeschrieben, daß die Beamten nur nachsehen sollen, daß die „Tonnage-Vorrichtungen“ da sind und offen sind, wenn die Schiffe der Vermessung unterworfen werden („when they are presented to the notice of the Surveyors“) !

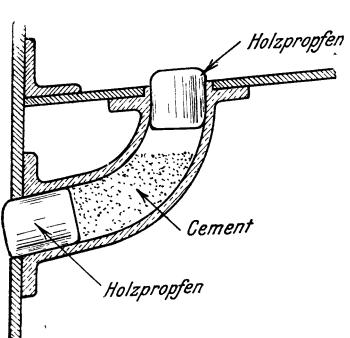
Die in den Bildern illustrierten drei Speigattverschlüsse und die wasserdicht verschlossene Wasserpforte bezeichnen die gewöhnlichsten und meist anerkannten Methoden, um einen aus dem Tonnengehalt nach dem englischen Verfahren als „offen“ ausgeschlossenen Schutzdecksraum so zu verschließen, daß er vollständig seetüchtig wird für Ladungen aller Art, selbst für Getreide, Kalciumkarbid usw.

Die Reeder der zahlreichen neuen englischen Schutzdeckdampfer erhalten durch diese „sinnreiche“ Vorrichtung einen Vorteil in bezug auf die Konkurrenz in solchen Häfen, wo das englische System unbesehen anerkannt ist, von durchschnittlich 1000 bis 2000 Netto-Register-Tonnen zu Ungunsten gewöhnlicher Spardeck- und Awningdeckschiffe, und man darf wohl annehmen, daß dies der eigentliche Grund ist, weshalb die Engländer verhältnismäßig so viele Dampfer dieser Typen bauen lassen.

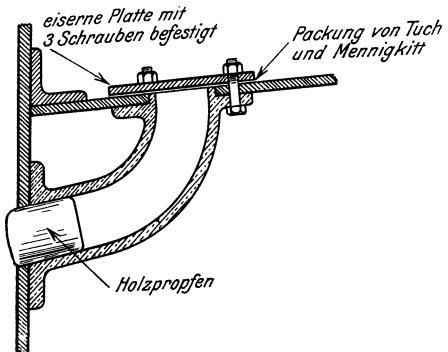
Die Länder, in denen dieses unehrliche System anerkannt ist, sind Großbritannien, wo es erfunden wurde, Deutschland, Dänemark, Norwegen, Spanien, Italien und teilweise

Schweden. Nicht anerkannt ist das System in den Vereinigten Staaten von Nordamerika, in Frankreich, Rußland und dem Suezkanal. Ob es in den übrigen Ländern gilt, habe ich bis jetzt nicht in Erfahrung bringen können. Die ökonomische Bedeutung der Ersparnis an Gebühren auf diese 1000 bis 2000 t in jedem Schiffe ist sehr groß. Wenn man davon ausgeht, daß die Gebühren jährlich etwa zwischen 1 bis 2 £ betragen, so ist ersichtlich, daß 2000 t eine Ersparnis von 2000 bis 4000 Pfund Sterling jährlich bedeuten. Diese Summe allein macht auf vielen Linien eine Konkurrenz durch Schiffe anderer Typen unmöglich.

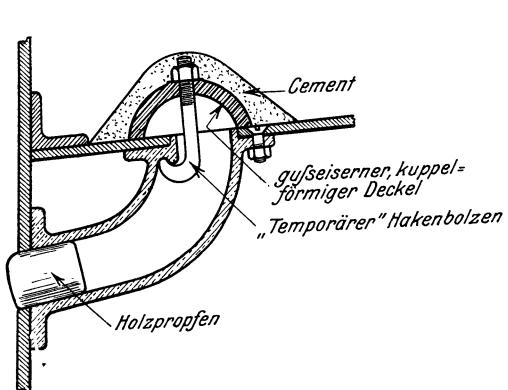
„Tonnage“-Speigatt Nr. 1.



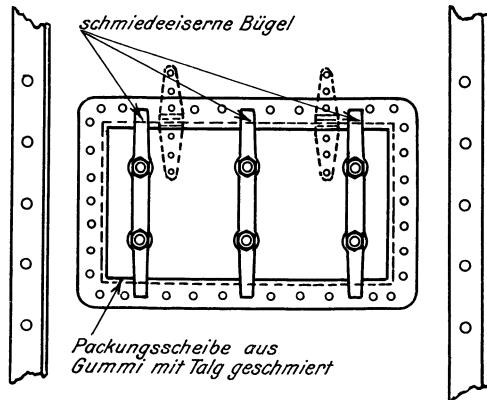
„Tonnage“-Speigatt Nr. 2.



„Tonnage“-Speigatt Nr. 3.



„Tonnage“-Wassertor aus 12 mm Eisenplatte.



Der Herr Verfasser hat ferner in klarer Weise dargelegt, wie in Ölschiffen mit Motorbetrieb der Brennstoffraum im Doppelboden abgezogen wird, obschon er nicht einmal im Brutto miteinvermesssen ist. Auch in dieser Beziehung möchte ich mit anderen Beispielen seine Ausführungen ergänzen.

Bekanntlich werden heutzutage nicht nur Doppelböden, sondern auch Piktanks, Seitentanks und andere Tieftanks, die nur durch „gewöhnliche ovale Mannlöcher“ zugänglich sind, nicht im gebührpflichtigen Tonnengehalt mitberechnet.

Dies geschah anfänglich nach den Instruktionen des englischen Board of Trade auf Grundlage derselben Anschauung, die die Vermessungsfreiheit des Doppelbodens mitgeführt hatte. Man betrachtete einen Piktank oder einen anderen tiefen Tank einfach als einen „hochgelegenen Doppelboden“ und zog ihn gar nicht in Betracht bei der Bruttovermessung.

Es dauerte aber nicht lange, bis ein englischer Reeder — vielleicht war es ein Vermessungssachverständiger unter den Beamten des englischen Bord of Trade, der diese

schwache Stelle im Tonnengesetz zuerst entdeckte — darauf Anspruch erhob, die Piktanks und andere tiefen Tanks sollten erst in Brutto eingemessen und nachher vom Brutto abgezogen werden.

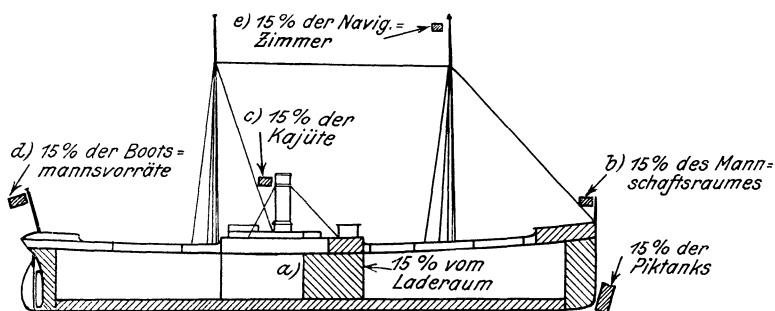
Den meisten der anwesenden Herren erscheint es vielleicht ganz gleichgültig und einerlei, ob ein solcher Tank in Brutto nicht eingemessen wird, oder ob er zuerst eingemessen und später wieder abgezogen wird.

Ja, das scheint so, wenn man es auf Grundlage gewöhnlicher menschlicher Vernunft beurteilt. Doch wer mit den englischen Vermessungsregeln zu tun hat, tut besser, die Vernunft beiseite zu lassen.

In den meisten Fällen gibt die englische Regel einen Abzug für Maschinenraum und Kohlenbunker von 32 % des ganzen Bruttogehalts.

Da gegenwärtig mit den kohlenersparnden Drei- und Vierfachexpansionsmaschinen der Kohlevorrat nicht mehr Raum in Anspruch nimmt als rund ein Drittel vom Kohlevorrat um die Mitte des vorigen Jahrhunderts, zu welcher Zeit diese Prozentregel erfunden wurde, so kommt es, daß jetzt der Maschinenraum mit festen Kohlenbunkern durchschnittlich nur zwischen 14 und 20 % des Bruttos beträgt. Sagen wir rund 17 %. Die übrigen 15 % sind also vom Brutto minus dem wirklichen Maschinenraum und Kohlenbunker abzuziehen.

Imaginäre Abzüge vom Bruttoraumgehalt nach der „englischen Regel“.



Das übrige Brutto besteht im wesentlichen aus dem eigentlichen Laderraum, Proviantraum usw., aber dabei auch aus Mannschafts- und Offiziersräumen, Kapitänskajüte, Bootsmannsvorräten und Navigationsräumen, die sämtlich frei von Gebühren und somit im Brutto zuerst einberechnet und nachher abgezogen werden.

Die 15 %, die von dem „übrigen Brutto“ als Kohlenbunker abzuziehen sind, setzen sich, wenn sie in ihre Bestandteile aufgelöst werden, wie folgt zusammen (siehe die obige Figur):

a) 15 % des eigentlichen Laderraumes. Diese 15 % sind in der Zeichnung schraffiert angegeben.

b) 15 % des Mannschaftsraumes. Da aber der gesamte Mannschaftsraum schon einmal vom Brutto abgezogen ist, so bleibt nichts davon übrig, um es abzuziehen. Die 15 % des Mannschaftsraumes sind also ein imaginäres Volumen, das man sich vermutlich separat vorne am Bug angehängt denken muß, denn im Bruttoraumgehalt kann man es ja nirgends finden! In derselben Weise muß man annehmen, daß auch die 15 % der schon abgezogenen Kapitänskajüte, der Bootsmannsvorräte- und der Navigationsräume imaginäre Volumina sind, die wohl irgendwo am Schornstein, am Heck oder an der Takelung zu suchen sind!

Vielelleicht fangen die Herren jetzt an zu ahnen, daß es nach dem englischen Vermessungsverfahren nicht gleichgültig ist, ob man die Piktanks und die anderen tiefen Tanks

aus dem Brutto einfach ausschließt, oder ob man diese Räume zuerst ins Brutto einschließt und sie nachher abzieht.

Es muß freilich einleuchten, daß im ersten Falle der Reeder nur Gebührenfreiheit für das wirkliche Volumen der Tanks erhält, nicht mehr. Da jedoch nach englischer Anschauung das Abziehen des wirklichen Volumens nicht völlig den Ansprüchen der Schiffahrt auf besondere Berücksichtigung seitens der Staatsbehörden entspricht, so ist es jetzt in England gesetzlich festgelegt, daß die Piktanks und andere tiefe Tanks zuerst im Brutto einvermessen und erst nachher abgezogen werden müssen, weil man dadurch bewirkt, daß nicht allein das wirkliche Volumen frei von Gebühren wird, sondern auch ein imaginäres Volumen von durchschnittlich gleich 15 % des wirklichen. Da diese Volumina (15 % der Piktanks) im Schiff selbst überhaupt nicht zu finden sind, so sind sie vermutlich vorne am Bug zu suchen! Vielleicht können sie dort von Nutzen sein, die Humanitäts-, Sanitäts- und Schiffssicherheitszwecke zu fördern, mit denen man seit Jahrzehnten in England bekanntlich das Schiffsvermessungsverfahren allmählich verquickt hat! Dieser am Bug angehängte, im Schiff selbst unbefindliche Abzug von 15 % der Piktanks könnte ja zum Beispiel zur Verminderung der häufig drohenden Kollisionsgefahr dienen!

Es wäre verlockend, auf weitere, eben so schlimme Beispiele der Unzuträglichkeiten des englischen Vermessungsverfahrens einzugehen, doch darf ich wohl keinen zu großen Anspruch auf die Geduld der hochverehrten Versammlung erheben.

Der Herr Vortragende faßt schließlich seine Kritik über die englischen Regeln in sieben Punkten zusammen, die als logische Forderungen an ein „brauchbares“ Vermessungsverfahren schon die englische Tonnage-Kommission vom Jahre 1881 aufstellte.

Wenn aber der Verfasser zu diesen sieben Punkten einen achtten fügt, indem er der Meinung Ausdruck gibt, daß die alte Raumvermessung gar nicht mehr in Frage kommen kann, und daß sie durch eine reine Gewichtsvermessung zu ersetzen wäre, weil die Angaben der letzteren Vermessung „viel präziser“ seien, so scheint diese Behauptung zwar rein prinzipiell und theoretisch unanfechtbar zu sein, gibt aber aus praktischen Gründen Anlaß zu einigen Bemerkungen.

Schiffsladungen sind im allgemeinen entweder schwere Ladungen, die die Laderäume nicht füllen (dies scheinen die zahlreichsten zu sein), oder leichte Ladungen. Ein Vermessungssystem, das auf beide Arten Ladung Rücksicht nehmen könnte, wäre grundsätzlich einem System vorzuziehen, das nur einseitig leichten Ladungen oder nur einseitig schweren Ladungen angepaßt ist.

Ehe ich dieser wichtigen Prinzipienfrage und der Möglichkeit, sie praktisch zu lösen, näher trete, werde ich mir ganz kurz einige Ausführungen über das reine Displacementssystem, wie es der Herr Vortragende dargestellt hat, erlauben.

Die reine Displacementstonnage ist vom Verfasser von der Tiefladelinie abhängig gemacht. Nun ist die Tiefladelinie bekanntlich durchaus keine so mathematisch feststellbare Linie (und kann es nie werden), wie sich dies theoretisch als wünschenswert herausstellen mag. Eine erste Frage ist daher: Soll die Grenze der Displacementstonnage der Winterladelinie oder der Sommerladelinie entsprechen, der Winterfahrt im nordatlantischen Ozean oder der Sommerfahrt in den indischen Gewässern?

Eine besondere Holzladelinie existiert in einigen Ländern. Diese ist mehrere Zoll, ja bis auf einen Fuß höher auf der Schiffsseite belegen als die übrigen Linien. Soll diese Holzladelinie auch in Betracht gezogen werden? Soll für ein Schiff, das für die Fahrt nach dem Weißen Meere und für die nordatlantische Fahrt bestimmt ist, die Displacementstonnage nach derselben Tiefladelinie bestimmt werden wie für ein Schiff, das für die Küstenfahrt in den indischen und polynesischen Gewässern gebaut ist? Oder soll die Displacementstonnage

je nach den Fahrwässern wechseln? Ferner: Bekanntlich hängt die Lage der Tiefladelinie eng mit der Materialstärke der verschiedenen Schiffsteile, also mit der Klassifikation, zusammen. Einem Schiff, dessen Klasse wegen Verrostung und Verdünnung der Materialstärke reduziert oder ganz zurückgezogen wird, wird gleichzeitig die Tiefladelinie auf der Schiffsseite beträchtlich herabgesetzt. Soll nun auch die Registertonnage jedesmal, so oft dies geschieht, geändert werden? Bekanntlich wechselt ferner die Lage der Tiefladelinie sehr beträchtlich, je nachdem die Aufbauten dauernd und ganz geschlossen sind, oder durch die Anbringung von sogenannten „Tonnageöffnungen“, „Tonnage-Speigatten“ usw. vom Board of Trade oder von der Seeberufsgenossenschaft als „offene“ angesehen werden. Soll jedesmal, wenn eine Änderung der Tiefladelinie stattfindet, auch eine neue Schiffsvermessung stattfinden und der Meßbrief geändert werden? Offenbar wünscht beim reinen Deplacementssystem jeder Reeder, sobald sein Schiff in der Baumwolle- oder Espartograßfahrt beschäftigt ist, eine niedrige Tiefladelinie und richtet deshalb alle Aufbauten soweit als möglich als „offene“ ein. Ebenso ersichtlich dürfte es sein, daß ein Reeder, wenn sein Schiff in Eisenerz- oder Kohlenfahrt beschäftigt fährt, alle Aufbauten dauernd schließen läßt, damit die Ladelinie so hoch wie möglich auf die Schiffsseite zu liegen kommt. Daraus folgt, daß das Schiff in der ersterwähnten Fahrt, also in leichter Ladung, einen Meßbrief mit kleiner Deplacementstonnage vorzeigt, und daß in der Fahrt mit schwerer Ladung ein anderer Meßbrief mit größerer Deplacementstonnage gebraucht wird. Ja, setzen wir z. B. voraus, daß ein Schiff auf der Ausreise nach dem Mittelmeer Kohlen, Eisenbahnschienen oder dgl. führt, auf der Rückreise aber Espartograß usw., so braucht der Reeder naturgemäß zwei verschiedene Meßbriefe und nimmt mit den Aufbauten auf jeder Reise die nötigen kleinen Abänderungen in den verschließbaren Öffnungen vor. Welche der beiden Deplacementstonnagen soll nun als die amtliche und in der Statistik benutzte Tonnage gelten?

Dem Verfasser scheint diese Frage bereits vorzuschweben, denn er folgert: „Es ist daher selbstverständlich, daß die Größe eines Handelsschiffes nur nach der bis zur Höchstgrenze ausgedehnten Belastung beurteilt werden kann.“

Einverstanden! Wenn aber diese gesetzmäßige Höchstgrenze selbst beträchtlichen Schwankungen unterliegt, wie sind dann die Rücksichten auf die Statistik, auf die Hafenbehörden usw. am besten zu bewahren?

Daß der Herr Vortragende sich nicht, wie frühere Berichterstatter, namentlich wie der Engländer Weymouth, darauf beschränkt, die neue Deplacementstonnage oder „Brutto-tonnage“ als einzige Grundlage für sämtliche Gebühren vorzuschlagen, sondern daß er, dem wirklichen Gewicht der Ladungen entsprechend, auch an eine brauchbare Nettotonnage denkt, zeigt mir deutlich, daß er sein Thema meisterhaft beherrscht und die engen Beziehungen berücksichtigt, welche zwischen den verschiedenen Arten von Staats- und Hafengebühren einerseits und den verschiedenen Vermessungssystemen anderseits bestehen.

Ich könnte von vornherein gestehen, daß die Gewichtsermittlung der Ladung aus den Gewichten des gesamten Tiefladeliniendeplacements in Salzwasser, abzüglich der Eigen gewichte des Schiffsrumpfes, der Maschinen, der Kessel, der Kohlevorräte und der Besatzung, ein erstes recht gutes und sich selbst empfehlendes Annäherungsverfahren ist, um zu dem Eigengewicht der Ladung zu gelangen. Es dürfte hier im Vorbeigehen bemerkt werden, daß der Proviantvorrat, Frischwasservorrat und alle Reserve Teile und Geräte, die auf langen Reisen nötig und von den Versicherungsgesellschaften sogar vorgeschrieben sind, ebenfalls in Betracht gezogen werden müssen, wenn man überhaupt auf einen wahren Ausdruck des Ladungsgewichtes als „Nettoregister“ zu gelangen gedenkt.

Herr Herner schlägt vor, zu dieser Berechnung statt der tatsächlichen Gewichte des Schiffsrumpfes usw., die bei Kriegsschiffen doch ziemlich genau ermittelt zu werden pflegen, gewisse „Faktoren“ oder „Koeffizienten“ zu benutzen. Ich halte dieses Verfahren nicht für

befriedigend, und wenn der Herr Verfasser so weit geht, durch das neue Gewichtsvermessungsgesetz ein leichteres Gewicht für Maschinen und Kessel (warum nicht auch für Schiffsrumph und Kohlevorrat?), als das bisher aus der praktischen Erfahrung erzielte zu fordern, so kann ich ihm leider nicht mehr folgen. Das hieße ja wiederum eine neue „subtile“ Methode hier einzuführen, die in Art und künftiger Wirkungsweise den alten und neuen englischen Prozentbestimmungen und Rücksichten auf Sanitäts- und Sicherheitsverhältnisse ähnlich wäre.

Was insbesondere die Scheidung der Schiffe in solche mit durchschnittlich 1000 Seemeilen Aktionsradius (Küstenfahrt) und solche mit 3000 Seemeilen Aktionsradius (große Fahrt) betrifft, so wäre mit ziemlicher Gewißheit zu befürchten, daß eine solche gesetzliche Bestimmung zu unendlichen Scherereien zwischen den Reedern und den Behörden Anlaß geben würde.

Obschon es meiner Meinung nach natürlicher und leichter wäre, das Eigengewicht des Schiffsrumphs usw. aus dem Displacement unter der Leichtladelinie zu ermitteln, muß ich aus Gründen, auf die ich später eingehen werde, von allen diesen Berechnungen des Eigengewichtes Abstand nehmen.

Es dürfte für die Mitglieder der Schiffbautechnischen Gesellschaft gewiß von Interesse sein, zu erfahren, daß wir in Schweden mit unserem alten Schiffsvermessungsgesetz vom Jahre 1865 als Nettotonnage das Eigengewicht der Ladung durch eine Vermessung des Displacements zwischen der Tief- und Leichtladelinie einführen. Diese Displacementsvermessung geschah auf Grundlage der Schiffslänge und durch drei Perimeter und hatte natürlich nur den Wert einer Annäherungsmethode, die jedoch in ihren Ergebnissen für Lastschiffe viel genauer ausfiel als das gegenwärtige englische Vermessungsverfahren. Ich habe hier zur Hand ein Formular für einen Meßbrief nach diesem alten schwedischen System. Der wesentliche Einwurf gegen das schwedische Displacementssystem wurde von dem Eigentümer einiger Passagierdampfer gemacht, der behauptete, daß seine damaligen Schiffe — Raddampfer mit Unterdecksalons und Fensteröffnungen, die sämtlich in der Nähe der Wasseroberfläche lagen — keinesfalls das Gewicht der Ladung einnehmen konnten, das im Meßbrief angegeben war. Er bewies dies sogar durch Probefbeladung eines der Dampfer und zeigte, daß schon bei Einnahme von weniger als der Hälfte des laut Meßbrief angegebenen Gewichts die Unterkanten der Fenster das Wasser berührten.

Dieser Einwurf, obschon er im Vergleich mit der gegenwärtigen Kritik der Resultate des englischen Vermessungsverfahrens ziemlich unbedeutend erscheint, reichte hin, um später in Schweden das uns damals noch unbekannte englische System einzuführen. Man setzte damals als selbstverständlich voraus, daß die Engländer, die größten Seefahrer der Welt, die Vermessungsfrage viel besser verstanden als die Schweden. Die Engländer — meinte man damals bei uns in Schweden — wären so praktisch und gingen auf allen Gebieten des Schiffahrtwesens so voran, daß die anderen Nationen der Welt nichts anderes zu tun hätten, als ihnen „im Trocknen und Nassen“ zu folgen und nachzuahmen.

Meine Herren! Bisher habe ich mich darauf beschränkt, den sehr tüchtigen, interessanten und mit deutscher Gründlichkeit ausgearbeiteten Vortrag des Herrn Dipl.-Ing. Herner kritisch zu beleuchten. Sie können mir deshalb mit Recht vorwerfen: „Kritisieren ist immer leicht! Aber was haben Sie selbst in positiver Richtung und als Heilmittel gegen die unbestrittenen Unzuträglichkeiten des gegenwärtigen Systems zu bieten?“

Wenn nichts anderes übrig wäre, als entweder den Vorschlag des Herrn Herner in die Gesetzgebung einzuführen, oder die gegenwärtigen englischen Regeln beizubehalten, dann würde ich sogleich unbedingt für die Annahme des Hernerschen Vorschlags stimmen. Wie aber aus meinen Ausführungen hervorgeht, habe ich zwei wesentliche Einwürfe gegen das reine Displacementssystem des Herrn Vortragenden. Der erste ist, daß es prinzipiell

unrichtig und ungerecht wäre, ein neues System einzuführen, das gar keine Rücksicht auf die Tatsache nimmt, daß nicht alle Ladungen Schwergutladungen sind. Diesem Einwand schließt sich eng die Erfahrung an, die in Schweden schon vor einem halben Jahrhundert gemacht wurde. Ein reines Displacementssystem paßt nicht für Schnelldampfer und andere Passagierschiffe. Wie wollte zum Beispiel der Herr Verfasser die Displacementsnettotonnage eines großen Schnelldampfers ermitteln? Nach seiner Gleichung ist die Nettoregistertonnage oder das Gewicht der Ladung, P_{Ladung} , gleich: Displacement auf der Tiefladelinie minus P_{Schiff} , minus $P_{Maschine}$, minus P_{Kohlen} , minus $P_{Besatzung}$. Auch wenn hier in P_{Ladung} das Gewicht von 3000 Passagieren mit einbezogenen wäre und auch das Gewicht des Proviantvorrates und der Postsäcke und Postpakete — andere Ladung nehmen ja diese Schiffe nicht — so würde die Nettotonnage eines der riesengroßen Schnelldampfer, die im Expressdienst von Europa nach Amerika verkehren, nicht höher als 2000, höchstens 3000 Tons ausfallen, d. h. noch viel schlimmer im Verhältnis zur wirklichen Schiffsgröße, als es nach den gegenwärtigen englischen Regeln ausfällt. Da jedoch ein solcher Passagierdampfer mit einem gewöhnlichen Lastdampfer eine ziemlich inkommensurable Größe bildet, dürfte überhaupt die Erwägung notwendig sein, ob nicht andere charakteristische Merkmale, z. B. die Zahl der Passagierbetten oder dgl., eine vernünftigere Grundlage für die Gebührenbemessung dieser Schiffe abgabe als die Brutto- oder Nettotonnage.

Mein zweiter Einwurf bezog sich darauf, daß weder die Tiefladelinie noch die „Faktoren“ oder „Koeffizienten“, die vom Verfasser zur Bestimmung der Gewichte der Abzüge benutzt werden, feste und unveränderliche Größen sind, sondern oft beträchtlichen Schwankungen unterliegen, daß also die praktische Anwendung des vorgeschlagenen Systems neuen Willkürlichkeiten und Schwierigkeiten unterworfen ist.

Im Jahre 1902 wurde ich vom Vorstand des „Internationalen Schiffahrtskongresses“ zu Kopenhagen beauftragt, über die schon damals recht komplizierten Schiffsvermessungsfragen auf diesem Kongreß zu berichten. In meinem Vortrage wies ich darauf hin, daß schon früher von verschiedenen Seiten neue Tonnagesysteme vorgeschlagen worden sind. So hat der Engländer Weymouth vor Jahrzehnten in einer englischen Tonnagekommission das reine Displacementssystem — genau das des Herrn Herner — für Bruttobestimmungen vorgeschlagen, ohne daß dieser vielbesprochene englische Vorschlag größeren Beifall gewann. Später, im Jahre 1895, hat Herr Daynard, früherer Chefingenieur der französischen Marine und damals Chefingenieur des „Bureau Véritas“ in Paris, in einem Vortrag vor der „Institution of Naval Architects“ in London vorgeschlagen, als Grundlage eines neuen Schiffsvermessungssystems solle für die Bruttotonnage der äußere Bruttoraumgehalt, einschließlich aller Aufbauten, genommen werden; der Nettoraumgehalt sollte für jede Reise besonders festgestellt werden und nur aus den in jedem Hafen geladenen oder gelöschten Warenmengen bestehen. Gegen diesen Vorschlag dürften wir wohl alle darin einig sein, daß er fast gar keine Rücksicht auf schwere Ladungen nimmt. Ein Schutzdeckdampfer mit zehn Fuß hohem Schutzdeckraum würde demgemäß, bei derselben Tragfähigkeit im Schwergut wie die eines Einzeldeckers, eine etwa 50 % höhere Bruttotonnage erhalten als das Einzeldeckschiff.

In meinem Vortrage in Kopenhagen habe ich versucht, eine neue Methode für die Bestimmung der Bruttotonnage darzubieten, die ich als „Compound Tonnage“ bezeichne, und die aus zwei Teilen zusammengesetzt ist. Der eine Teil ist bei Lastdampfern so weit wie möglich proportional dem Eigengewicht einer vollen schweren Ladung und besteht aus dem äußeren Volumen des ganzen Schiffsrumphes bis und einschließlich des über der Tiefladelinie nächstgelegenen Decks. Der andere Teil, der zum ersten zu addieren wäre, ist die Hälfte der Summe der äußeren Volumina aller über diesem Deck befindlichen Zwischendecks, Schutzdeckräume, festen Aufbauten und Deckhäuser. Mein „Compound-Tonnage“-System, das nicht

nur auf dem Kopenhagener Kongreß, wo die meisten Seemächte mit Ausnahme Englands durch amtliche Delegierte vertreten waren, im Prinzip anerkannt worden ist, sondern auch auf dem späteren „Internationalen Schiffahrtskongreß“ in Lissabon im Prinzip Beifall fand, ist wesentlich dadurch gekennzeichnet, daß es erstens unabhängig von eventuellen Schwankungen in der Lage der Tiefladelinie ist, zweitens mit größter Leichtigkeit sich in der Praxis anwenden läßt, ohne einen einzigen „Faktor“ oder „Koeffizienten“, drittens hinreichende Rücksicht nimmt auf die Unterschiede zwischen schweren und leichten Ladungen sowie zwischen Passagier- und Frachtdampfern. Schließlich ist es auch geignet, die jetzt verloren gegangene Gleichmäßigkeit und Gerechtigkeit in der Behandlung von Schiff und Schiff wiederherzustellen.

Um so weit wie möglich die gesamte neue Bruttotonnage der Handelsflotten mit Rücksicht auf die Forderungen der statistischen Kontinuität beizubehalten, schlage ich die Einführung einer neuen Tonneneinheit vor von etwa der doppelten Größe der jetzt üblichen. ($2,83 \text{ cbm} = 100 \text{ engl. Kubikfuß}$) Die neue Tonneneinheit könnte natürlich erst nach Untersuchung der Pläne einer genügend großen Anzahl von Schiffen verschiedener Typen mit genügender Genauigkeit festgestellt werden.

Die Nettotonnage, über deren Berechtigung ich mit dem Herrn Vortragenden vollkommen einverstanden bin, würde ich für alle Schiffstypen — Segelschiffe also mit eingeschlossen — zu einem gewissen Prozent von der Bruttotonnage — etwa 60 bis 65 % für alle Schiffe gleich — vorschlagen. Auf diesem Wege würden wir als kostbares Nebenprodukt der Tonnagereform mit einem Schlag alle die langjährigen und berechtigten Klagen der Segelschiffreedereien über ungerechte Behandlung im Vergleich mit den Dampfern beseitigen.

Die nähere Motivierung des von mir vorgeschlagenen neuen internationalen Schiffsvermessungssystems findet sich mit der Diskussion in einem von dem Kopenhagener Kongresse veröffentlichten Sonderabdruck, von dem mir noch einige Exemplare zur Verfügung stehen, die ich also an die Interessenten dieser noch ziemlich occulten Wissenschaft abgeben kann. (Lebhafter Beifall.)

Herr Professor L a a s - Charlottenburg:

Meine Herren! Ich will Ihre Geduld nicht lange in Anspruch nehmen. Nur ein paar kurze Worte.

Wir haben uns gewöhnt, uns alle paar Jahre über die Schiffsvermessung zu unterhalten, sei es hier an dieser oder jener Stelle. Wir haben uns auch daran gewöhnt, die Sache humoristisch aufzufassen; es geht nicht anders. Aber irgendeine Änderung in der Schiffsvermessung ist vorläufig nicht abzusehen, die Schwierigkeiten sind zu groß. Bei jeder neuen Besprechung treten neue Vorschläge auf. Theoretisch stehen sich Gewichtsvermessung und Raumvermessung gegenüber. Jede hat ihre Vorteile und Nachteile, jede hat ihre verschiedenen Möglichkeiten. Dazwischen durchzufinden, ist selbst für den Fachmann außerordentlich schwer.

Ich habe mich seinerzeit im Interesse des Deutschen Nautischen Vereins sehr eingehend mit der Frage beschäftigt. Herr Geheimrat Aug. Schultze ist leider nicht mehr hier, er könnte mir das Zeugnis ausstellen: Fleiß lobenswert, Erfolg mangelhaft. (Heiterkeit.) Aber trotzdem würde ich mich nicht getrauen, an dieser Stelle irgendein Urteil über einen neuen Vorschlag abzugeben und zu sagen: er ist gut, oder er ist schlecht. Ich bin früher Anhänger der Gewichtsvermessung gewesen, also der Differenz zwischen Tiefladelinie und Leichtladelinie als Grundlage für die Bemessung der Hafenabgaben. Sie ist zweifellos wunderbar einfach und schön in der Theorie. Ich habe mich aber davon überzeugt, daß die Schwierigkeiten bei den Passagierschiffen und Spezialschiffen so groß sind, daß man damit auch nicht durchkommt. Ich sehe also vorläufig als einzelner Mensch keine Möglichkeit, die

Frage überhaupt weiter zu behandeln, und selbst Herr Isakson, der zweifellos der größte Sachverständige auf diesem Gebiete ist, wird sich nicht trauen, ganz allein die Frage zu lösen.

Deswegen möchte ich mir vielleicht einen Vorschlag erlauben. Man sollte einmal versuchen, etwas weiter zu kommen. Bevor man an die Reichsregierung geht oder bevor man international Vorschläge macht, muß man sich selbst erst darüber klar werden, was man vom technischen Standpunkt aus in dieser Frage vorschlagen kann. Das ist gar nicht so einfach, es muß sehr eingehend studiert werden. Alle die Vorschläge, auch die des Herrn Vortragenden hier, müssen eingehend darauf untersucht werden, welchen Einfluß sie auf die verschiedenen Schiffstypen haben. Es muß an verschiedenen Beispielen nachgerechnet werden, was das Endresultat ist. Das ist das Ausschlaggebende bei der ganzen Sache, und das kann ein einzelner gar nicht machen. Ich schlage daher vor, daß die Schiffbautechnische Gesellschaft in Form einer Kommission sich dieser Sache annimmt, und würde den geehrten Herrn Vorsitzenden bitten, sich vielleicht einmal damit zu beschäftigen, ob der Vorstand in der Lage ist, Anregungen für die weitere Behandlung dieser Frage zu geben. In einer Kommission müßte vertreten sein: ein Vermessungsbeamter, der die Verfahren kennt, die augenblicklich üblich sind, es müßte vertreten sein ein Schiffbauer, ferner ein Reeder, ein Hafenbeamter und ein Statistiker. Das wäre nach meiner Ansicht etwa die richtige Zusammensetzung; dann sind alle Interessenten vertreten, die an der Vermessungsfrage irgendwie beteiligt sein können. Ich glaube, dann könnte man einmal, wenn die nötigen Mittel von der Schiffbautechnischen Gesellschaft da sind, um die technischen Untersuchungen vorzubereiten, verschiedene Rechnungen aufzustellen Skizzen zu machen usw., versuchen, aus dem reichhaltigen Material etwas Brauchbares herauszufinden und einen vom rein schiffbautechnischen Standpunkt aus brauchbaren Vorschlag zu machen, der eine Grundlage für weitere Verhandlungen bietet.

Diese Grundlage muß erst geschaffen sein, und die Grundlage muß so sein, daß alle Beteiligten damit einverstanden sind, sonst kommen wir überhaupt nicht weiter. Die Grundlage muß und kann aber nur geschaffen werden auf dem Wege einer sehr eingehenden Kommissionsberatung.

Herr Oberlehrer Dipl.-Ing. H e r n e r - Kiel (Schlußwort):

Meine Herren, ich kann mich kurz fassen, um so mehr, als ja erfreulicherweise von keiner Seite ein ernstlicher Widerspruch gegen meine Ausführungen erhoben worden ist.

Ich möchte zuerst Herrn Geheimrat Schunke danken für die sehr dezente Art, in welcher er Kritik an meinen Ausführungen geübt hat. Auf zwei Punkte nur muß ich schnell eingehen, die er als Nachteil meines Vorschlags erwähnt hat. Herr Geheimrat Schunke meinte, daß bei einer Gewichtsvermessung Schiffe mit leichten Ladungen benachteiligt seien. Das ist meiner Ansicht nach ganz ausgeschlossen. Denn wenn ich nur die Tragfähigkeit bzw. die Ladefähigkeit berücksichtige und nur sie bewerten will, dann kann der Schiffbauer die Lade räume so groß machen und am Schiff soviel Aufbauten ausführen, wie er will: die Ladefähigkeit wird davon nicht berührt, und Schiffe mit leichter Ladung sind anderen Schiffen gegenüber weder im Nachteil noch im Vorteil. Ferner sagte Herr Geheimrat Schunke, daß er sich sehr darüber freute, wenn er die großen, schönen Maschinenräume sähe. Das wäre ein Erfolg, der vom humanen Standpunkt aus besonders zu begrüßen wäre. Ich habe darauf zu erwidern, daß auch ich mich freue, wenn ich große Maschinenräume sehe, aber so groß, wie sie jetzt bei Motorschiffen gebaut werden, brauchen wir sie wirklich nicht. Das geht häufig über jede humane Bestrebung hinaus und wird einzig von dem Wunsche, die 13 % Grenze zu erreichen, diktiert.

Sehr erfreut bin ich, daß ein so berufener Vertreter wie Herr Isakson, der wohl

als der berufenste in der Vermessungsfrage überhaupt zu gelten hat, sich in so liebenswürdiger Weise meiner Ausführungen angenommen hat. Die Unhaltbarkeit der jetzigen Vermessungsvorschriften konnte nicht besser charakterisiert werden als gerade in der von ihm durchgeführten humorvollen, drastischen Weise. Ich möchte Herrn I s a k s o n nur noch sagen, daß alles das, was er zur Ergänzung hier angeführt hat, von mir in der Hauptsache in meiner größeren Arbeit bereits berücksichtigt ist. Auch seine früheren Änderungsvorschläge sind dort erwähnt worden. Hier handelte es sich nur um einen kurzen Auszug, der die Ergebnisse meiner ausführlichen Darlegungen kennzeichnen sollte.

Bezüglich einer bestimmten Tiefladelinie, über die nach Ansicht des Herrn I s a k s o n noch Unklarheiten herrschen, könnte man ja auch wohl noch zu einer Vereinbarung kommen.

Ich maße mir durchaus nicht an, mit meinem Vorschlage den einzigen Weg gezeigt zu haben, auf welchem man zu einer Änderung der heutigen Vermessungsvorschriften kommen kann, sondern ich wollte Ihnen nur darlegen, daß es überhaupt eine Möglichkeit zur Änderung gibt. Diese Möglichkeit ist von verschiedenen Seiten immer bestritten worden. Es lassen sich aber sehr wohl auch an meinem Vorschlage noch Verbesserungen treffen; vielleicht findet sich auch noch ein brauchbarerer Vorschlag.

Sehr freundlich muß ich mich schließlich dem Plane des Herrn Professor L a a s gegenüberstellen, daß eine Kommission gewählt werden soll, die die Sache endlich einmal in die Hand nimmt und präzise Vorschläge macht. Nur so werden wir zum Ziele kommen.

Ich glaube meine Ausführungen schließen zu können, indem ich an das Dichterwort erinnere: „Der Worte sind genug gewechselt, laßt uns nun endlich Taten sehn“. (Beifall).

Herr Schiffbauingenieur I s a k s o n - Stockholm:

Ich möchte nur bemerken, daß ich von meinem positiven Vorschlage natürlich nicht so eingezogen bin, als daß ich nicht mit größtem Vertrauen die weitere Förderung dieser Sache in die Hände der Schiffbautechnischen Gesellschaft legen wollte. Ich bin überzeugt, daß ein Vorschlag, der vielleicht von dieser Gesellschaft einmal ausgeht, dem meinigen weit überlegen sein wird.

Der Vorsitzende, Herr Geheimer Regierungsrat Professor Dr.-Ing. B u s l e y :

Meine Herren! Was mich persönlich anlangt, so stehe ich der Einsetzung einer Kommission, wie sie von Herrn Professor Laas vorgeschlagen worden ist, sympathisch gegenüber. Ich bin auch mit der Zusammensetzung einverstanden, die er empfohlen hat. Aber ehe ich meinen Kollegen im Vorstande den Antrag unterbreite, muß ich wissen, wieviel eine solche Kommission kostet, d. h. wie hoch sie unseren Etat belastet. Ich möchte deshalb Herrn Laas bitten, mir in einem Schreiben mitzuteilen, wie hoch sich ungefähr die Kosten der Arbeit, welche die Herren zu unternehmen haben, für uns belaufen.

Dann aber, meine Herren, weiß ich nicht, ob eine solche Kommission viel nützen wird. Auf dem Gebiet der Schiffsvermessung und der Hafenabgaben sind sich die beiden Parteien, die sich gegenüberstehen, unter sich nicht einig, so daß ich glaube, wenn unsere Kommission einen wirklich brauchbaren Vorschlag macht, wir noch weit entfernt davon sind, mit ihm durchzudringen. Jedenfalls würde es für die Schiffbautechnische Gesellschaft sehr erfreulich sein, wenn wir unserer Reichsregierung eine gute Lösung der verwickelten Fragen übergeben könnten.

Gegen den Willen der Engländer werden wir nicht viel ausrichten, wie ein kurzer Blick auf die Statistik lehrt. Es gibt auf der Erde rund 28 Millionen Brutto-Registertonnen an Handelsschiffen, wovon 12 Millionen unter englischer Flagge fahren. Treten wir mit unseren

3 Millionen Tonnen hinzu, dann haben wir mit den Engländern zusammen 15 Millionen Brutto-Registertonnen, und es bleiben für alle anderen Nationen nur 13 Millionen Brutto-Registertonnen übrig. Schließen sich uns die Engländer nicht an, dann ist nach meiner Ansicht nicht viel erreicht, auch wenn wir einen noch so guten Vorschlag ausarbeiten. Aber das soll uns nicht abhalten, es wenigstens zu versuchen.

Zum Schluß möchte ich Herrn Oberlehrer Herner, der die Anregung zu der heutigen lebhaften Debatte gegeben hat, unseren verbindlichen Dank aussprechen. (Beifall.)

Besichtigungen.

XXI. Die Germaniawerft in Kiel.

D i e A n l a g e n.

Nachdem die Firma Krupp in ihren vielumfassenden Geschäftsbetrieben bereits seit Jahrzehnten das Material zum Bau der Schiffskörper, Panzer, Geschütze und Geschosse erzeugt hatte, führte die für das Wirtschaftsleben moderner Riesenunternehmungen charakteristische Tendenz der fortschreitenden Zusammenfassung aller einzelnen Produktionsstadien gleichsam von selbst auf den Gedanken, auch den Schiffbau in den Bereich ihrer Produktion einzubeziehen.

Aus der Verwirklichung dieser Idee ist die heutige Germaniawerft hervorgegangen, der ihre Verbindung mit der Fried. Krupp A.-G. in Essen eine Sonderstellung unter den deutschen Werften verleiht, insofern sich hier Bergbau, Hüttenbetrieb, Stahlwerk, Geschützmaterial- und Panzerfabrikation mit dem Schiffbau in einer Hand vereinigen, wie sonst nirgendwo auf dem Kontinent.

Eigentum der Firma Krupp wurde das Unternehmen im Jahre 1902 in Verfolg eines sechs Jahre vorher abgeschlossenen Betriebsüberlassungsvertrags, der ihr die Möglichkeit gab, die gesamten Betriebe, die außer dem Schiffbauhof in Gaarden bei Kiel eine in Tegel bei Berlin gelegene Maschinenfabrik mit Kesselschmiede und Gießerei umfaßten, nach ihrem Gutdünken umzugestalten und käuflich zu erwerben. Auf Grund dieses Vertrags wurde die Germaniawerft den Kruppschen Werken käuflich angegliedert, nachdem inzwischen die Kieler Anlagen unter gleichzeitiger Verlegung des Maschinenbaubetriebes dorthin von Grund aus neugestaltet worden waren. Das Areal der Werft vergrößerte sich hierbei von 6 ha auf 22,5 ha, und so hat sich die aus bescheidenen Anfängen hervorgegangene Germaniawerft, auf deren Gelände vor etwa 50 Jahren der erste Kiel gestreckt wurde, im Laufe der Zeit zu einer Bedeutung entwickelt, die sie den größten und besteingerichteten Schiffbaustätten des In- und Auslandes ebenbürtig zur Seite stellt.

Bei über 800 m Wasserfront sind für den Großschiffbau zurzeit sieben Hellinge verfügbar, deren größte Neubauten bis zu 34 m Breite und 250 m Länge

Plan der Germaniawerft.

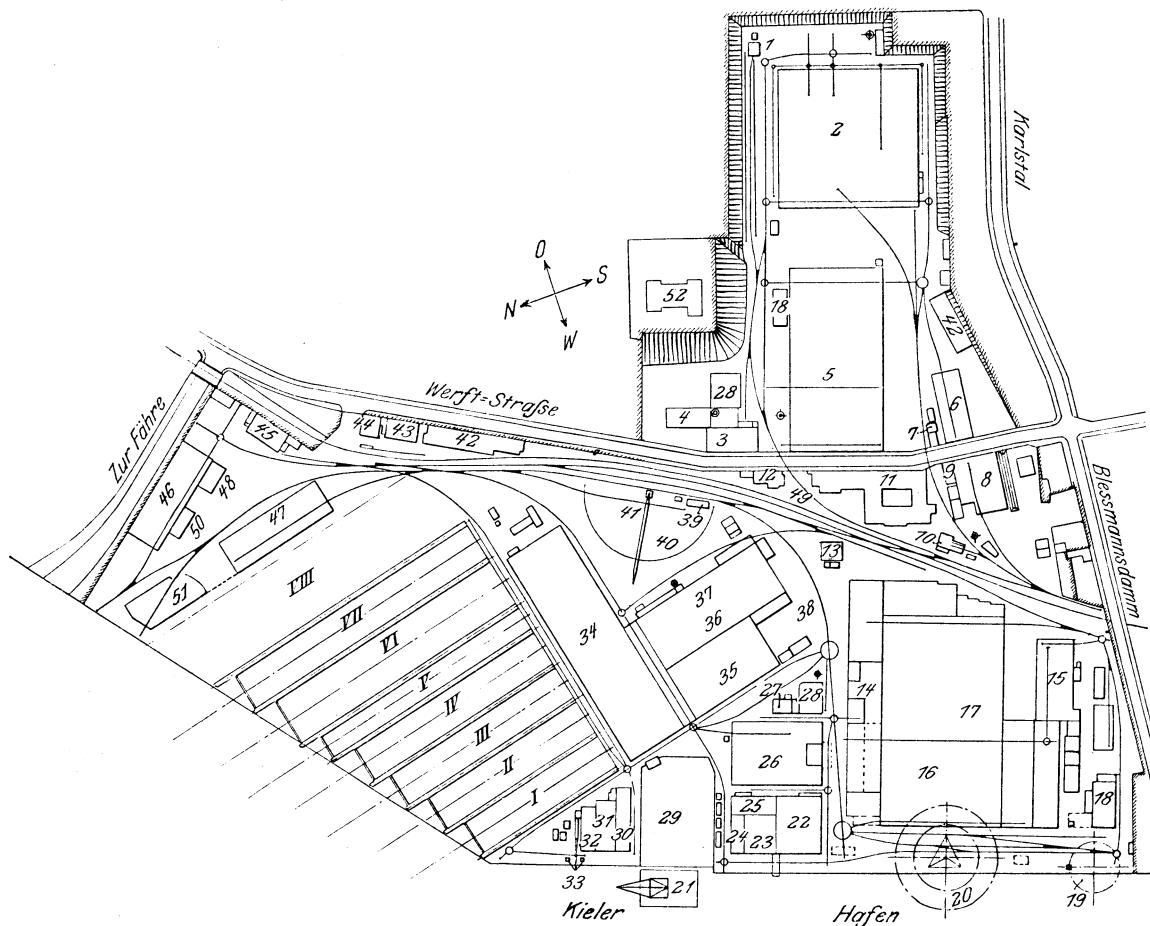


Fig. 1.

- | | | |
|-----------------------------|--------------------------------|---|
| 1 Fallwerk | 20 Uferkran (150 t) | 39 Plattenbeize |
| 2 Eisen- und Metallgießerei | 21 Schwimmkran (150 t) | 40 Plattenlager |
| 3 Elektrische Zentrale I | 22 Tischlerei | 41 Plattenlagerkran |
| 4 Druckluft-Zentrale | 23 Malerei | 42 Frühstückshalle |
| 5 Kesselschmiede | 24 Brabank | 43 Badeanstalt |
| 6 Modellschreinerei | 25 Taklerei | 44 Portier |
| 7 Portier | 26 Schlosserei | 45 Baubeaufsichtigung(ehem.
Hauptgebäude) |
| 8 Hammerschmiede | 27 Elektrische Zentrale II | 46 Sägerei |
| 9 Portier | 28 Kesselhaus | 47 Nutzholz-Schuppen |
| 10 Lokomotiv-Schuppen | 29 Sonderhelling | 48 Trockenraum |
| 11 Verwaltungsgebäude | 30 Nieten und Schrauben | 49 Verbindungsgleise d. Kais.
Werft mit der Staatsbahn |
| 12 Feuerwache | 31 Werkzeugmagazin | 50 Kesselhaus |
| 13 Öl und Farben | 32 Werkzeugschmiede | 51 Kohlenlagerplatz |
| 14 Kesselprobierraum | 33 Uferkran (40 t) | 52 Speise- und Logierhaus |
| 15 Kupferschmiede | 34 Schiffbauhalle | I bis IV Hellinge (überdacht) |
| 16 Montage | 35 Winkel- u. Schiffsschmiede | V „ VII Hellinge (offen) |
| 17 Dreherei | 36 Richtplatten u. Spannenplan | VIII Hellinge im Bau |
| 18 Magazin | 37 Schnürböden | |
| 19 Derrickkran (15 t) | 38 Winkel- u. Profilstahllager | |

aufzunehmen vermag*). Die Hellinge sind als trogartige Bassins von annähernd rechteckigem Querschnitt in Beton ausgeführt und wasserwärts, wo ihre Sohle $2\frac{1}{2}$ bis 3 m unter den Wasserspiegel hinabreicht, durch ein Ponton abgeschlossen. Für den Bau kleinerer Fahrzeuge ist eine ununterbrochene Ebene von 75 m Länge bei 50 m Breite hergerichtet.

Ein eigenartiges Gepräge erhält die Germania-werft durch die bis zu 36 m hohen Glashallen, mit denen vier ihrer Großhellinge überdeckt sind. Unbehindert von Wind und Wetter schreitet unter ihnen zu jeder Jahreszeit die Arbeit gleichmäßig fort, so daß die Baufristen sich erheblich verkürzen lassen. Jede der Hallen ist ausgerüstet mit zwei nebeneinander angeordneten Laufkränen von 6 t Tragfähigkeit. Drehbare

Großhellinge und Gesamtansicht der Germaniawerft.

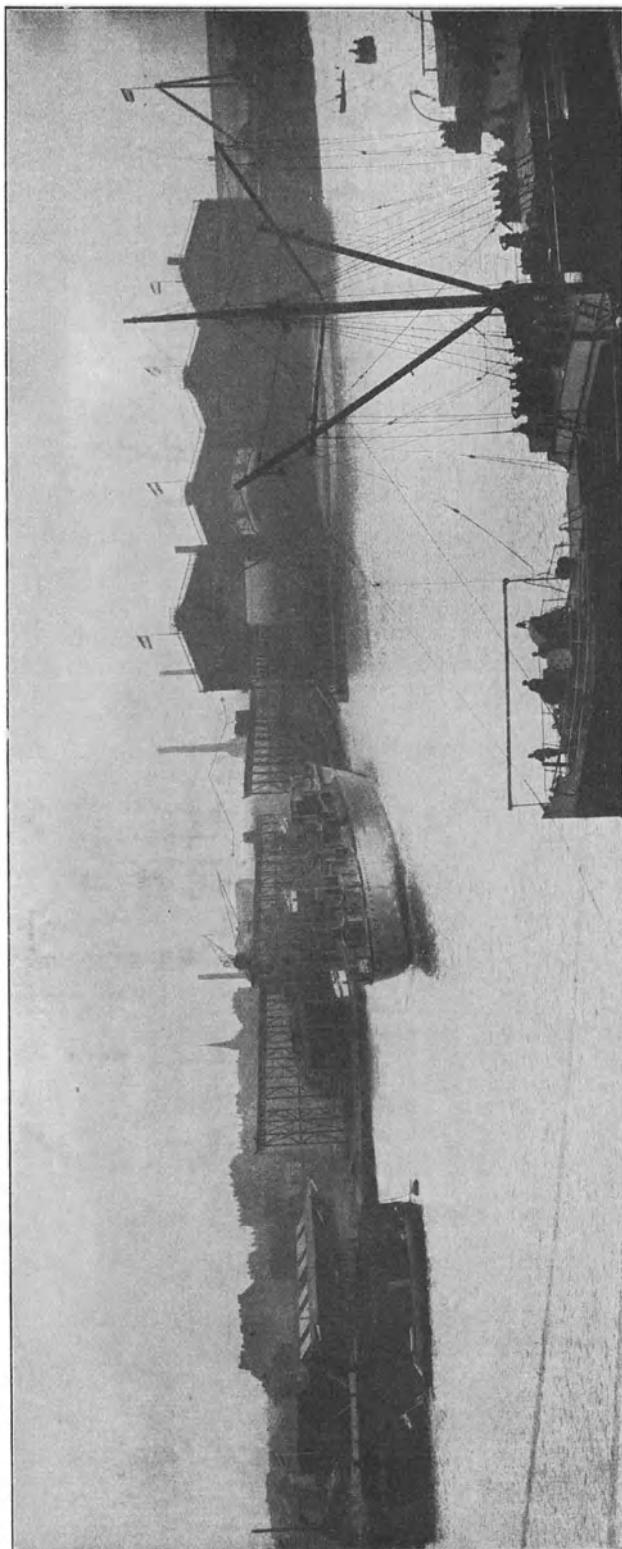


Fig. 2.

*.) Der Bau einer achten Helling für Schiffe bis zu 40 m Breite und 225 m Länge wurde im Herbst 1912 in Angriff genommen.

Ausleger gestatten bei kürzeren Transportstrecken eine Vereinfachung der Bewegung, also wirtschaftlichere Arbeitsweise, indem die Ausleger nach Art gewöhnlicher Drehkräne arbeiten. Diese Anordnung ermöglicht gleichzeitig das Übergreifen des einen Krans in das Arbeitsfeld des andern.

Auf den Molen der übrigen Großhellinge erheben sich einfache Stellinggerüste in Eisenkonstruktion, die zugleich als Kranbahnstützen für je zwei drehbare Rollkräne von 5 bzw. 3 t Tragfähigkeit bei 10 bzw. 16,5 m nutzbarer Ausladung dienen. Die Helling V wird außerdem durch einen 10 t Laufkran mit 2 Katzen überspannt.

Rund 10 500 qm des Geländes sind mit Werkstätten bedeckt, die durchweg aus Eisenfachwerk mit Ziegelausmauerung hergestellt und mit reichlich bemessenen Seitenfenstern oder Oberlichtern und Lüftungsvorrichtungen versehen sind. Die nach den Straßen und dem Wasser zu gelegenen Fassaden sind, soweit angängig, massiv ausgeführt und bieten in ihrer geschmackvollen Gliederung und architektonischen Ausbildung dem Auge reiche Abwechslung. Die innere Einrichtung der Arbeitsräume entspricht nicht nur den höchsten technischen Anforderungen, sondern es sind auch die gesundheitlichen Interessen der darin Beschäftigten in mustergültiger Weise gewahrt. Gegen Feuersgefahr sind allenthalben die umfassendsten Vorkehrungen getroffen.

Zur Vermeidung jedes unnötigen Hin- und Hertransportierens sind die verschiedenen Werkstätten und Lagerplätze des Schiffbaues zueinander wie zu den Hellingen derart angelegt, daß sämtliche Bauteile im Laufe ihrer Bearbeitung sich stets auf dem kürzesten Wege in der Richtung der Hellinge fortbewegen. Die 180 m lange und 45 m breite Schiffbauhalle ist daher quer zu diesen, direkt an ihre Landenden anstoßend, angeordnet, während an die andere Längsseite dieser Werkstätte sich die Winkel- und Schiffsschmiede sowie das Gebäude für Richtplatten und Spantenpläne angliedern. Im oberen Stockwerk des einen Schiffes dieses Gebäudes ist der 100 m lange und 22 m breite Schnürboden untergebracht. Fünf Gleise der Werftbahn durchqueren die mit allen erforderlichen Maschinen auf das vollständigste ausgerüstete Schiffbauhalle. Jedes ihrer drei Schiffe wird von zwei 3 t Laufkränen bestrichen. Zur Bedienung der in Schiff I aufgestellten Kanten-hobelmaschine für schwere Bleche ist außerdem noch ein 15 t Laufkran vorhanden.

Die Winkel- und Schiffsschmiede ist ausgestattet mit zwei Wärmeöfen, sechszehn Rundfeuern und fünf Doppelherden. An Hämmern sind vorhanden: ein 250 kg Schnellhammer und vier Dampfhämmer von 500 bis 1500 kg Fallgewicht, die von vier für Handbetrieb eingerichteten Schmiedekränen mit Tragvermögen von 3 bis 10 t bedient werden; auch über einen Teil der Herde befinden sich Lauf-

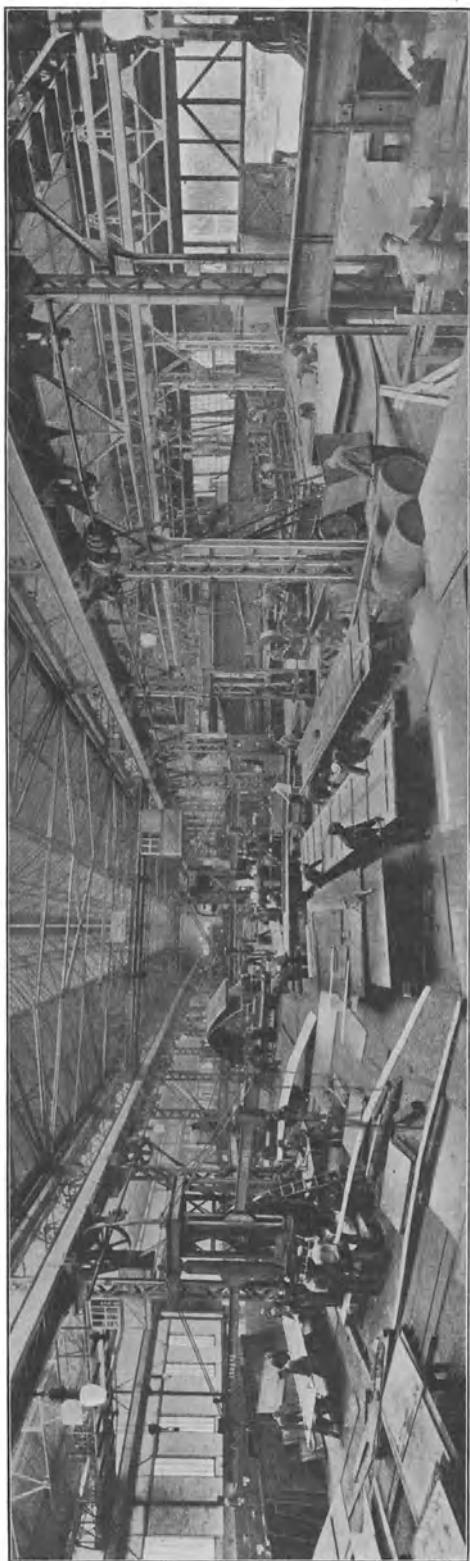
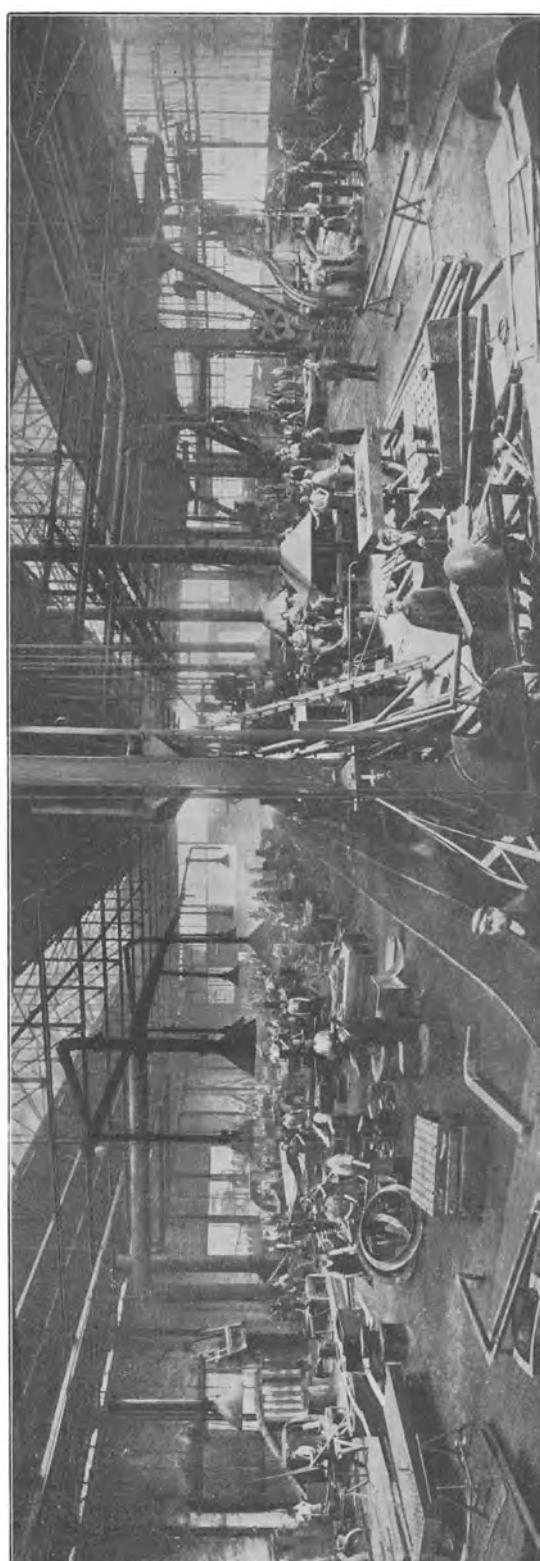


Fig. 3.

Winkel- und Schiffsschmiede.



kräne für Handbetrieb. An der Schiffsschmiede entlang läuft ein Halbportalkran von 40 t Tragfähigkeit zur Bedienung des hier befindlichen Panzerplattenlagers.

Für das Plattenlager und die damit verbundene Feuerverzinkerei ist die große Fläche freibleiben, die von den genannten Gebäuden, dem vorspringenden Teil der Schiffbauhalle und den Hauptgleisen umspannt wird.

Gleichfalls in dichtester Nähe der Hellinge und der mit ihnen gewissermaßen unter einem Dach vereinigten Hauptwerkstätten des Schiffbaues befinden sich alle weiteren Betriebsstätten, Lagerplätze und Magazine, wie Holzlager und Sägerei, Nieten- und Schraubenlager, Werkzeugmacherei, Schlosserei mit Panzerplattenwerkstatt, Tischlerei mit Lackiererei und Stahlblechmöbelwerkstatt, Malerei, Taklerei, Brabank usw.

Sägerei und Zimmerei, die samt dem Holzlager abseits von den übrigen Werkstätten im östlichen Teil des Werftgrundstückes liegen, bedecken eine Grundfläche von rund 75×25 m. In der ersten sind die großen Holzbearbeitungsmaschinen aufgestellt, wie Voll- und Horizontalgatter, vierseitige Decksplanken-, Abichte- und Dicktenhobelmaschinen usw. Die letztere enthält die kleineren Maschinen, wie Band- und Kreissägen, Spundmaschinen, Schleifsteine, Sägen- und Messerschleifvorrichtungen; ferner sind im Erdgeschoß die Arbeitsbänke der Zimmerleute verteilt. Auf einer eingebauten Galerie werden fertige Modelle, Materialien und Geräte gelagert. Eine Brandmauer mit feuersicherem Durchgang trennt die beiden Betriebe voneinander. Das Ladegerüst an dem der Wasserseite zugekehrten Ende der Sägerei erleichtert den Transport und das Aufbringen der Stämme auf die Gatterwagen. Direkt an die Sägerei angebaut sind der $22 \times 10,5$ m große Trockenraum sowie die den Dampf hierfür erzeugende Kesselanlage. Ein Bedienungsgang vom Kellergeschoß der Sägerei zum Kesselhaus erleichtert die Zufuhr der Holzabfälle und Späne zu den Feuerungen der beiden Horizontalkessel. Der Dampf durchströmt einen im Keller der Trockenanlage angeordneten Luftheizapparat. Mittels eines elektrisch betriebenen Ventilators wird die Trockenluft von hier durch gemauerte Kanäle hinter die Seitenwände des Trockenraums geleitet, von wo er in diesen selbst eintritt. Unter seinem als Lattenrost ausgebildeten Fußboden sind als besondere Fußbodenheizung Heizrohre verlegt.

Der Nutzholzschorpen ist mit 2000 qm Grundfläche für die Lagerung von etwa 5000 cbm Bohlen und Bretter bemessen; außer dem Erdgeschoß enthält er zwei Stockwerke. Um ein leichtes und bequemes Einbringen und Aufstapeln der Hölzer zu ermöglichen, sind die Längswände im Erdgeschoß und im ersten Stockwerk durch herausnehmbare Vorsatzluken und Schiebetüren gebildet; für das zweite Stockwerk ist an den Längsseiten eine Außengalerie angebracht. Wie die Sägerei

Eisengießerei.

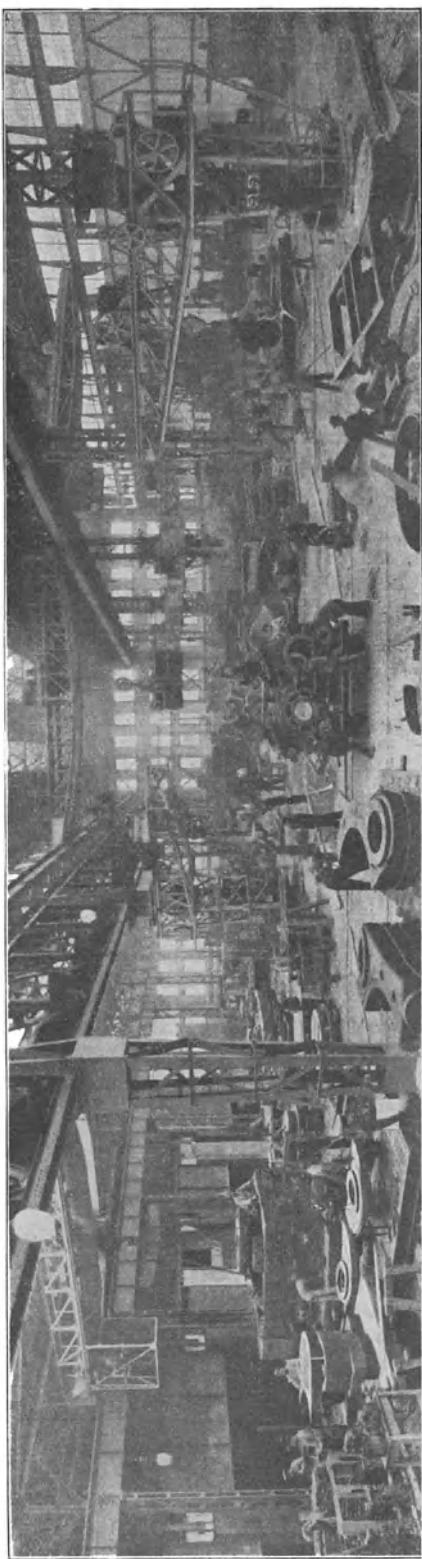


Fig. 5.

Kesselschmiede.

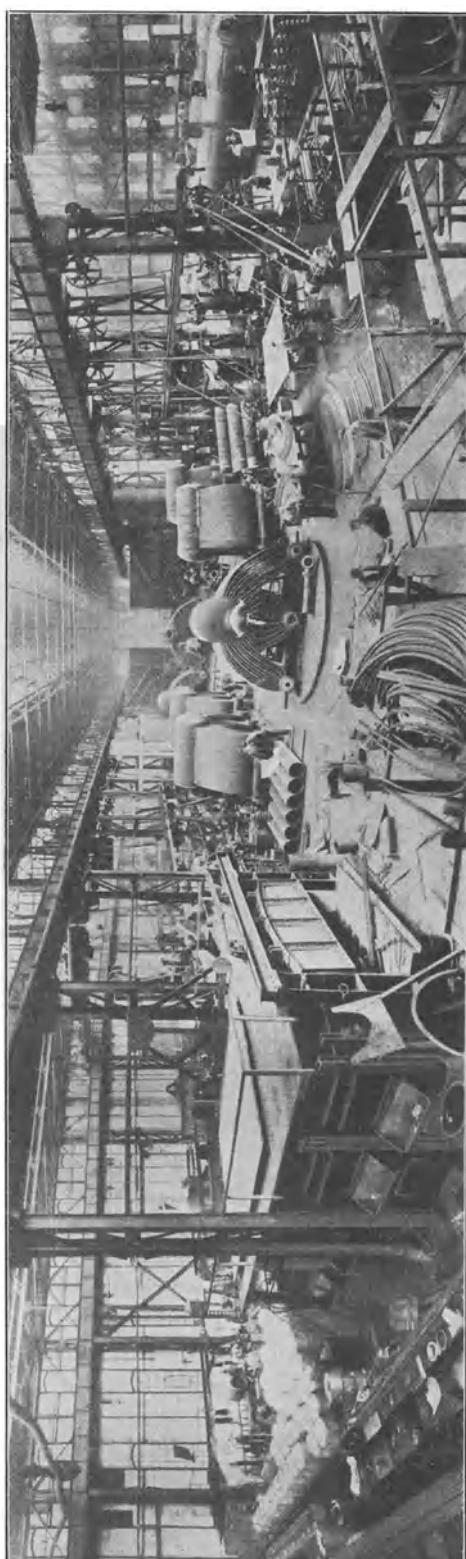


Fig. 6.

von der Zimmerei, so sind auch die beiden Hälften des Nutzholzschnittens durch eine quer zur Längsachse geführte Brandmauer mit feuersicheren Durchgängen voneinander geschieden.

Die in drei Schiffen gegliederte Schlosserei bietet Raum für 400 Arbeiter; neben einer entsprechenden Zahl von Feilbänken enthält sie etwa hundert Werkzeugmaschinen. In dem als Panzerplattenwerkstatt eingerichteten östlichen Schiff ist ein starker Laufkran vorgesehen, dessen Tragvermögen mit 40 t dem des vorerwähnten Halbportalkranaes beim Panzerplattenlager entspricht. Wie mit dem Plattenlager, so ist auch mit der Schlosserei eine Feuerverzinkerei verbunden.

Vor der Schlosserei, direkt an der Ufermauer, ist das dreistöckige Gebäude der Tischlerei errichtet, das außerdem Takler- und Malerwerkstätten sowie Lagerräume und die Brabank enthält. Den Materialtransport zwischen den Stockwerken des Gebäudes vermitteln zwei elektrische Aufzüge. Die Haupttransmission für die Holzbearbeitungsmaschinen sämtlicher Stockwerke ist in einer geräumigen Unterkellerung untergebracht. Alle Späne und Holzabfälle werden mittels einer sogenannten Cyklonanlage direkt vor die Kesselfeuerungen des Unterhofes geführt. Die an Bord moderner Kriegsschiffe zur Vermeidung der Feuersgefahr unentbehrlichen Stahlblechmöbel werden im obersten Stockwerk des Gebäudes hergestellt; dort ist auch eine mit allen Errungenschaften der Neuzeit ausgestattete Hochglanz-Lackiererei eingerichtet.

Obgleich ein Teil der Betriebsstätten des Maschinenbaues jenseits der das Werftgrundstück in seiner Längsrichtung durchschneidenden Straße untergebracht werden mußte, so ist doch auch in ihrer Gesamtanordnung der Grundsatz unverkennbar, die Rohmaterialien und Halbfabrikate bei ihrem Arbeitsgange durch die einzelnen Werkstätten auf dem kürzesten Wege zu führen. Wie beim Schiffbau sind sämtliche Werkstätten, deren Betriebe direkt ineinander greifen, zu einem einzigen Gebäudekomplex zusammengezogen.

Diesem Grundsatz entsprechend, erhebt sich im hintersten Teil des Oberhofes die Eisen- und Metallgießerei, während die Mechanische Werkstatt, in der die Erzeugnisse des Maschinenbaues fertiggestellt, montiert und erprobt werden, auf dem Oberhof, dicht an der Ufermauer liegt, wo direkt vor ihrer Haupthalle ein großer Ausrüstungskran bereit steht, um Maschinen, Kessel und andere Ausrüstungsstücke an Bord zu heben. Zwischen diesen beiden Endpunkten liegen noch auf dem Oberhof, abgesehen von der Kraftzentrale, die Modellmacherei mit dem Modelllager und die Kesselschmiede, auf dem Unterhof die im Gegensatz zur Winkel- und Schiffsschmiede für die Bedürfnisse des Maschinenbaues arbeitende Hammerschmiede und die Kupferschmiede.

Mechanische Werkstatt, Montagehalle.

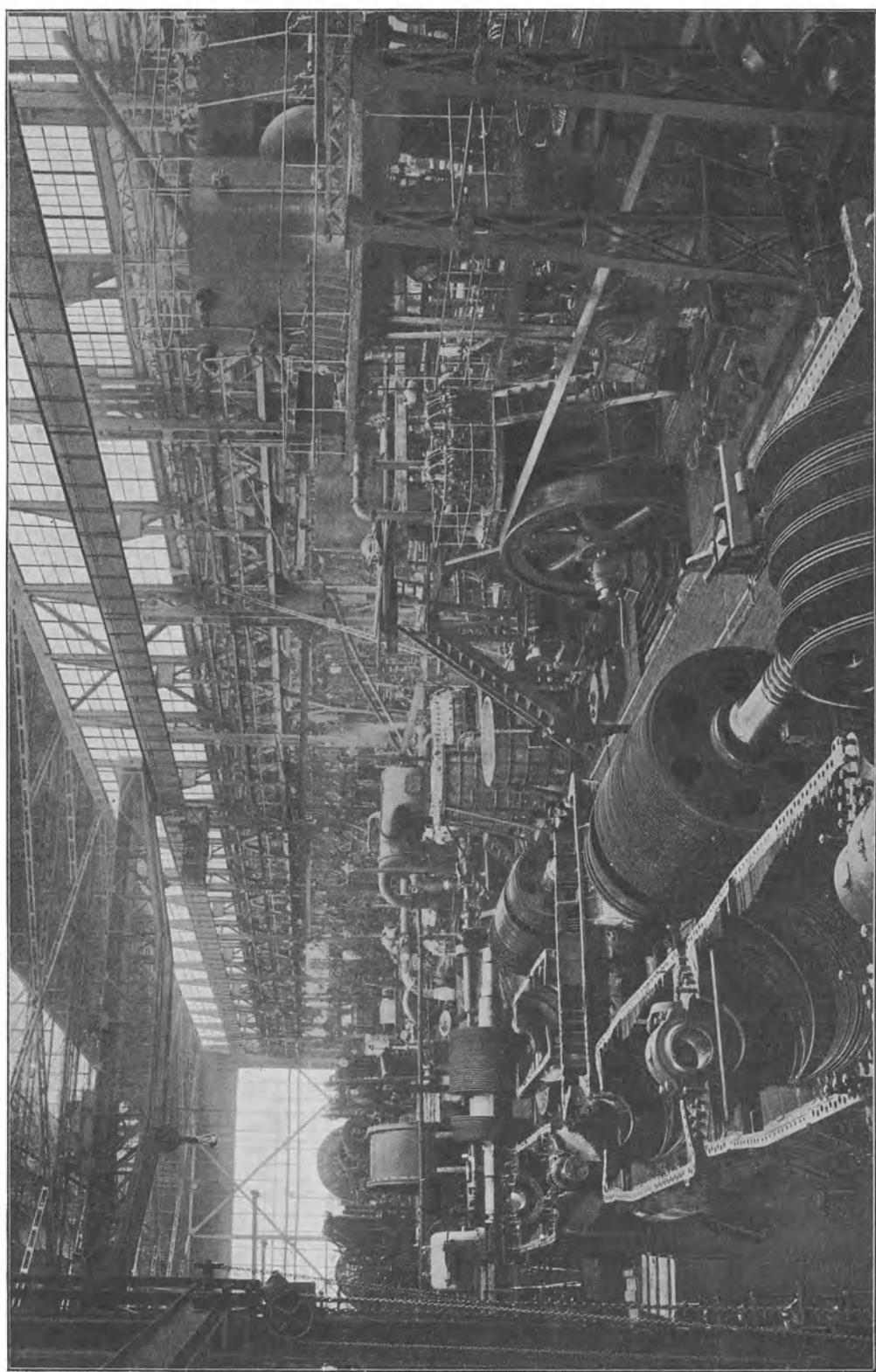


Fig. 7.

Die gesamte obere Hälfte des Oberhofes wird eingenommen von dem sieben-schiffigen Gebäude der Eisen - und Metallgießerei, die, für die Herstellung der größten und kompliziertesten Gußstücke eingerichtet, eine Bodenfläche von 9600 qm bedeckt und mit den neuesten Öfen und Einrichtungen für Sandaufbereitung, Formen, Trocknen der Formen usw. ausgestattet ist. Formerei und Putzerei sind in neuzeitigster Weise für Preßluftbetrieb eingerichtet. Außerdem sind hier eine kleine eigene Tischlerei und Schlosserei vorgesehen. An Kränen sind sieben Laufkräne von 15 bis 30 t Tragfähigkeit, sieben Säulendrehkräne und zwei Wandkräne vorhanden. Von den Trockenkammern, deren sich elf in der Eisen-gießerei und fünf in der Metallgießerei befinden, besitzt die größte eine Bodenfläche von $9 \times 6,7$ m bei 4 m Höhe. Ferner verfügt jede Abteilung über eine besondere Einrichtung zum Trocknen der Kerne. Für den Guß größerer Stücke sind vier Dammgruben von 5 bis 6 m Durchmesser bei 4,5 m Tiefe vorhanden, von denen drei auf die Eiseñgießerei und eine auf die Metallgießerei entfallen. In den drei Kupolöfen der ersten können pro Stunde durchschnittlich 22 t Gußeisen zum Schmelzen gebracht werden; in der letzteren steht neben einer Anzahl Tiegelöfen von verschiedener Größe und teilweise mit Ölfeuerung betrieben ein Flammofen von etwa 3,5 t Fassungsvermögen zur Verfügung. Größere Stücke können daher auch direkt aus dem Ofen gegossen werden.

Weiter nach vorn, der Straße zu, liegen Modelllager und die Modelltischlerei. Die Modelltischlerei nimmt ein dreischiffiges Gebäude mit dreistöckigem Mittelschiff ein, dessen Erdgeschoß für die Herstellung der Modelle eingerichtet ist, während die oberen Räume für deren Lagerung dienen. Gleich der Tischlerei ist sie mit einer Anlage zur Abführung der Holzabfälle ausgestattet, und wie dort so ist auch hier die Haupttransmission unter Flur angeordnet. Im Gegensatz zu den übrigen mit Dampf geheizten Werkstätten ist hier Warmluftheizung vorgesehen, die gleichzeitig für kräftigen Luftwechsel sorgt.

Im vorderen Teil des Oberhofes, in der Fluchlinie der Werftstraße, liegt die sich durch Helle und Luftigkeit auszeichnende Kesselschmiede, mit 126 m Länge und 65 m Breite eine der größten Deutschlands. Zwei ihrer Schiffe sind mit je einem 15 t Laufkran ausgestattet, im Hauptschiff stehen neben zwei 50 t Kränen, von denen jeder noch ein Hilfshubwerk von 10 t Tragfähigkeit besitzt, vorzugsweise für die Bedienung der hydraulischen Niet- und Biegemaschinen noch zwei weitere Krane von 75 t bzw. 40 t zur Verfügung. Zur Handhabung der Arbeitsstücke in und über den Schmiedefeuern ist schließlich eine größere Anzahl von Wandkränen vorgesehen. Von der Ausstattung der Kesselschmiede verdienen Erwähnung die hydraulische Nietpressenanlage und die für den Betrieb der hier besonders zahl-

reich vorhandenen pneumatischen Werkzeuge dienenden Preßluftleitungen. Auch die Vorteile der autogenen Metallbearbeitung sind hier in ausgedehntem Maße zur Verwendung gebracht. Das Verzinken der Kesselrohre erfolgt in einer eigenen galvanischen Anlage nach dem System Cowper-Cole.

Ebenso wie die Erzeugnisse der Stahlgießerei werden die großen Wellenleitungen und andere schwere Schmiedestücke für Schiff- und Schiffsmaschinenbau in den Essener Werkstätten der Firma hergestellt. Die Hammerschmiede ist daher in ihrer Einrichtung lediglich auf die Bearbeitung verhältnismäßig kleiner Stücke zugeschnitten. Sie enthält zwei Schweißöfen, zwei Rundfeuer von 1500 mm Durchmesser, zehn Doppelherde und fünf Hämmer von 150 bis 1000 kg Fallgewicht, zu deren Bedienung drei von Hand betätigte Drehkräne vorhanden sind, die bis zu 3 t zu heben vermögen. Um die Abgase der Schweißöfen auszunutzen, hat die Hammerschmiede zum Betrieb ihrer Dampfhämmer eine eigene Kesselanlage erhalten, die indessen auch für direkte Feuerung eingerichtet ist. Sie umfaßt zwei Zylinderkessel von 80 qm Gesamtheizfläche.

Unmittelbar neben den Hallen der mechanischen Werkstatt liegt die **K u p f e r s c h m i e d e**. Sie bedeckt eine Fläche von 1400 qm. Von ihren Einrichtungen sind hervorzuheben eine hydraulische Rohrbiegepresse von 50 t Druckkraft sowie die zur Erzeugung hoher Temperaturen mit Gas- und Preßluftzuführung ausgestattetem Feuer. Der vollständig feuersicher ausgebauter Pech-Ausschmelzraum ist besonders angegliedert. Mit der Kupferschmiede verbunden sind eine für die Beschäftigung von 200 Arbeitern bemessene Abteilung für Kupferbearbeitung sowie die Nebenbetriebe für das Benähen und Isolieren der Rohre, ferner eine eigene Werkzeug- und Materialausgabe. In einem abgegrenzten Hofraum befindet sich die dazu gehörige, überkrante Beiz- und Verzinkungsanlage.

In der Mechanischen Werkstätte, die seit der Aufnahme des Turbinen- und Motorenbaues wiederholt vergrößert werden mußte, sind außer den Sonderabteilungen für Turbinen- und Motorenbau mit ihren Spezialeinrichtungen die Dreherei, Frässerei, Maschinenschlosserei und der Blechbearbeitungsbetrieb untergebracht mitsamt den zugehörigen Magazinen und der Werkzeugmacherei; ferner die Montagen und Versuchsstände für die verschiedenen Maschinenarten, außerdem die Materialprüfstation. Den Dampf für die Erprobung der in der Montagehalle aufgestellten Kolbenmaschinen und Turbinen liefert eine demselben Gebäude angegliederte Kesselstation mit Kondensatoranlage, in der auch die Dampfkessel der Probeheizung unterworfen werden. Bei einer Gesamtbreite von 148 m und 168 m Länge decken die mit besonders kräftigen Hebezeugen ausgerüsteten neun Hallen dieses größten Gebäudekomplexes der

ganzen Werft allein eine Grundfläche von 20 750 qm, also über ein Fünftel des bebauten Gesamtareals. Die in einem Teil seiner Schiffe angeordneten Etagen und Galerien bieten weitere Arbeitsflächen in Größen von weit über 3000 qm. Die reiche maschinelle Ausstattung der Werft tritt in dieser Werkstätte im vollsten Maße hervor, da hier allein über 600 Werkzeugmaschinen aufgestellt sind, unter denen besonders die für die Bearbeitung der großen Turbinengehäuse und -Laufzeuge bemessenen mächtigen Hobelmaschinen, die Karussel- und Plandrehbänke ins Auge fallen.

Für Bau und Montage der Schiffsmotoren sind die beiden westlichen Schiffe reserviert. Über die ganze Grundfläche der einen Halle erstreckt sich ein starkes Betonfundament mit den erforderlichen Aussparungen und Aufspannplatten zur Aufnahme und Befestigung der Maschinen, Wasserbremsen und Elektromotoren, ferner befinden sich hier alle benötigten elektrischen Schaltvorrichtungen, Anlässe, Widerstände und Umschalter. Im Erdgeschoß der andern Halle sind die Schlosser dieser Abteilung, in der ersten Etage die Werkzeugmaschinen untergebracht.

Als Ergänzung zu diesen allgemeinen Angaben über die Hauptwerkstätten für Schiff- und Maschinenbau, auf welche die vorliegende Beschreibung sich beschränken muß, mögen einige Zahlen über die gemeinsamen Betriebsmittel dienen.

Eines der wesentlichen Kriterien neuzeitig eingerichteter Betriebsstätten bildet die Ausgestaltung und der Umfang ihrer Transportmittel. Die Gesamtzahl der über den Hellingen, in den Werkstätten und längs der Ufermauer der Germaniawerft verstreuten Kräne beläuft sich auf 170, darunter ein fester und ein schwimmender Ausrüstungskran, deren Hebevermögen mit einer Belastung von 200 t erprobt wurde. Der in aufgerichteter Stellung 75 m hohe Schwimmkran gilt zurzeit als eines der vollkommensten Hebezeuge der Welt. Den Verkehr mit der Staatsbahn und den Werkstätten untereinander vermitteln 7,7 km Normal- und 3,6 km Schmalspurgleise. 36 km Fernsprechleitung mit 150 Hauptanschlüssen verbinden sämtliche Arbeitsplätze untereinander. In der elektrischen Zentrale erzeugen fünf Maschinen die Energie für rund 400 Dynamos und Elektromotoren mit einem Gesamtleistungsvermögen von 7200 PSe sowie für 660 Bogen- und 6000 Glühlampen. Im Kompressorhaus sind drei Preßlufterzeuger von 220 cbm Stundenleistung untergebracht. 31 Kessel, darunter 14 fahrbare, liefern den zur Aufrechterhaltung des Betriebes erforderlichen Dampf. Die Zahl der Arbeits- und Werkzeugmaschinen übersteigt 1100. Rechtzeitiger Feueralarm ist durch ein weitverzweigtes Netz von Meldern gesichert. Die Werftfeuerwache ist mit den neuzeitigsten Löschgeräten ausgerüstet. Ebenso sind für Unfälle eine Anzahl über die ganze Werft verteilter Verbandstationen zur sofortigen ersten Hilfeleistung

bereit. Bei weiterer Steigerung des Betriebes können die zurzeit für die Beschäftigung von 7500 Arbeitern eingerichteten Anlagen um etwa 30 % erweitert werden.

Für die Unterkunft ihrer verheirateten Arbeiter hat die Germaniawerft eine 215 drei- bis fünfräumige Wohnungen umfassende Kolonie angelegt, die gleichfalls erheblich ausgebaut werden kann, da das umliegende Gelände in einer

Arbeiterkolonie.



Fig. 8.

Gesamtgröße von 450 ha Eigentum der Werft ist. Mit der Kolonie ist eine Konsumanstalt verbunden. Ein Logier- und Speisehaus bietet unverheirateten Arbeitern billige und gesunde Unterkunft und Verpflegung. Der Verpflegung dienen ferner zwei 1100 Personen fassende Arbeiterfrühstückshallen. Zur Pflege der Reinlichkeit ist den Betrieben eine Badeanstalt mit 45 Brause- und 8 Wannenbadzellen angegliedert, die auch den Angehörigen der verheirateten Arbeiter offensteht.

Die Erzeugnisse des Schiffbaus.

Die mit dem Übergang der Schiff- und Maschinenbau A. G. „Germania“ in den Besitz der Firma Krupp verbundenen Betriebsveränderungen blieben nicht auf die äußere Umgestaltung der gesamten Anlagen beschränkt, auch

hinsichtlich der Art ihrer Erzeugnisse machte sich bald der Einfluß des Besitzwechsels geltend. Schon früher hatte die Werft sich im Bau von Torpedobooten, Kreuzern und Panzerschiffen ausgezeichnet, es sei nur kurz an „G 21“ erinnert, mit dem im Jahre 1885 der Bau von Torpedobooten aufgenommen wurde und das mit 18 Kn Durchschnittsgeschwindigkeit einen Rekord erzielte. Das Panzerschiff „Wörth“ brachte der Werft durch seine Mehrleistung eine Prämie von 300 000 M. ein, und der große Kreuzer „Kaiserin Augusta“ war das erste Dreischraubenkriegsschiff der deutschen Marine. Nach Übernahme der Werft durch die heutige Firma entwickelte sich der Kriegsschiffbau zu einer nahezu ausschließlich und im größten Maßstab gepflegten Spezialität.

Abgesehen von den in den Jahren 1897 und 1907 durchgeföhrten Umbauten des deutschen Linienschiffes „Baden“ und des türkischen Küstenpanzers „Assar-i-Tewfik“ wurden der Kruppschen Werft seither 9 Linienschiffe, 5 kleine Kreuzer, 33 Torpedoboote und 28 Tauchboote in Auftrag gegeben. Das Ausland ist durch Bauten für die Türkei, Italien, Österreich-Ungarn, Rußland, Spanien, Norwegen, Argentinien, Brasilien und China vertreten.

Im ganzen erbaute die Germaniawerft bisher an Kriegsschiffen:

10 Linienschiffe,	davon	10	für die deutsche Marine,
1 Küstenpanzerschiff,	„	1	„ „ „ „ „
2 große Kreuzer,	„	1	„ „ „ „ „
		1	„ „ „ russische Marine,
9 kleine Kreuzer,	„	9	„ „ „ deutsche Marine,
58 Torpedofahrzeuge,	„	34	„ „ „ „ „
		2	„ „ „ argentinische Marine,
		3	„ „ „ brasiliianische Marine,
		14	„ „ „ türkische Marine,
		4	„ „ „ russische Marine,
		1	„ „ „ spanische Marine,
28 Unterseeboote,	„	16	„ „ deutsche Marine,
		4	„ „ russische Marine,
		5	„ „ norwegische Marine,
		2	„ „ österr.-ungarische Marine,
		1	„ „ italienische Marine,
1 Minenleger,	„	1	„ „ türkische Marine,
1 Kanonenboot,	„	1	„ „ chinesische Marine,
1 Artillerie-Tender,	„	1	„ „ deutsche Marine,
1 Kaiserliche Jacht,	„	1	„ „ „ „ „
2 gedeckte Korvetten,	„	2	„ „ „ „ „

Beim Ausbau der Linienschiffsgeschwader für die deutsche Marine war die Germaniawerft mit alleiniger Ausnahme des „Helgoland“-Typs an sämtlichen Klassen mit mindestens einem Neubau beteiligt und lieferte u. a. die Großkampfschiffe „Posen“, „Prinzregent Luitpold“ und „Ersatz Brandenburg“.

Weniger lückenlos war ihre Betätigung im Torpedoboatsbau, der 1897, zwölf Jahre nach der Ablieferung von „G 21“, mit „G 88“ und „G 89“ wieder aufgenommen wurde, um hiernach wiederum eine fünfjährige Unterbrechung zu leiden, bevor der Werft im Jahre 1901 mit der Serie „G 108—113“ ein weiterer Auftrag

Großkampfschiff „Prinzregent Luitpold“ unter den beiden großen Hellingkranen.

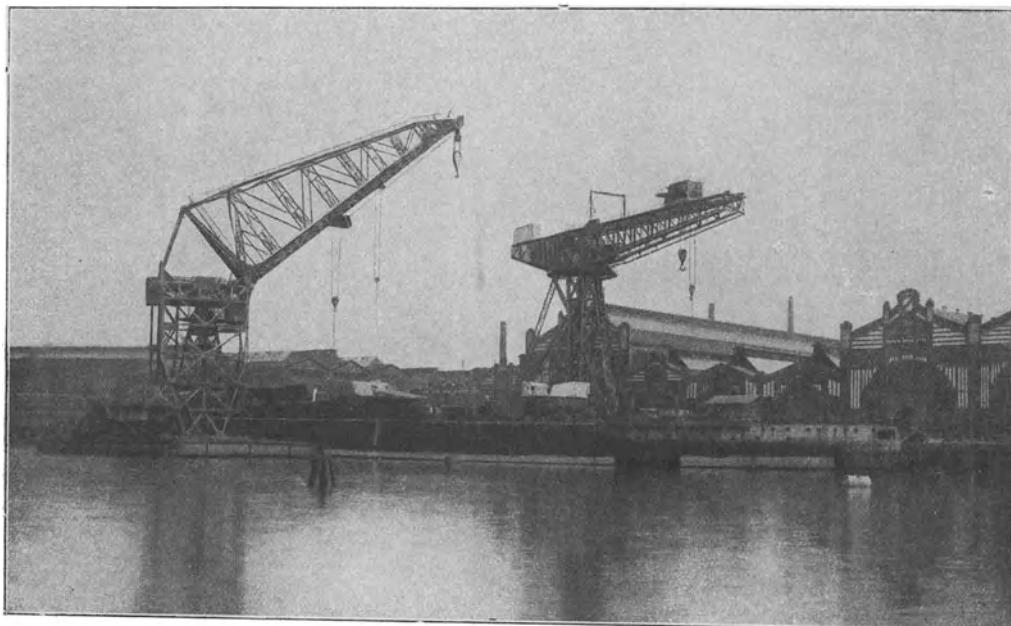


Fig. 9.

zufiel. Obwohl gerade auf diesem gewissermaßen die Feinmechanik des Schiffbaus darstellenden Sondergebiet die ununterbrochene Schulung der Arbeiter durch regelmäßig aufeinander folgende Aufträge für den guten Ausfall der Erzeugnisse von größter Bedeutung ist, hat die Germaniawerft auch hier wiederholt Höchstleistungen erzielt. Schon beim Bau ihrer ersten, sogenannten „Großen Torpedoboote“ „G 108—113“ war es ihr gelungen, durch die glückliche Wahl der Schiffsformen einen seinen Vorgängern erheblich überlegenen Typ zu schaffen. Die Vorzüge ihrer Linien bestätigten sich bei den Probefahrten der ihr weiterhin in Auftrag gegebenen Boote, bei deren Bau die früheren Erfahrungen nutzbringende

Verwertung fanden, so daß fast bei jedem Auftrag ein neuer Rekord aufgestellt und der Marineverwaltung wiederholt die Möglichkeit geboten wurde, ihre Anforderungen für die folgenden Serien zu steigern. Die Ergebnisse von „G 137“, „G 171“ und neuerdings von „G 194“ haben in der Fachpresse des In- und Auslandes um so mehr Aufsehen erregt, als die strengen Probefahrtvorschriften der deutschen Marine bekanntlich besonderen Wert legen auf die Erzielung hoher Dauerleistungen bei schwerem Wetter.

Argentinischer Torpedobootzerstörer „Catamarca“.

1310 t. — 28 000 W.P.S. — 36 Kn.

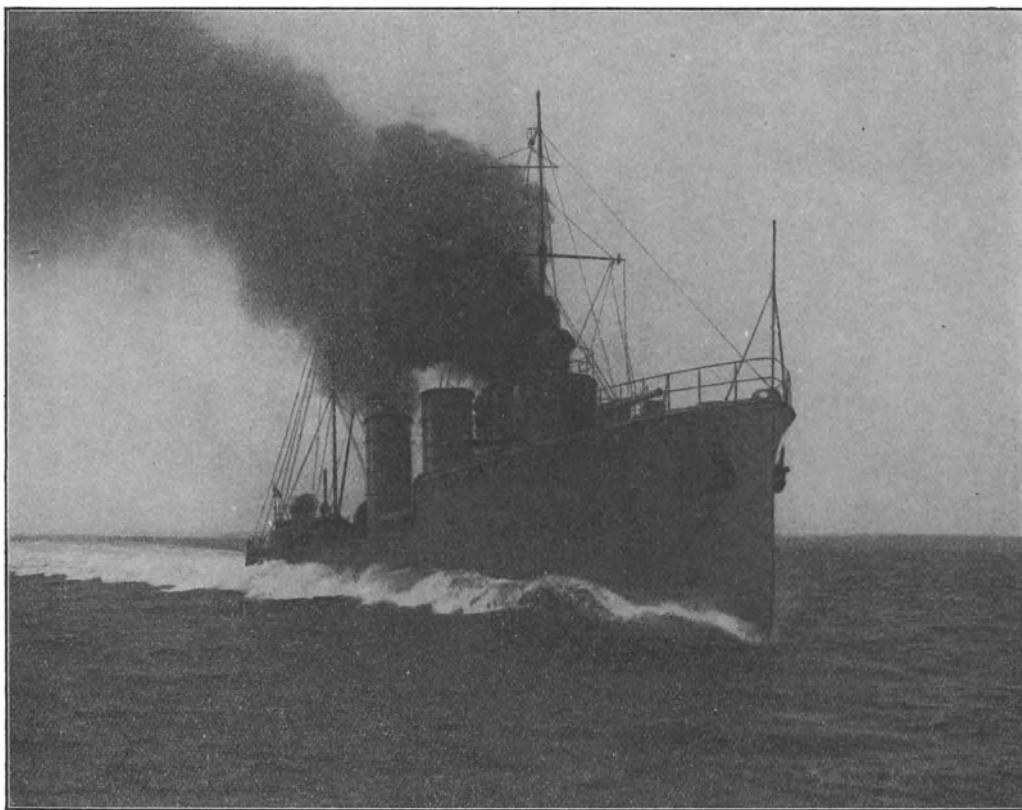


Fig. 10.

Auf dem Gebiete des Unterseebootsbaues hat die Germaniawerft in bahnbrechendem Vorgehen einen Typ geschaffen, dessen militärische und nautische Eigenschaften das Reichsmarineamt vor einigen Jahren veranlaßte, die abwartende Haltung gegen diese neue Waffe aufzugeben. Im Jahre 1902 wurde als erster Versuch ein Unterseeboot von 17 t Wasserverdrängung gebaut, dessen Erprobung so befriedigende Resultate ergab, daß die russische Regierung es erwarb. Unter dem Namen „Forel“ hat dieser Erstlingsbau während des japanischen Krieges

an den militärischen Operationen vor Wladiwostock teilgenommen. Die russische Regierung erteilte der Werft gleichzeitig den Auftrag auf drei nach dem Tauchboot-Typ gebaute größere Boote: „Karp“, „Karas“ und „Kambala“.

Im Jahre 1905 erhielt die Germaniawerft den ersten Auftrag von der deutschen Marine auf das Tauchboot „U 1“. Sie baute dann für Österreich-Ungarn „Ub III“ und „Ub IV“, für Norwegen „Kobben“ und für Italien „Atropo“. Der Bau der „Kobben“ brachte ihr den Auftrag auf vier weitere Boote für die norwegische

Italienisches Tauchboot „Atropo“.
320 t. — 8/14 Kn.

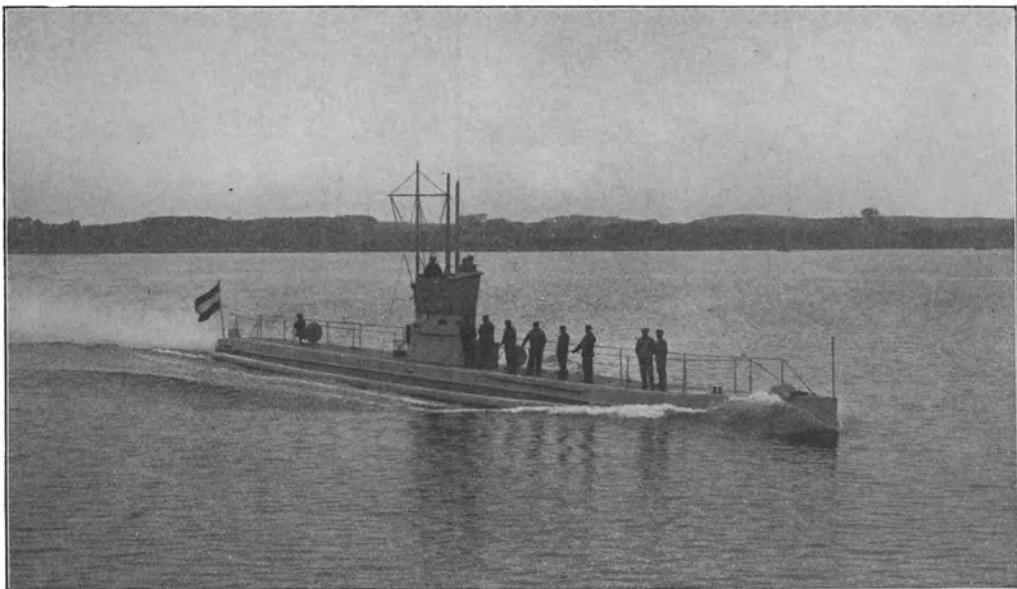


Fig. 11.

Regierung; dem Auftrag des deutschen Bootes „U 1“ folgten bisher noch Bestellungen auf 15 weitere Tauchboote für das Deutsche Reich. Ihre schnelle Einführung wird vor allem auf den Umstand zurückgeführt, daß sie bei ihren zahlreichen Probe- und Übungsfahrten an der Oberfläche wie in untergetauchtem Zustande niemals einen durch das System verschuldeten Unfall irgendwelcher Art erlitten oder auch nur momentan versagt haben.

Im Handelsschiffbau vermag eine in erster Linie für den Kriegsschiffbau eingerichtete Werft den Wettbewerb nur unter bestimmten Voraussetzungen aufzunehmen. Seit der Betriebsübernahme durch Krupp sind daher nur die in der

nachstehenden Zusammenstellung genannten 11 Schiffe mit 67 310 t Gesamt-räume in Bau gelegt worden:

Name	Art und Bestimmung	Brutto-Register-tonnen	Besteller
Germania	Fracht- u. Passagier-dampfer	1 096	Jaluit-Gesellschaft, Hamburg
Borussia	Truppentransportdampfer	6 951	Hamburg-Amerika-Linie
Narvik	Turmdeck-Erztransport-dampfer	3 576	L. Possehl & Co., Lübeck
Kronprinzessin Cecilia	Fracht- u. Passagier-dampfer	8 689	Hamburg-Amerika-Linie
Nordsee	Turmdeck-Erztransport-dampfer	4 850	L. Possehl & Co., Lübeck
Corcovado	Fracht- u. Passagier-dampfer	8 099	Hamburg-Amerika-Linie
Ypiranga	Fracht- u. Passagier-dampfer	8 103	Hamburg-Amerika-Linie
Dr. Adolf Schmidt	Erztransportdampfer	2 247	Fried. Krupp A.-G. Essen
Hagen	Motor-Petroleumtankschiff	5 800	Deutsch-Amerikanische Petroleumgesellschaft
Loki	Motor-Petroleumtankschiff	5 800	Deutsch-Amerikanische Petroleumgesellschaft
W. A. Riedemann	Motor-Petroleumtankschiff	10 100	Deutsch-Amerikanische Petroleumgesellschaft

Die zurzeit für Rechnung der Deutsch-Amerikanischen Petroleumgesellschaft im Bau begriffenen drei Tankschiffe sind die ersten mit Großmotoren ausgerüsteten Neubauten der Werft für die Handelsflotte. Mit seinem Ladevermögen von rund 15 000 t gilt „W. A. Riedemann“ als das größte der bisher in Bau gelegten Tankschiffe. Den Probefahrten dieser Schiffe sieht man in Fachkreisen mit um so lebhafterem Interesse entgegen, als der Germaniawerft aus dem Bau der bereits in größerer Anzahl aus ihren Werkstätten hervorgegangenen und mit guten Erfolgen erprobten Motoranlagen für Kriegs- und Handelsfahrzeuge besonders reiche Erfahrungen zur Seite stehen.

Die Erzeugnisse des Maschinenbaus.

Auch auf dem Gebiete des Maschinenbaus ist die Germaniawerft nicht nur jederzeit den Forderungen des Augenblicks voll gerecht geworden, sondern hat

mit frischer Initiative und ohne Rücksicht auf die Kosten jede Möglichkeit zu Verbesserungen und Neuerungen praktisch erprobt. Wie aus den Werkstätten der Egellschen Fabrik zu Tegel, auf die der Ursprung ihrer Maschinenbauab-

Dampfer „Corcovado“ der H. A. L., unter überdachter Helling, fertig zum Stapellauf.



Fig. 12.

teilung zurückzuführen ist, die erste in Deutschland gebaute Kriegsmaschine hervorgegangen ist, so entstand auf der neuen Werft S. M. S. „Mentor“, das erste mit umsteuerbaren Motoren ausgerüstete Fahrzeug der deutschen Marine.

Naturgemäß erstreckt sich die Tätigkeit der Maschinenbauabteilung in erster Linie auf die Herstellung der Hilfsmaschinen für die auf den Hellingen der Werft entstandenen Schiffe. Die Unregelmäßigkeit der Beschäftigung im Schiffbau zwingt indessen, im Bau ortsfester Triebwerksanlagen einen Ausgleich zu suchen. Die Betätigung auf diesem Gebiete hat sich seit der Aufnahme des Baus von Dampfturbinen (System Zoelly) und Ölmotoren (Bauart Diesel) erheblich gesteigert.

Dem Zoelly-Syndikat schloß sich die Germaniawerft bei dessen Gründung im Jahre 1904 an. Auf den Grundlagen dieses bewährten Systems hat sie einen eigenen Schiffsturbinentyp entwickelt, der zum ersten Male an Bord der deutschen Torpedoboote „G 192 bis G 197“ eingebaut, schon bei der Erprobung des ersten Bootes bemerkenswerte Resultate ergab. „G 194“ wurde der „Marine-Rundschau“ zufolge mit 36 Knoten das schnellste Fahrzeug der deutschen Marine, und „G 195“ hielt während drei Stunden eine mittlere Geschwindigkeit von 34 Knoten, eine unter gleichen Umständen bis dahin unerreichte Leistung, die für die Güte der Konstruktion wie der Ausführung der Germaniaturbinen spricht. Gebaut bzw. in Auftrag genommen wurden bis Juli 1912 die Anlagen für zwei Linienschiffe, zwei Kreuzer und elf Torpedofahrzeuge, insgesamt 26 Turbinen mit 288 000 W. P. S. Gesamtleistung.

Auf dem Gebiete des Kesselbaus werden seit 1898 als Spezialität Schulz-Kessel hergestellt, Wasserrohr-Dampferzeuger, die nach einem früheren Direktor der Werft benannt und von der deutschen Marine als Normalkessel eingeführt wurden.

Den jüngsten Fabrikationszweig der Germaniawerft bildet der Bau der heute im Vordergrunde des Interesses stehenden Ölmotoren. Als Mitinhaberin der Patente hat die Firma Krupp an der Entwicklung des Dieselmotors, für den sie von Anfang an mit Rat und Tat eingetreten ist, regen Anteil genommen. Auf der Germaniawerft wurde dieser neue Arbeitszweig im Jahre 1906 aufgenommen*). Obwohl an den Bau von Schiffsmaschinen erst ein Jahr später herangetreten werden konnte, wurden ihr doch seither bereits von der deutschen Marine und von Rußland, Italien, Norwegen und den Niederlanden der Bau einer großen Anzahl von Großmotoren für den Antrieb von Kriegsfahrzeugen verschiedener Typen übertragen. Die für Handelsschiffe in Bau begriffenen Anlagen wurden bereits unter den Erzeugnissen des Schiffbaus erwähnt.

Die bis zu 2000 PS pro Zylinder entwickelnden Germania-Schiffsmotoren geben in bezug auf Manövrierbarkeit einer erstklassigen Dampfmaschine nichts

*) Siehe: „Der Dieselmotorenbau auf der Germaniawerft“ Seite 209.

nach; ihre Tourenzahl kann bis zu $1/5$ der normalen vermindert werden, und die Umsteuerung von volle Kraft vorwärts auf volle Kraft rückwärts erfolgt in neun bis zehn Sekunden. Der Brennstoffverbrauch beträgt nur etwa 160 bis 220 g per PS_i für Vier- bzw. Zweitaktmotoren.

Bis Juli 1912 wurden 52 Schiffsmotoren mit 304 Zylindern und 30 570 PS_i Gesamtleistung gebaut und in Auftrag genommen.

XXII. Die Howaldtswerke in Kiel.

Die Howaldtswerke in Kiel wurden im Jahre 1876 von dem verstorbenen Kommerzienrat G e o r g H o w a l d t in Dietrichsdorf bei Kiel mit einem Arbeiterbestande von 100 Mann gegründet und haben im Laufe der Jahre einen derartigen Aufschwung genommen, daß sie heute mit in der Reihe der ersten SchiffsWerften Deutschlands rangieren.

In den ersten Jahren ihres Bestehens beschränkte sich die Tätigkeit lediglich auf den Bau kleinerer Fahrzeuge für die Handelsmarine, jedoch schon anfangs der 1880 er Jahre wurden für ausländische Regierungen vier schnelle Kreuzer erbaut, die teilweise noch heute im Dienste der betreffenden Marinen stehen.

Infolge der sich steigernden Abmessungen der Handelsschiffe waren die Howaldtswerke bereits in den 1890 er Jahren gezwungen, ihre Werftanlagen bedeutend zu vergrößern. Sie besitzen jetzt sieben große Hellinge, die für Schiffe bis zu 250 m Länge ausreichen.

In den Jahren 1901 bis 1903 wurden das Südpolarschiff „Gauß“, die Dampfjacht „Lensahn“ für S. K. H. den Großherzog von Oldenburg, das Maschinistenschul- und Truppentransportschiff „Okean“ für die russische und der kleine Kreuzer „Undine“ für die deutsche Marine gebaut, und in gleicher Weise erhielten die Howaldtswerke in den folgenden Jahren fortlaufend Aufträge auf Spezialschiffe von verschiedenen Behörden. So erbauten die Howaldtswerke u. a. 1906/07 das Hebefahrzeug und Begleitschiff für Unterseeboote „Vulkan“ nach eigenen Patenten. Im Jahre 1908 erhielten sie seitens des Reichsmarineamts den Auftrag auf den Bau des Linienschiffes „Ersatz Siegfried“. Die Ausführung dieses Baues, wodurch sehr hohe Anforderungen an die Leistungsfähigkeit der Werke gestellt wurden, gebot eine weitere Vergrößerung der Anlagen durch den Bau eines großen Hellinggerüstes mit Laufkränen und sonstige für den Kriegsschiffbau erforderliche Einrichtungen. Noch vor endgültiger Ablieferung des Linienschiffes „Helgoland“ wurde den Howaldtswerken der Auftrag

auf ein zweites Linienschiff erteilt, welches seiner Vollendung entgegengeht und im Frühjahr 1913 abgeliefert werden soll. Auch befindet sich der im Herbst 1912 vom Stapel gelaufene kleine Kreuzer „Rostock“ im Ausbau, der ebenfalls 1913 zur Ablieferung gelangen wird.

Südpolarschiff „Gauß“.

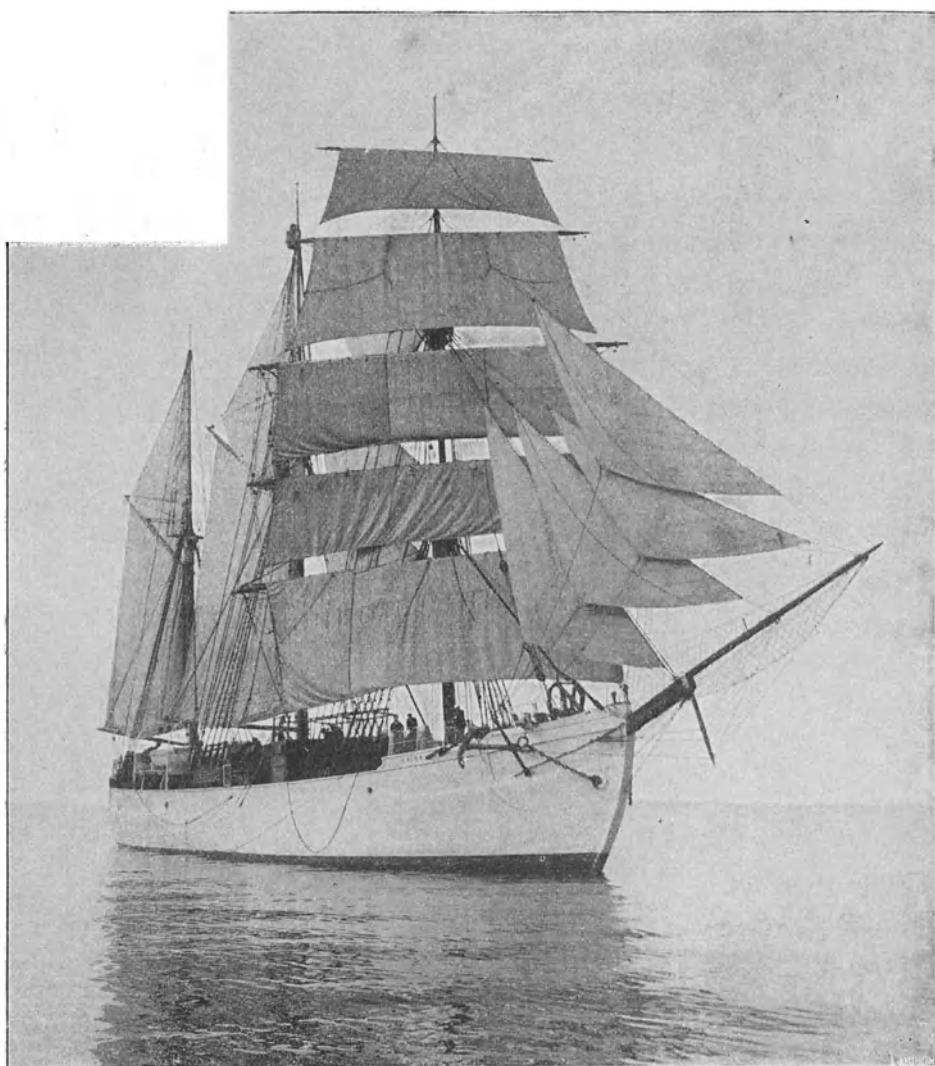


Fig. 1.

Für die Kaiserliche Werft in Kiel haben die Howaldtswerke auch das Riesen-schwimmdock von 40 000 t Hebefähigkeit erbaut. Dieses Dock ist das größte aller zurzeit existierenden Schwimmdocks.

Bis Ende 1912 sind von den Howaldtwerken insgesamt 582 Fahrzeuge der verschiedensten Arten gebaut, und zwar: 2 Linienschiffe, 6 kleine Kreuzer,

D. S. S. „Lensahn“.

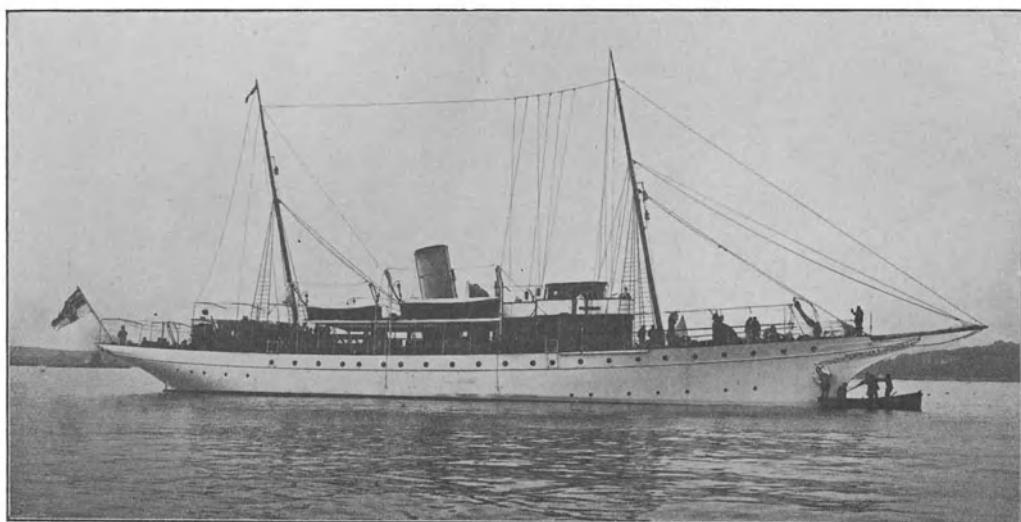


Fig. 2.

Unterseebootshebefahrzeug „Vulkan“.

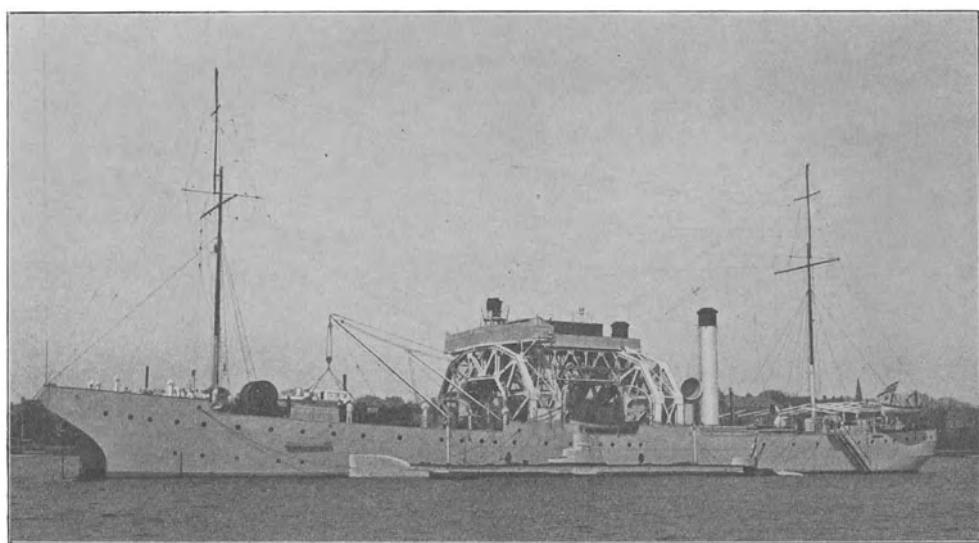


Fig. 3.

etwa 200 Frachtdampfer mit insgesamt etwa 280 000 t Tragfähigkeit, etwa 120 Passagierdampfer mit Einrichtungen bis zu etwa 800 Passagieren, 12 Eimer- oder Saugebagger bis zu 450 cbm stündlicher Leistung, 20 Schwimmdocks bis zu 40 000 t Hebefähigkeit sowie eine große Anzahl kleinerer Fahrzeuge und Spezialbauten für alle Länder der Welt.

Stapellauf S. M. S. „Kaiserin“.

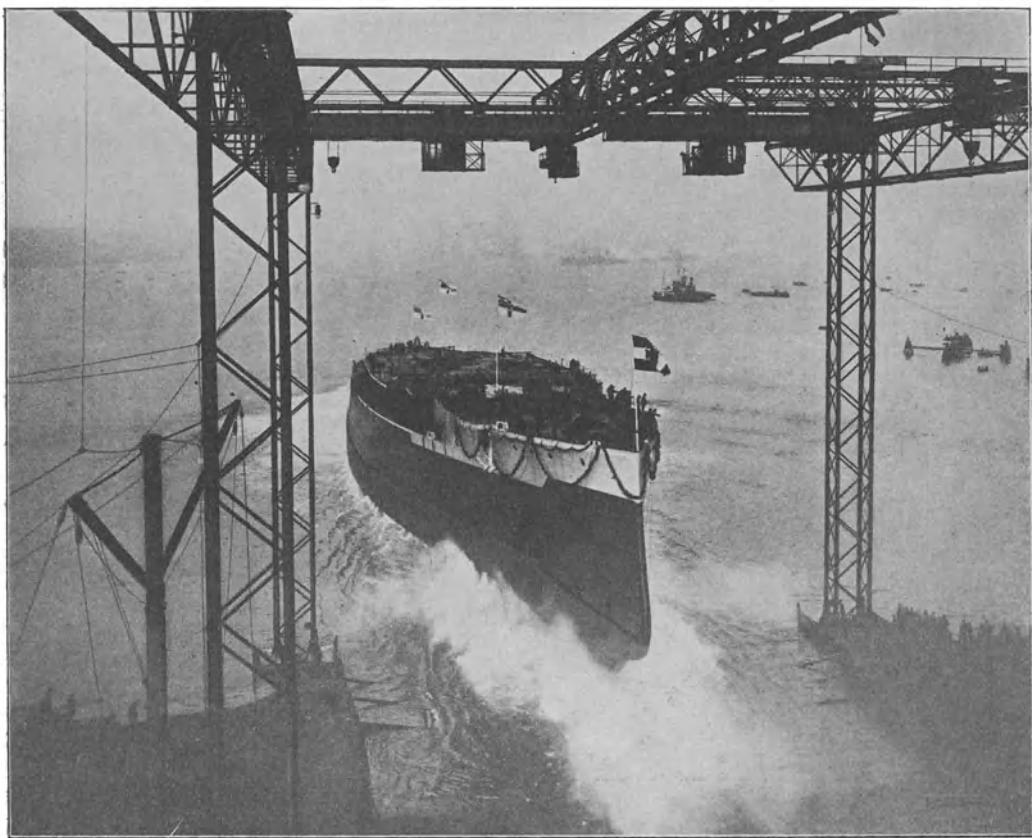


Fig. 4.

Im August 1912 wurde das erste in Deutschland gebaute größere Frachtschiff von 7000 t mit Dieselmotorenanlage nach System Sulzer für die Hamburg-Südamerikanische Dampfschiffahrtsgesellschaft fertiggestellt.

Außer den vorgenannten Kriegsschiffen haben die Howaldtswerke gegenwärtig sieben Tankdampfer von insgesamt 61350 t Tragfähigkeit, davon den größten mit 15 000 t, sowie einige kleinere Fahrzeuge im Bau.

Wie der Lageplan auf Seite 707 erkennen läßt, haben die Werke in den letzten Jahren durch Neubauten, Erweiterungen und Neuanschaffungen von Maschinen und Transportmitteln ihre Leistungsfähigkeit bedeutend erhöht.

An die alte Schwentinewerft mit dem 4700 t Komposit-Schwimmdock reihen sich die Kesselschmiede, Blechschmiede, Metallgießerei und Maschinenfabrik. Zwischen Kesselschmiede und Maschinenfabrik liegt das Verwaltungsgebäude, in dem auch sämtliche Büros untergebracht sind. Hinter der Maschinenfabrik liegen die Materialprüfungsstation mit dem chemischen Laboratorium, die Modelltischlerei, Gußputzerei, Eisengießerei mit zwei Kupolöfen und die Stahlgießerei mit zwei Siemens-Martin-Stahlöfen, von denen der eine 10 t und der andere 12 t Einsatzseisen fasst.

Doppelschrauben-Motorfrachtschiff „Monte Penedo“.

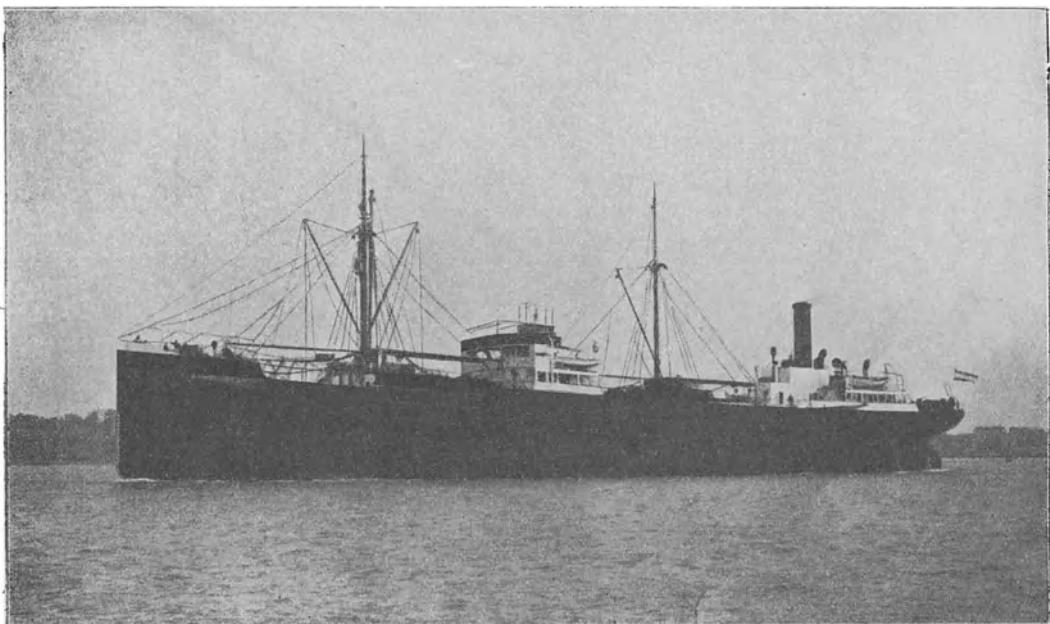


Fig. 5.

Neben der Gießerei befinden sich die Modellschuppen und die Maschinen-schmiede, welche letztere außer drei Dampfhammern eine dampfhydraulische Schmiedepresse von 800 t Druck und eine hydraulische Presse von 700 t Druck besitzt.

Vor der Maschinenschmiede liegt die Kraftstation, aus der Kesselzentrale mit sechs großen Tischbeinkesseln und der Maschinenzentrale bestehend. In letzterer arbeiten zwei liegende 300 PS Colmann-Ventildampfmaschinen mit Kondensation, von denen jede zwei Drehstrommotoren antreibt. In einem zweiten Raum liefert eine stehende Compoundmaschine und eine einzylindrige liegende Maschine den

Plan der Howaldtswerke.

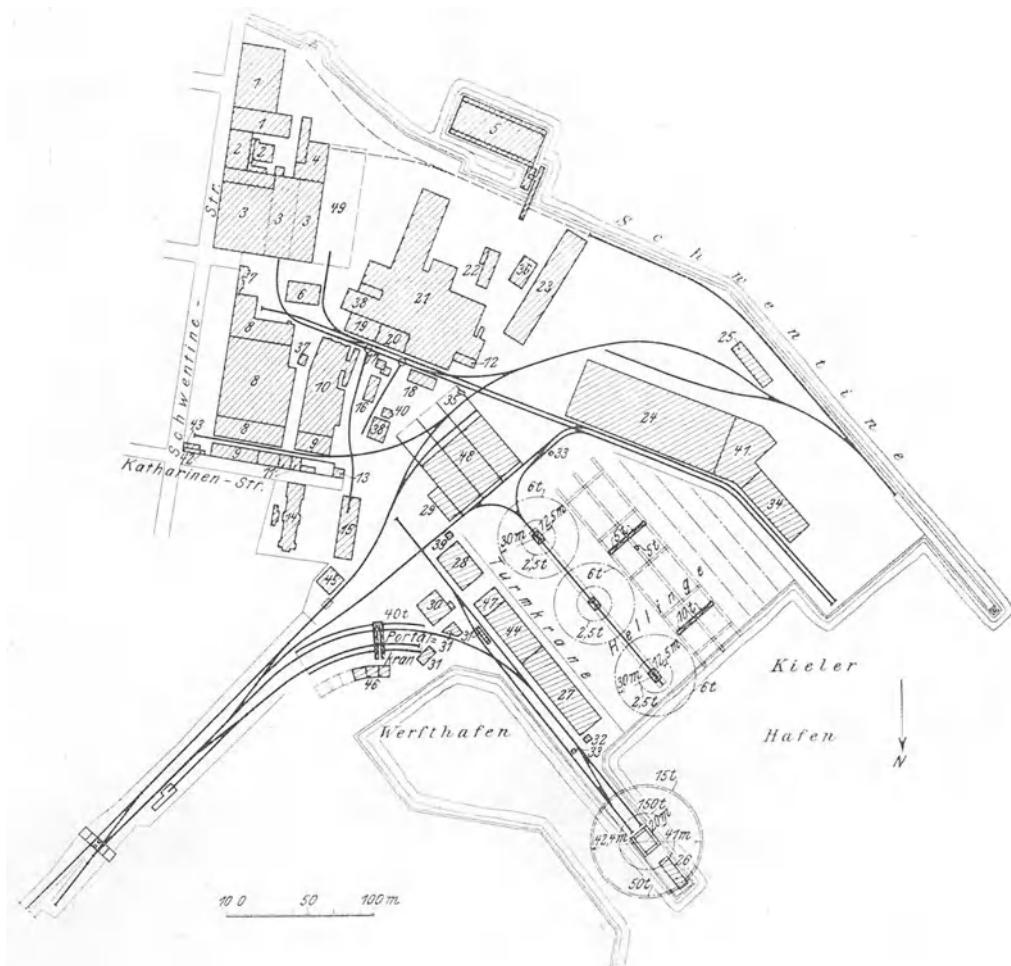


Fig. 6.

- | | | |
|--|---------------------------|---------------------------|
| 1 Kessel- und Blechschmiede | 16 Versuchsmaschinenhaus | 33 Wiegehäuschen |
| 2 Verwaltungsgebäude | 17 Versuchskesselhaus | 34 Schnürboden |
| 3 Maschinenfabrik, Eisen- u.
Metalldreherei | 18 Kaffeeschänke | 35 Bootsschuppen |
| 4 Metallgießerei | 19 Elektrische Zentrale | 36 Holzlagschuppen |
| 5 Dock | 20 Kesselzentrale | 37 Koksschuppen |
| 6 Modelltischlerei | 21 Schiffbauwerkstatt | 38 Kompressor-Zentrale |
| 7 Laboratorium | 22 Sägerei | 39 Azetylen-Gasanlage |
| 8 Stahl- und Eisengießerei | 23 Sägerei und Tischlerei | 40 Verbandstation |
| 9 Modellager | 24 Schiffbauwerkstatt | 41 Winkelschmiede |
| 10 Hammerschmiede | 25 Lagerschuppen | 42 Spritzenhaus |
| 11 Kohlenschuppen | 26 Ausrüstungsmagazin | 43 Leiterschuppen |
| 12 Verzinkerei | 27 Ausrüstungswerkstatt | 44 Montagschlosserei |
| 13 Pförtnerei | 28 Nietenlagschuppen | 45 Magazinlagschuppen |
| 14 Lohnbüro und Beaufsichti-
tigung | 29 Betriebsbüro | 46 Montagelagschuppen |
| 15 Magazin | 30 Kupferschmiede | 47 Rohrschmiede |
| | 31 Lagerschuppen | 48 Neue Schiffbauhalle |
| | 32 Betriebsbüro | 49 Proj. Motorenwerkstatt |

Gesamtansicht der Howaldtswerke.

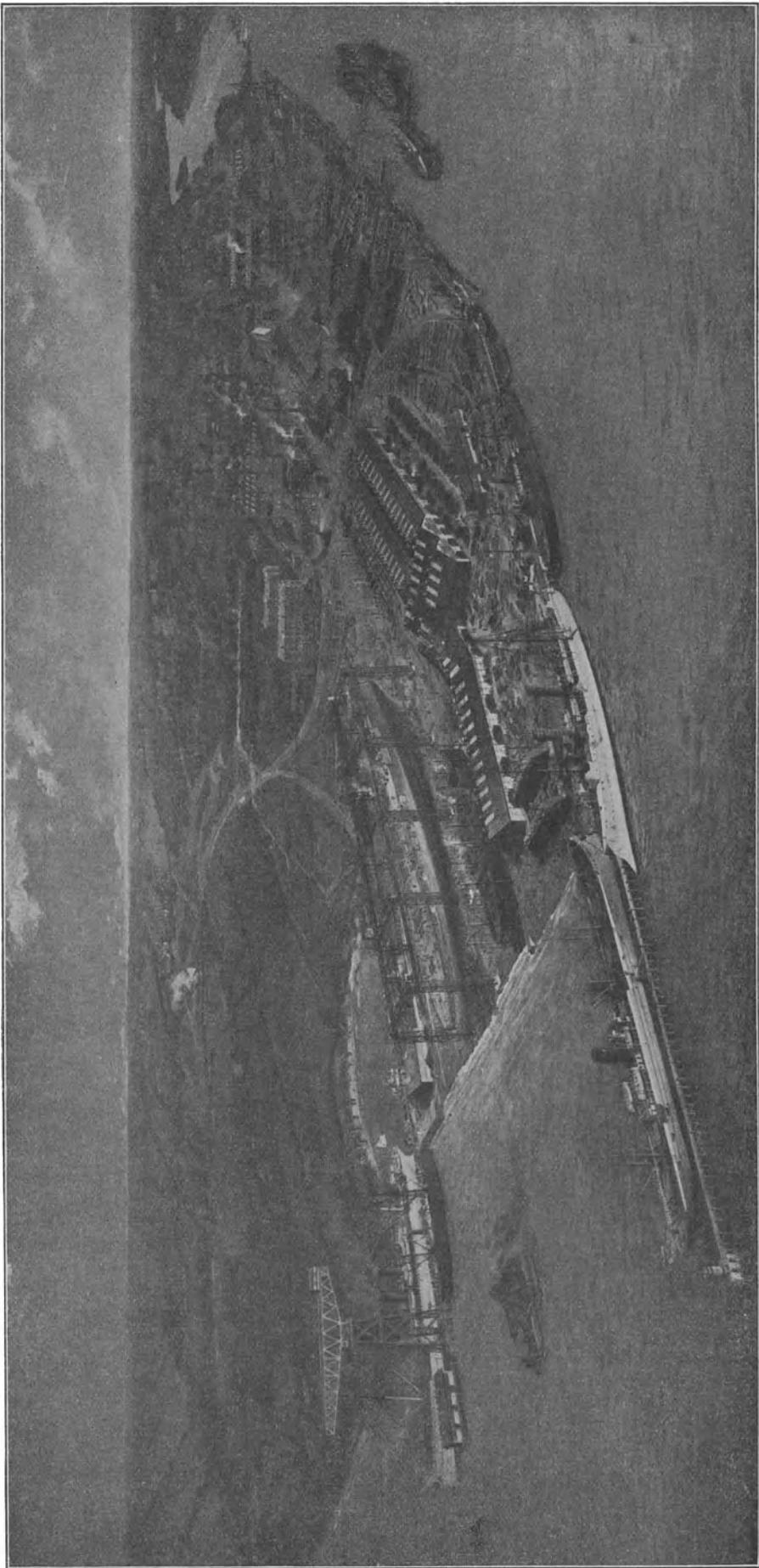


Fig. 7.

Gleichstrom für die Lichtanlage. In einem dritten Raum ist die hydraulische Zentrale eingebaut, die sämtliche hydraulischen Maschinen der Werft mit Druckwasser von 200 Atm. zu versorgen vermag.

In gesonderten Gebäuden sind zwei Schiffskessel mit dahinterliegendem Maschinenversuchshaus und die Kompressorzentrale mit eigenem Kesselhaus untergebracht. Die Kompressoren liefern insgesamt 10 500 cbm per Stunde angesaugte Luft bei einem Betriebsdruck von 7 Atm.

Maschinenfabrik, Mittelschiff.

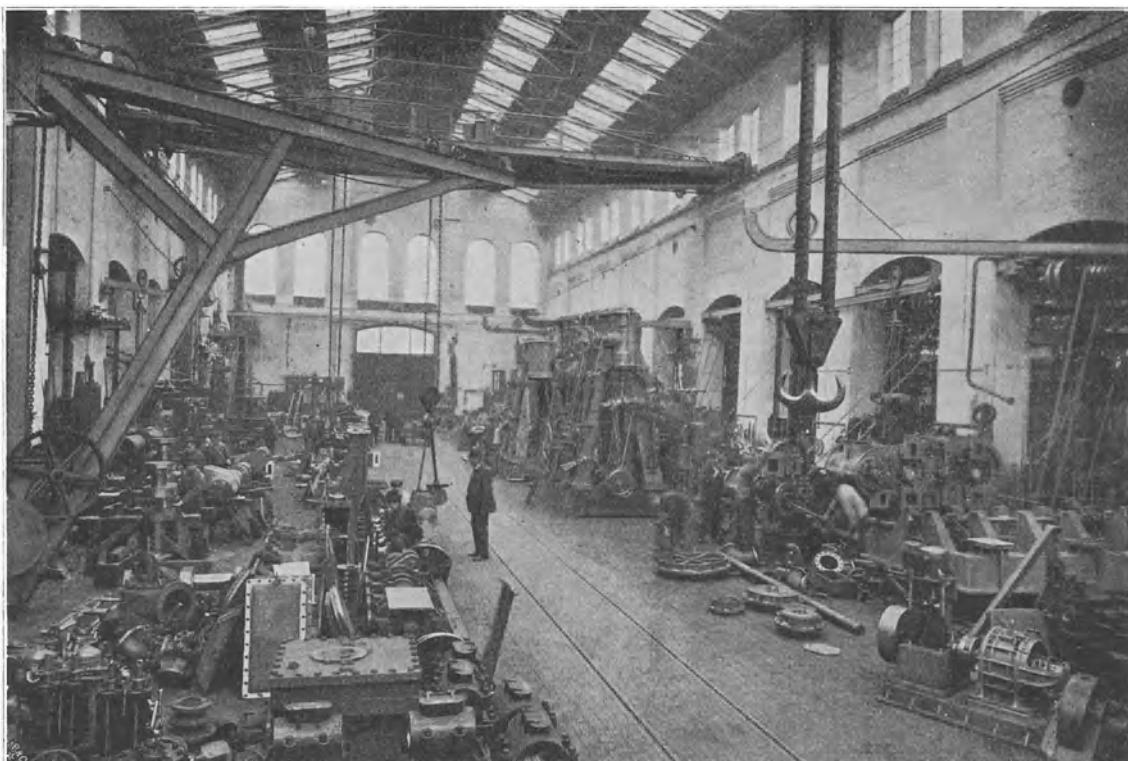


Fig. 8.

Anschließend an die Kraftzentrale liegen, nach der Schwentine sich hinziehend, die Schiffsbeschlagschmiede, Spantenglühofen und Plattenglühofen, ein Schnürboden und die alte Schiffbauwerkstatt. Neben diesem Komplex sind in getrennten Gebäuden die Sägerei mit einer schweren Gattersäge und die Möbel- und Schiftischlerei untergebracht.

Durch ein Normalspurgleis, getrennt von vorgenannter Anlage, erstreckt sich auf bedeutend größerer Fläche, in den Kieler Hafen auslaufend, die Haupt-

w e r f t a n l a g e. Die ältere Schiffbauhalle mißt in ihrer Ausdehnung 120×40 m und ist mit den modernsten Maschinen ausgerüstet, von denen nur eine Panzerplattenhobelmaschine von 9 bis 16 m Schnittgeschwindigkeit und 40×1 mm Spannquerschnitt in Nickelstahl sowie eine schwere Stanze für 50 mm Lochdurchmesser und 40 mm Plattendicke, eine Plattenviellochmaschine und eine automatische Profillochmaschine besonders erwähnt sein mögen. Die Maschinen dieser Halle sind durch Transmissionen angetrieben, nur die vorerwähnten Maschinen haben elektrischen Einzelantrieb.

Neue Schiffbauwerkstatt mit der Blechrichtmaschine.

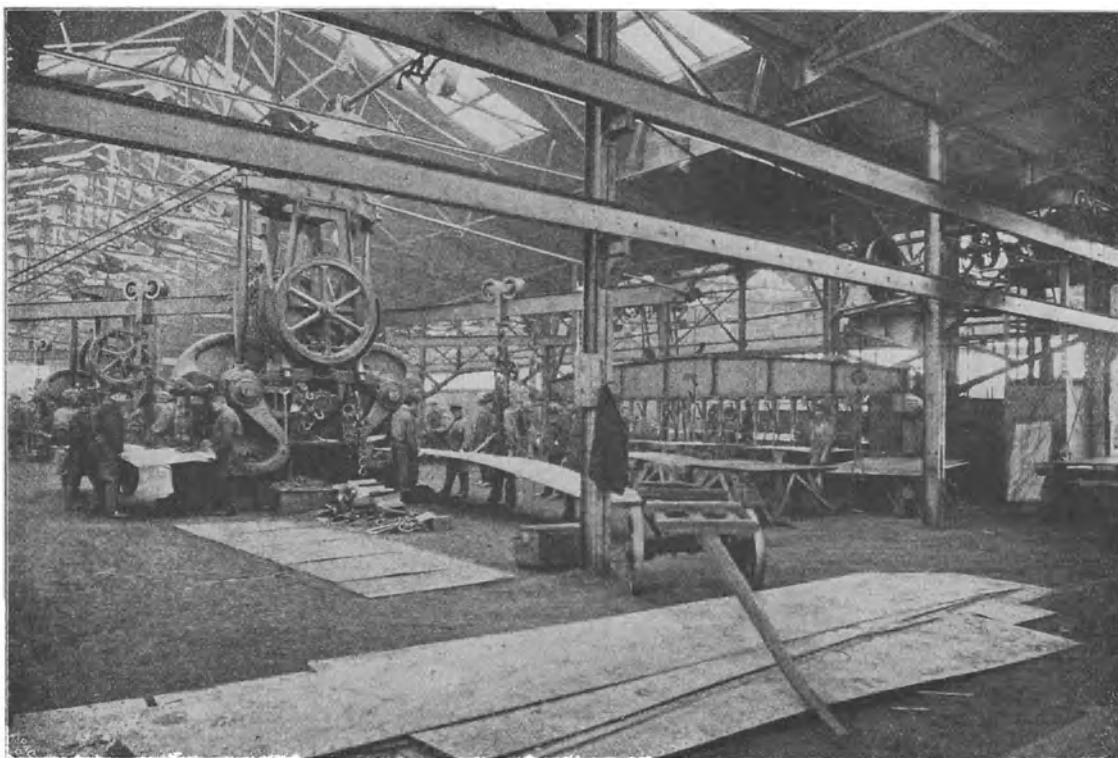


Fig. 9.

An diese Schiffbauwerkstatt grenzt die Winkelschmiede und der Schnürboden.

Den Hellingen quer vorgelagert ist eine neue Schiffbauwerkstatt, bestehend aus drei Hallen von je 20 m Breite und 45 m Länge, und zwar zwei Hallen für die Blechbearbeitung bis zu 30 mm Dicke und eine Halle für die Panzerplattenbearbeitung. Die erstgenannten beiden Hallen sind je mit einem elektrisch betriebenen Dreimotoren-Laufkran von 5 t, die dritte Halle mit einem solchen von 20 t Tragfähigkeit ausgerüstet. Die Laufbahnen dieser Krane reichen in das vor-

gelagerte Plattenlager 30 m und nach der Hellingseite 6 m über die Hallen hinaus, wodurch eine rasche Materialzu- und abfuhr erreicht wird. Die Halle ist ausgerüstet mit den modernsten Maschinen, die sämtlich elektrischen Einzelantrieb besitzen.

Turmdrehkrane, zwei fertig, einer im Bau.

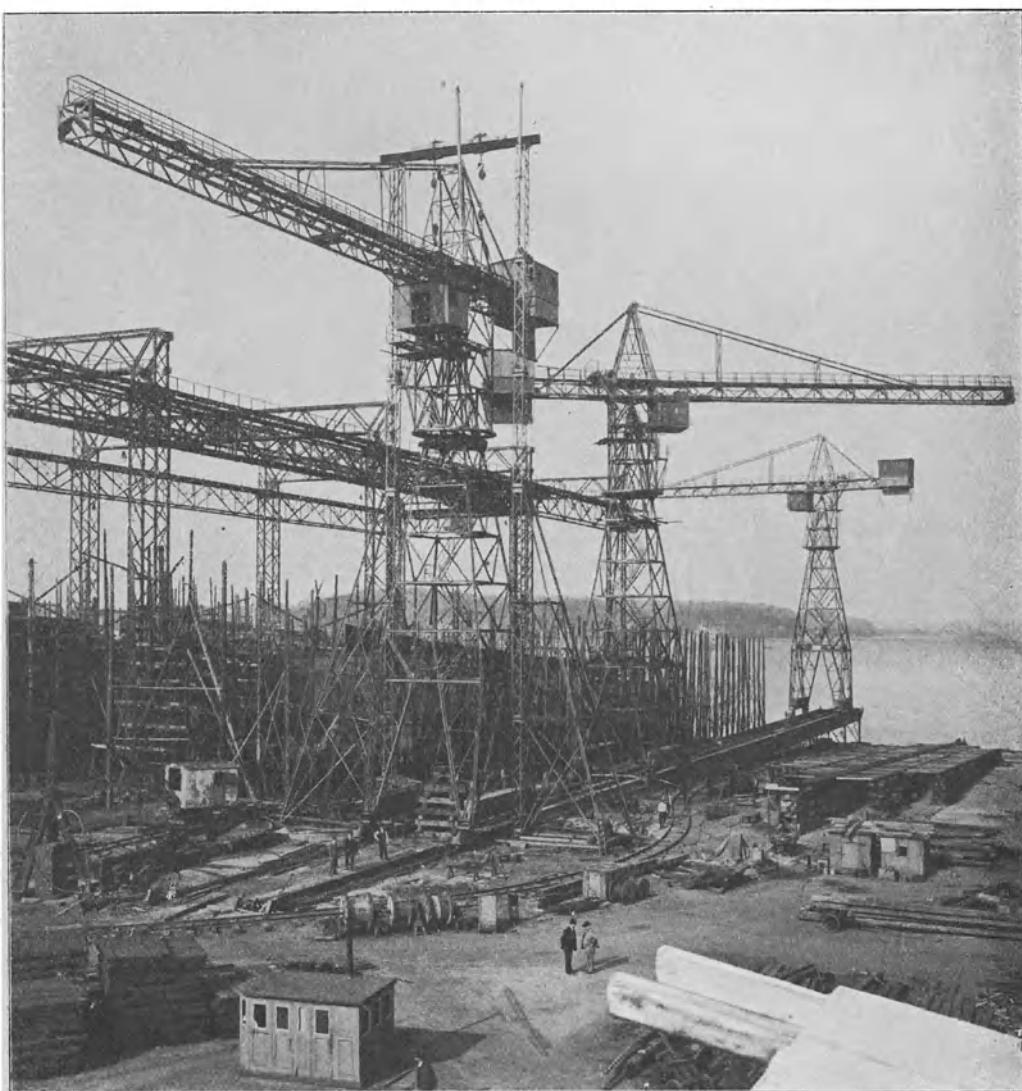


Fig. 10.

Die am Kieler Hafen mit unbeschränktem Auslauf gelegenen Hellinge haben eine Länge bis zu 250 m. Die kleineren Hellinge bis zu 150 m haben vorläufig noch Mastenkrane, die mit elektrischen Winden versehen sind. Für den Bau großer

Schiffe ist zurzeit ein Hellinggerüst von 35 m lichter Weite, 175 m Länge und 30 m lichter Höhe in Betrieb. Durch einen Mittellängsträger ist das Gerüst in zwei Hälften geteilt und laufen auf jeder Seite je ein elektrischer Laufkran von 5 t und ein solcher von 10 t Tragfähigkeit hintereinander, während im Mittelträger nur eine 5 t Laufkatze sich bewegt. Durch diese vorzügliche Ausrüstung können, abgesehen von der beschleunigten Fertigstellung, bereits Kessel- und Maschinenteile bis zu 20 t Gewicht auf Stapel eingebracht werden.

Neben dem Hellinggerüst sind neu aufgestellt und auf horizontaler Bahn laufend, aus einer eisernen Brücke bestehend, drei große fahrbare elektrisch betriebene Turmkrane von 30 m Ausladung, 28 m nutzbarer Hubhöhe, 75 mt Tragmoment. Dieselben können auf 30 m 2,5 t und auf 12,5 m 6 t tragen. Der untere Teil der Krane ist als Portal ausgebildet, so daß die 3,5 t Dampfdrehkrane auf einem auf der Brücke verlegten Zubringergleis das Material den Turmkranken zuführen können.

Die Brücke ist so konstruiert, daß bei einer Demontage derselben die einzelnen Teile im Gewicht die Tragfähigkeit der Krane nicht überschreiten und letztere imstande sind, die Brücke selbst abzumontieren.

Bei den Kränen kann der Ausleger vom Turm ohne weiteres mit einem Schwimmkran abgehoben werden, es können also die Kräne auf die verlegte oder auf eine neue Bahn umgesetzt werden. Durch diese Einrichtung ist der Vorteil unbeschränkter Breitenausdehnung gegenüber einem festen Krangerüst erreicht.

Gegen das Versanden der Hellingabläufe ist der Hellingplatz beiderseits durch vorgebaute Molen geschützt, von denen die nach der Außenförde zu gelegene als Ausrüstungsmole 17 m breit in den Hafen hinausbauft ist und nach der Hellingseite 120 m, auf der anderen Seite 200 m Wasserfront besitzt. Die Wassertiefe an der Mole beträgt 9 m bei einer Sohlenbreite von 40 m. Daher können die größten Kriegsschiffe dort ausgerüstet werden.

Der auf der Mole befindliche Drehkran hat eine Tragkraft von 150 t. Die nutzbare Hubhöhe beträgt 46,5 m über Mole, die 3 m über Normalwasser liegt.

Vor der Ausrüstungsmole zwischen Hellingplatz und Molenkrangleis liegen hintereinandergereiht die Ausrüstungswerkstätten, wie Schiffsschlosserei, Schiffsmontage, elektrische Werkstatt, Rohrschmiede, Azetylenschweißerei, sowie das Schrauben- und Nietenlager.

Durch eine normalspurige Kleinbahn, welche die Howaldtswerke mit der Kleinbahn Kiel—Schönberg verbindet, haben die Howaldtswerke direkten Bahnanschluß an die Staatsbahnen. Von der Endstation gehen Abzweigungen nach den

einzelnen Werkstätten und in die Materiallagerplätze des Schiffbaues, die den Schiffbauhallen vorgelagert sind.

Außer dem Werftgleis führt auch noch ein Anschlußgleis bis unter den 150 t Drehkran, so daß von auswärts kommende schwere Maschinenteile daselbst entladen und auch sofort in die Schiffe eingebracht werden können.

Kran- und Entladegleis werden von einem auf einer 100 m langen Bahn fahrenden elektrisch betriebenen Vollportalkran überspannt. Die Spannweite beträgt 18 m, die nutzbare Hubhöhe 11 m, die nach der Wasserseite über die Kranbahn hinausragende Ausladung 5 m, die Tragkraft 40 t. Unter diesem Portal-Kran werden Geschütztürme demontiert und schwere Panzerplatten bearbeitet, welche dann auf Spezialtransportwagen von 100 t Tragkraft unter den 150 t Molenkran zum Einbau in die Schiffe gefahren werden. Mehrere daselbst errichtete Wellblechschuppen bieten Lager-, Arbeits- und Aufenthaltsräume für die am Platz beschäftigten Monteure.

Die Wasserfront der Werft beträgt etwa 700 m in der Schwentine und 700 m am Kieler Hafen.

Für die weitere Ausdehnung der Werft sind noch Ländereien mit 120 m Wasserfront am Hafen Eigentum der Howaldtswerke.

Die auf der Werft erforderliche elektrische Kraft wird nur zum Teil selbst erzeugt und anderseits von einem Elektrizitätswerk als Drehstrom von 5000 Volt geliefert, welcher auf der Werft in drei Stationen auf 190 bzw. 220 Volt mit 50 Perioden transformiert wird.

Die Wasserversorgung der Werft geschieht vom Werk selbst. Das Netz ist jedoch außerdem an die Leitung der Gemeinde Neumühlen-Dietrichsdorf angeschlossen.

Zu den Wohlfahrtseinrichtungen der Werft sind zu rechnen eine Kantine mit Kaffeekekochapparaten und Wärmplatten, ferner eine Verbandzentrale, beide in der Mitte der Werft gelegen. Außerhalb der Werft liegen das Wohn- und Speisehaus mit Wohn- bzw. Schlafzimmern für 175 unverheiratete Arbeiter und zwei große Speisesäle, in denen 500 Arbeiter gleichzeitig Platz finden. An dieses Gebäude ist noch ein Beamtensaal mit Billardzimmer und ein Gesellschaftssaal mit vorliegendem großen Garten angebaut.

Im Orte verteilt liegen geschlossene Reihen von Einfamilien-Doppelwohnhäusern mit Vor- und Hintergärten, welche Eigentum der Werke sind und den verheirateten Arbeitern gesunde und zeitgemäße Wohnungen bieten.

Auch mehrere Beamtenwohnhäuser, im Orte gelegen, sind Eigentum der Werke.

XXIII. Der Flugplatz Johannisthal bei Berlin.

Fast $1\frac{1}{4}$ Jahrhundert ist es her, daß sich zum ersten Male in Deutschland ein Freiballon erhob. Obgleich es in den seitdem verflossenen Jahrzehnten nicht an Interesse fehlte für das große Problem der Eroberung der Luft, hat es in Deutschland doch ziemlich lange gedauert, bis das erste Beispiel Nachahmung fand. Erst als der Sport sich mit der Luftschiffahrt verband, konnte man einen Aufschwung feststellen, der dann aber auch so lebhaft einzetzte, daß Deutschland seinem Lehrmeister Frankreich auf diesem Gebiete bald Wettbewerb bot. Auch in der Motorluftschiffahrt blieb Deutschland anfänglich hinter dem Ausland zurück, holte dann aber den Vorsprung anderer Länder nicht nur ein, sondern errang sich dank den glänzenden Leistungen seiner Luftschiffe auf diesem Gebiet die Vormachtstellung in der ganzen Welt.

Leider gilt das, was wir vom Freiballon und Motorluftschiff behaupten können, nicht in gleichem Maße für das jüngste Kind der Technik, das Flugzeug. Kein Mensch nahm in Deutschland die Versuche eines Lilienthal ernst, alles lächelte, als man 1903 in der Zeitung las, daß es in Amerika zwei Brüdern gelungen sein sollte, sich mit einem Apparat „schwerer als Luft“ vom Erdboden zu erheben. Das Witzwort von den „lügenden Brüdern“ ging von Mund zu Mund, und während in anderen Ländern rüstig gearbeitet wurde, gab es in Deutschland nur eine kleine Gemeinde von Gläubigen, bis endlich im Sommer 1908 Orville Wright durch seine Flüge auf dem Tempelhofer Feld bei Berlin auch die Skeptiker bekehrte.

Die im folgenden Jahre stattgehabte Flugwoche zu Reims zeigte, wie sehr sich in der kurzen Zeit die Apparate vervollkommen hatten.

Diese Fortschritte gaben einigen tatkräftigen und opferwilligen Männern den Anstoß, in Deutschland einen Platz zu errichten, auf dem unter möglichst geringer Gefahr für den Flieger und unter Vermeidung von Gefahren für die Zuschauer die der neuen Kunst Beflissen sich vom Boden erheben, ihre ersten Versuche vornehmen und vor allem auch wieder landen konnten.

Man glaubte zunächst, daß es sich ermöglichen ließe, andere Sportplätze, wie z. B. Rennbahnen oder dgl., nebenher für Flugzwecke zu benutzen. Nach

Prüfung der in Frage kommenden Plätze entschloß man sich jedoch, einen eigens für Flugzwecke dienenden Platz einzurichten. Die Hauptforderung war eine genügende Größe des gewählten Platzes. Nur an einer Stelle bei Berlin, zwischen den Gemeinden Johannisthal und Adlershof, wurde ein Platz gefunden, der sowohl in bezug auf Größe wie auf Bodenbeschaffenheit den Anforderungen entsprach. Leider war dieser Platz größtenteils mit hochstämmigem Wald bestanden, was jedoch nicht hinderte, daß schon wenige Wochen nach dem ersten Spatenstich die neugegründete Deutsche Flugplatzgesellschaft in der Lage war, die große

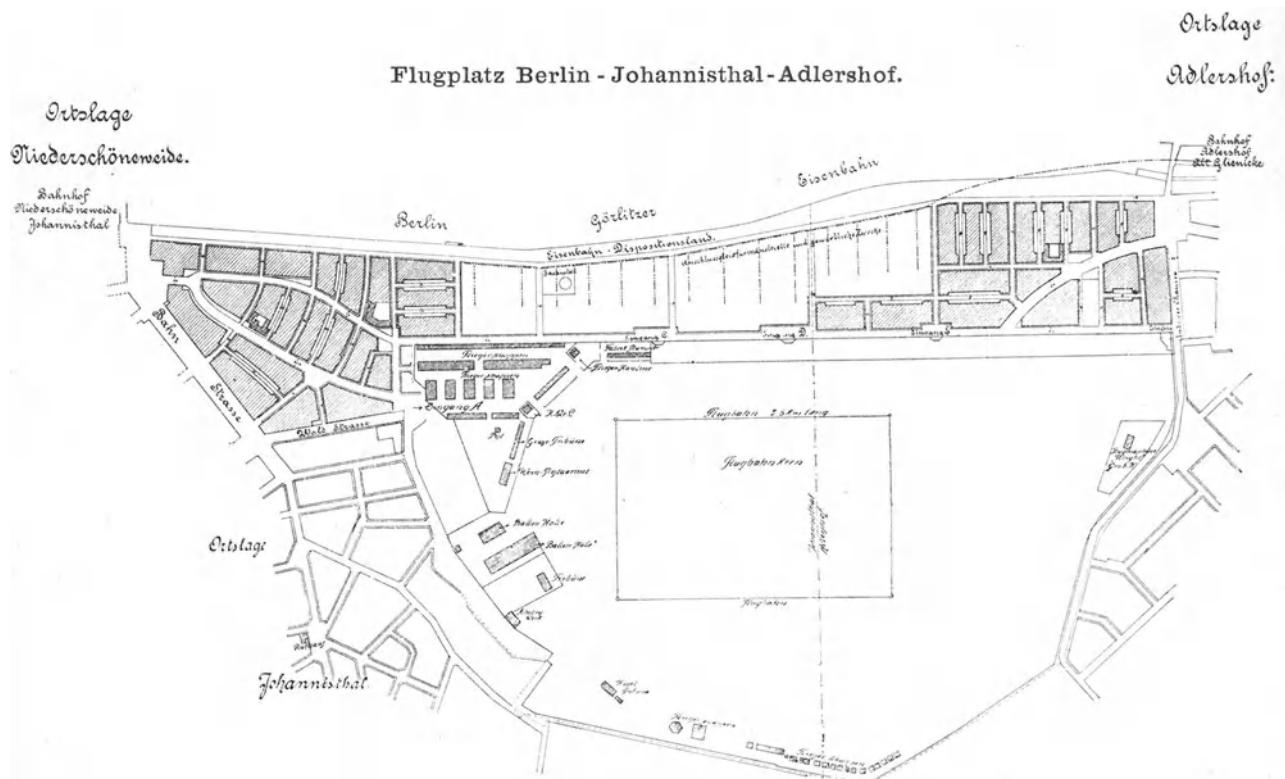


Fig. 1.

Berliner Flugwoche vom 26. September bis 3. Oktober 1909 auf einem etwa 1 qkm großen, vom Baumbestand befreiten Gelände zu veranstalten. Das Protektorat hatten der Kaiserliche Automobil-Club, der Kaiserliche Aero-Club und der Berliner Verein für Luftschiffahrt übernommen.

Die damals gewonnene Erfahrung zeigte, daß es dringend erwünscht war, die Flugbahn so weit als irgend angängig zu vergrößern. Im Jahre 1910 und zu Anfang des Jahres 1911 wurde daher das ganze verfügbare Gelände zwischen Johannisthal und Adlershof in mehr als 2 km Länge und 1 km Breite vom Baumbestand befreit und sorgfältig geebnet. Die Vergrößerung des Platzes ließ es

erwünscht erscheinen, die vom Bahnhof Niederschöneweide zu weit entfernte Tribüne näher heranzulegen. Zugleich wurde der Stehplatz an den Waldrand verlegt, der sich an der Nordostseite von Johannisthal bis nach Adlershof entlang zieht. In zehn Minuten sind nunmehr die Zuschauerplätze vom Bahnhof Niederschöneweide auf schattigem Waldweg zu erreichen, an dessen Stelle in Kürze eine breite, mit modernen Wohnhäusern bebaute Straße treten wird, die in gerader Linie vom Bahnhof nach dem Haupteingang des Platzes führt. Auch an der Nordostseite des Platzes entlang wird bald eine Straße entstehen, die Johannisthal mit Adlershof verbindet.

Blick auf den Flugplatz.

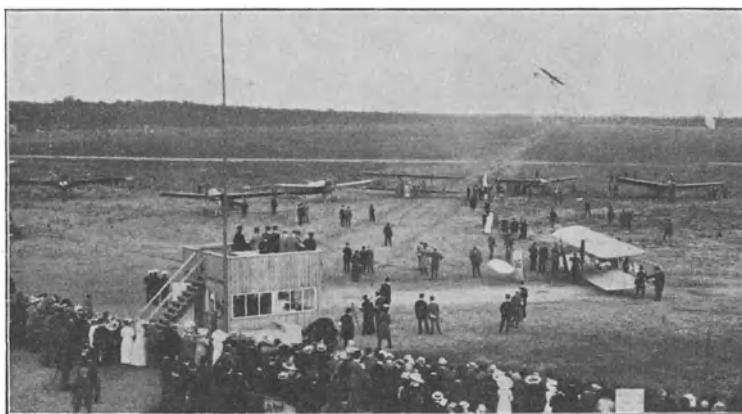


Fig. 2.

Die Größe des Flugplatzes beträgt jetzt etwa 830 Morgen, die längste Ausdehnung auf der Nordostseite 2100 m, die größte Breite quer zur Längsseite 1240 m. Der gesamte Platz ist von einem drei bis vier Meter hohen Bretterzaun umgeben, in welchem sich 11 Tore befinden.

Links vom Eingang Nr. 1 liegt der neue Schuppenplatz, welcher Raum zur Erbauung von Schuppen für mehr als 100 Flugzeuge bietet. Auf ihm befindet sich zurzeit ein achtteiliger Flugzeugschuppen, dessen Abteile an verschiedene Flugzeugfabriken vermietet sind. Zwischen dem neuen Schuppenplatz und der Haupttribüne befindet sich das Haus des Kaiserlichen Aero-Club, welches früher in mehr als 1000 m Entfernung von seinem jetzigen Platz stand. Die Verlegung wurde im April vorigen Jahres ohne Auseinandernahme des Hauses bewerkstelligt, das ganze Haus wurde nach amerikanischer Art hochgehoben, auf Loren gesetzt und auf Schienen an seinen jetzigen Aufstellungsort gerollt. Dort wurde es von den Loren wieder abgesetzt und auf ein neues Untergerüst gestellt.

Die H a u p t t r i b ü n e bietet gedeckte Sitzplätze für 2344 Personen, darunter drei Reihen Logen mit 1064 Plätzen. Südlich von dieser Tribüne befindet sich das H a u p t r e s t a u r a n t , welches ebenfalls tribünenartig gebaut und vollständig verglast ist. Von ihm aus hat man einen besonders günstigen Ausblick auf den Flugplatz mit allen Baulichkeiten.

Die alte Luftschiffhalle — eingerichtet für unstarre Luftschiffe bis zu 8000 cbm Inhalt — hat eine Länge von 80 m bei einer lichten Breite von 33 m und Höhe von 25 m. Auf der Südseite befindet sich die neue Luftschiffhalle von vierfacher Größe der ersten. Sie bietet Unterkunft für zwei Zeppelin-Luftschiffe oder vier große Parseval-Luftschiffe.

Die neue und die alte Luftschiffhalle.

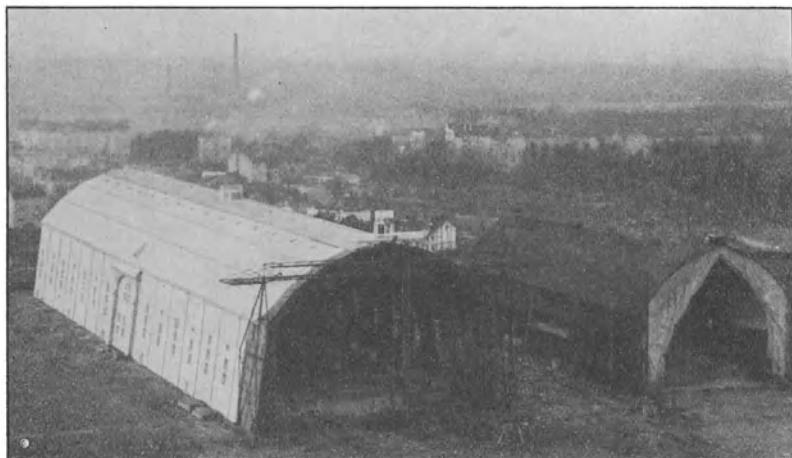


Fig. 3.

Nahe der großen Luftschiffhalle steht eine zweite, ungedeckte Tribüne mit 1750 Sitzplätzen. Eine dritte Tribüne liegt zwar weit entfernt vom Start, bietet aber durch ihre hohe Lage auf dem Hügel einen ausgezeichneten Fernblick.

Nahe dem Eingang 7 hat die Neue Automobil-Gesellschaft eine Fläche zur Errichtung eines massiven Gebäudes gepachtet, in welchem die Prüfung der von dieser Gesellschaft erbauten Flugmotore vorgenommen werden soll. In der Nähe liegt der Fabrikschuppen und der Flugzeugschuppen der „Flugmaschine Wright G. m. b. H.“ Nördlich dieser Fabrik wird für die Luftfahrerschule des Deutschen Luftflottenvereins eine Montagehalle und eine meteorologische Beobachtungsstation errichtet werden. Neben dieser Montagehalle befindet sich das Pachtgelände der Deutschen Versuchsanstalt für Luftfahrt, welche sich dort einen imposanten Bau hat errichten lassen. In den von

Unbespannter Flügel einer Rumpler Taube.

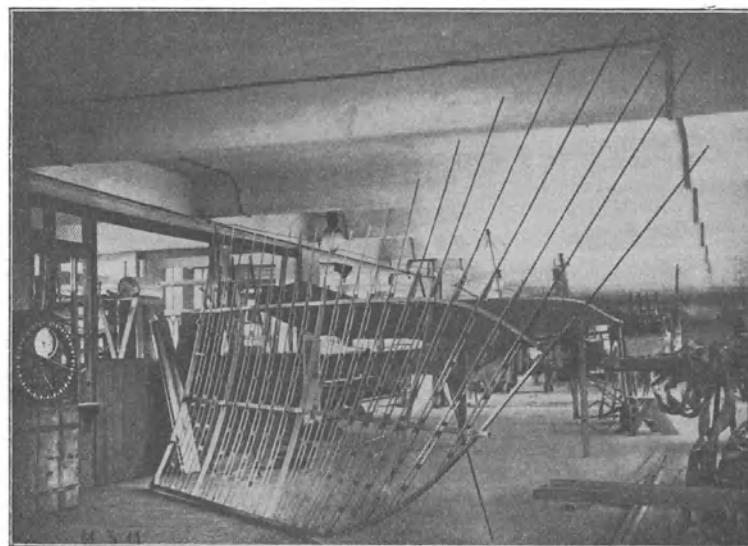


Fig. 4.

Fahrgestell einer Rumpler Taube.

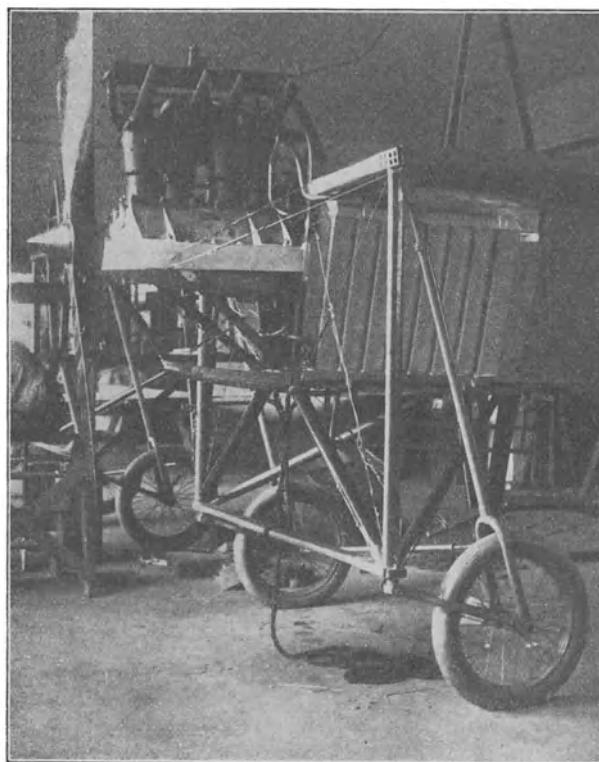


Fig. 5.

Tischlerei der Albatroswerke G. m. b. H.

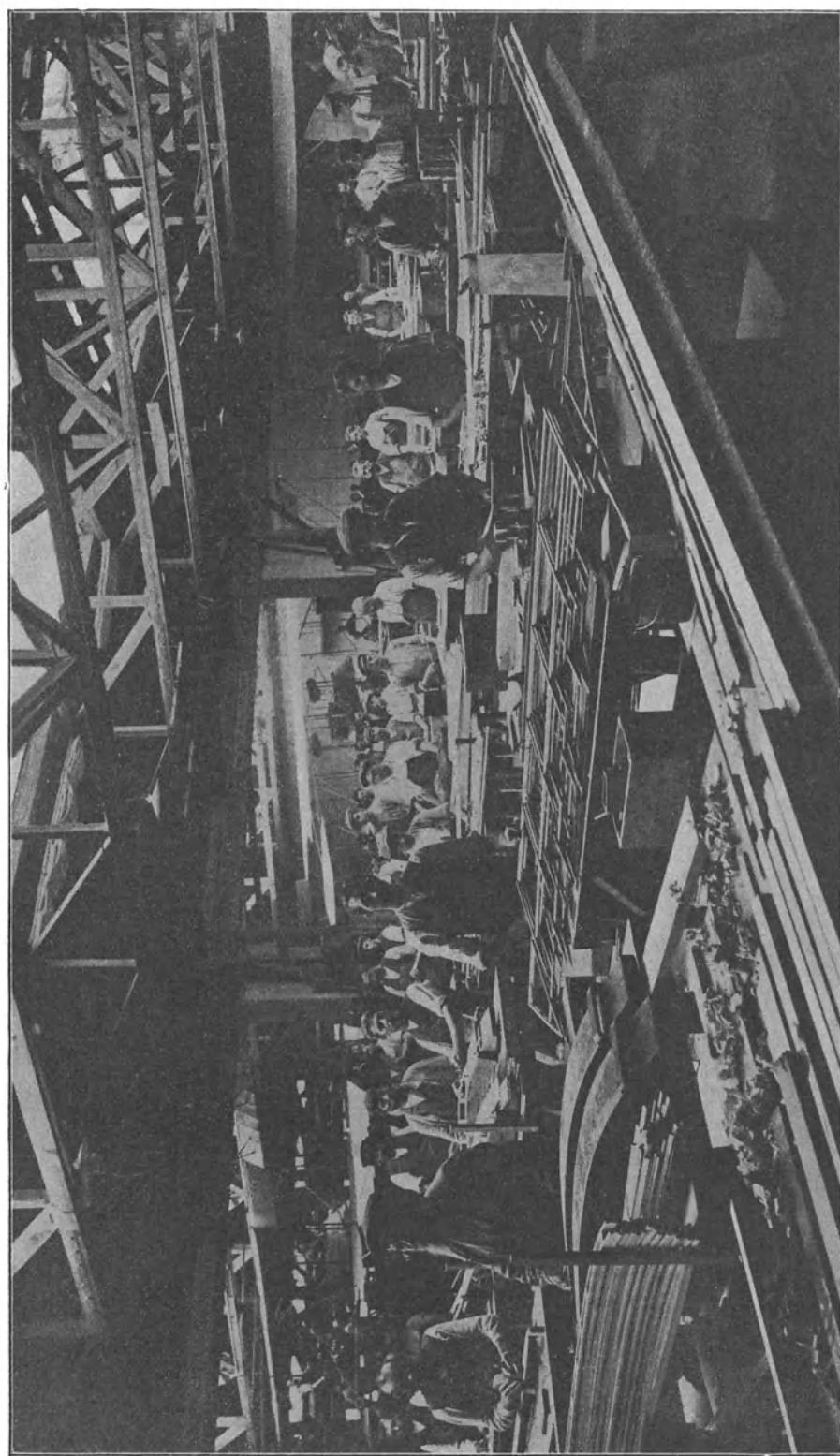


Fig. 6.

dieser Versuchsanstalt dort errichteten Schuppen werden die am Wettbewerb um den von Sr. M. dem Kaiser in Höhe von ursprünglich 50 000 M. gestifteten Kaiserpreis teilnehmenden Flugzeugmotore geprüft. Die Einrichtung wurde den Mitgliedern der Schiffbautechnischen Gesellschaft bei ihrem Besuch am 23. November 1912 gezeigt.

Unweit hiervon erstreckt sich in einer Länge von etwa $1\frac{1}{2}$ km. der S t e h - p l a t z , ein baumloser Streifen von 10 m Breite. Für hunderttausend Menschen gewährt er einen günstigen, schattigen Aufenthalt.

Die F l u g z e u g e .

Alle bisher erfolgreichen Flugzeuge sind D r a c h e n f l u g z e u g e , d. h. Apparate, die aus tragenden Flächen bestehen und durch Propeller vorwärts getrieben werden. Durch Neigung dieser Flächen kann der Vortrieb zum Teil in Auf- oder Abtrieb umgewandelt werden. Um Wirbeln und ungleichmäßigen Luftströmungen besser begegnen zu können und auch zur Unterstützung beim Kurvenfliegen sind die Apparate fast ausnahmslos mit Klappen oder Verwindungen ausgerüstet. Bedingung für den Auftrieb ist, daß die Vorwärtsbewegung schnell genug erfolgt. Das Flugzeug muß also einen Anlauf nehmen, um sich vom Boden erheben zu können. Diese Tatsache erklärt die Wahl des Namens „Drachenflieger“, denn auch beim Drachen bedarf es eines Anlaufes und einer entsprechenden Neigung der Tragflächen, um ihn zum Steigen zu bringen, falls nicht eine Windbewegung vorhanden ist, die den Anlauf entbehrlich macht. Naturgemäß bleibt es sich gleich, ob der Drachen gegen die Luft oder die Luft sich gegen den Drachen bewegt. Die ziehende oder haltende Schnur des Drachens wird durch den Propeller ersetzt.

Albatros Zweidecker.

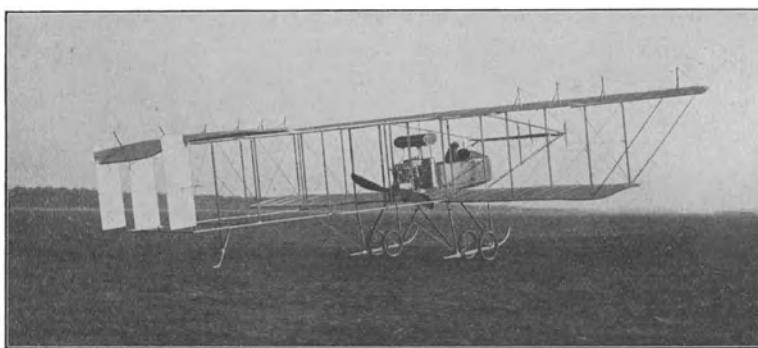


Fig. 7.

Kühlstein „Torpedo Eindecker“.

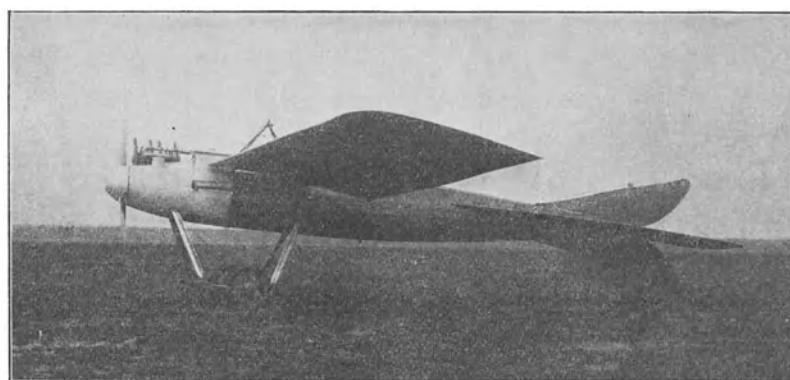


Fig. 8.

Eindecker der Luftverkehrs Gesellschaft, A. G.



Fig. 9.

Rumpler Eindecker.



Fig. 10.

Man teilt die Drachenflieger ein nach der Anzahl ihrer übereinander befindlichen tragenden Flächen. Die meisten bisher bekanntgewordenen Apparate sind Eindecker oder Zweidecker; nur selten sind mehr als zwei Decks übereinander benutzt worden. Hervorgegangen sind Eindecker wie Zweidecker aus den Gleitflugapparaten, mit denen man ohne Verwendung eines Motors gegen den Wind von erhöhten Punkten schwach abwärts geneigte „Gleitflüge“ auszuführen vermochte. In Deutschland war Lilienthal der erste, welcher mit solchen Gleitflügen Fortschritte erzielte, leider aber nach schönen Erfolgen bei seinen Versuchen am 12. August 1896 in den Rhinower Bergen bei Rathenau sein Leben verlor.

Im Jahre 1903 flog in Amerika zum erstenmal ein mit einem Motor versehenes Flugzeug; seine Erfinder waren die Brüder Orville und Wilbur Wright.

Danach entwickelten sich schnell verschiedene Typen von Flugzeugen, von denen wir umstehend einige der bei unserem Besuch in Johannisthal vorgeführten Apparate im Bilde zeigen.

Die Motorluftschiffe.

Außer dem Reichsmarineluftschiff „L. 1“, von dem Fig. 11 eine Ansicht zeigt, unternahm auch das Parseval-Luftschiff „Stollwerk“ vor unseren Augen einen kurzen Aufstieg.

Das Parseval-Luftschiff „Stollwerk“, früher „P. L. 6“ benannt, gehört zu dem System der unstarren Luftschiffe, worunter solche Luftschiffe zu verstehen sind, bei denen die Erhaltung der äußeren Form der Ballonhülle, einer Grundforderung für die Steuerfähigkeit, lediglich durch inneren Überdruck erreicht wird, während die starren oder halbstarren Luftschiffe zur Erhaltung ihrer Form mehr oder weniger feste Gerüste verwenden.

Die Vorteile des unstarren Systems beruhen hauptsächlich in der großen Ersparnis an totem Gewicht, die durch den Mangel jeglichen Versteifungsgerüstes erzielt wird, und in der Möglichkeit, das Luftschiff in kurzer Zeit zerlegen und leicht transportieren zu können.

Die Ballonhülle des „Stollwerk“ faßt bei einer Länge von 79 m und einem größten Durchmesser von 14 m einen Inhalt von etwa 8500 cbm. Die Hülle ist aus dreifachem Perkal-Baumwollstoff hergestellt, der zur Erhöhung der Gasdichtigkeit mit Gummieinlagen versehen ist.

Vor seiner Verwendung wird der Stoff auf Reißfestigkeit geprüft. Ein Quadratmeter dieses Stoffes trägt bis zu 1600 kg und hält einen Höchstdruck von

Das Reichsmarineluftschiff „L. 1“.

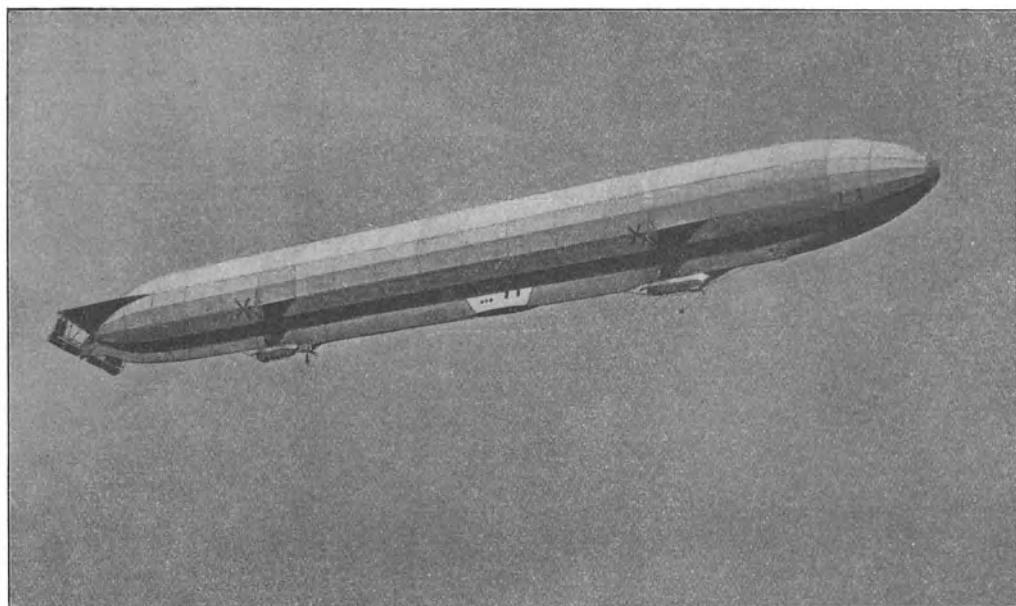


Fig. 11.

Das Luftschiff P. L. 6 „Stollwerk“.

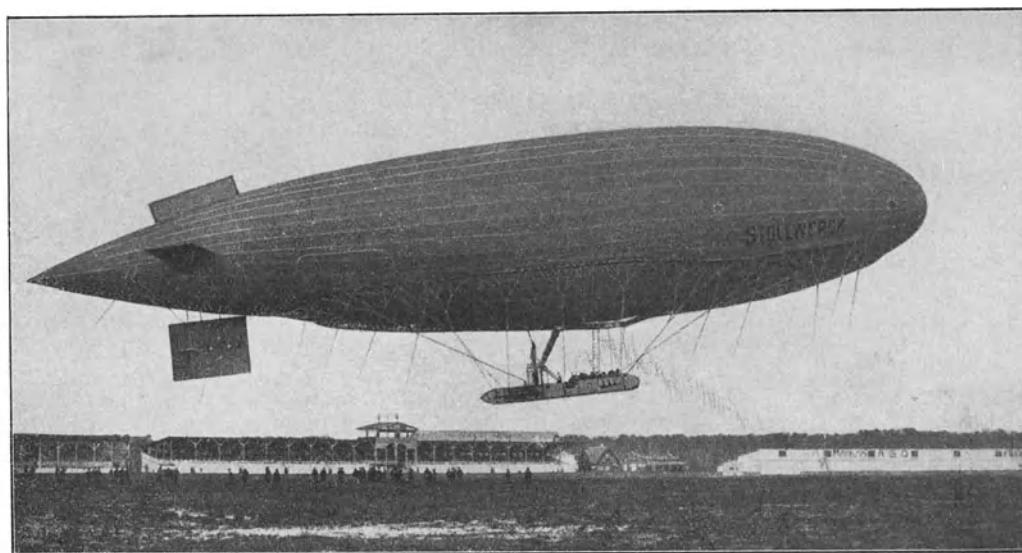


Fig. 12.

0,4 Atmosphären aus. Bei „Stollwerk“ erfolgt die Aufhängung der 4800 kg schweren Gondel an einem durchlaufenden Gurte, welcher den Zug auf eine so große Fläche des Stoffes verteilt, daß eine etwa zwanzigfache Sicherheit gegen das Zerreißen des Stoffes erzielt ist.

Die Hülle besitzt eine fischähnliche Form, die den größten Durchmesser im ersten Drittel hat und nach hinten in einer Spitze ausläuft. Diese Form wurde auf Grund eingehender Versuche in der Modellversuchsanstalt in Göttingen als die für die Überwindung des Luftwiderstandes günstigste festgestellt und hat sich in der Praxis als sehr vorteilhaft erwiesen. Zur dauernden Aufrechterhaltung der prallen Form sind im Innern der Hülle zwei Luftsäcke, sogenannte Ballonets, angebracht, die je nach Bedarf mit Luft gefüllt werden können.

Am hinteren Ende der Hülle befinden sich seitlich je eine 22,5 qm große und unterhalb eine 25 qm große Fläche, die Stabilisierungsflächen. Diese haben den Zweck, Stampfen und Schlingern des Luftschiffes zu verhindern oder abzuschwächen. Hinter der unteren Fläche befindet sich das Seitensteuer, das aus der Gondel durch Leinenzug betätigt wird.

Am Bauche der Hülle liegen die Schläuche für die Zuführung der Luft zu den Ballonets.

Die Gondel besteht aus Stahlrohren. Sie ist 14 m lang, 1,2 m breit, 1 m hoch und kann zum Transport in der Mitte auseinandergenommen werden.

Gondel des „Stollwerk“.

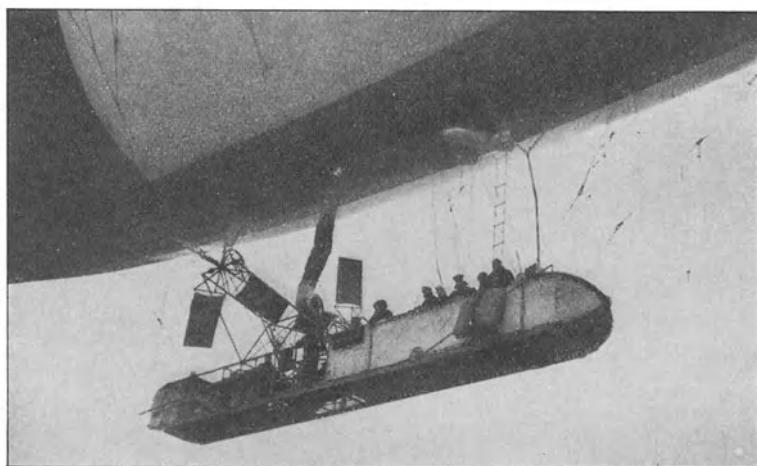


Fig. 13.

Die Aufhängung der Gondel am Tragegurt ist eine doppelte. Einmal ist die Gondel durch sechs Stahlketten, die sogenannten Parallelogrammtrossen,

mit dem mittleren Teil des Gurtes verbunden, und ferner ruht die Gondel auf zwei starken Stahlkabeln, die über Rollen geführt werden und deren Enden in je drei Astgebinden bis zum vorderen oder hinteren Teile des Gurtes laufen. Durch diese doppelte Aufhängung wird die Last der Gondel ziemlich gleichmäßig auf den Ballonkörper verteilt. Die Führung der einen Aufhängung der Gondel über Rollen hat außerdem den Zweck, daß durch das Vor- oder Rückwärtsgleiten der Gondel auf den Stahlrossen der Schwerpunkt des ganzen Luftschiffes entsprechend verschoben wird. Hierdurch wird einsteils beim Anfahren das Kippmoment unschädlich gemacht, andernteils verstärkt es die Wirkung beim Aufwärts- oder Abwärtsstellen des Ballons in der Fahrt.

In der Gondel stehen zwei 6-Zylinder-Benzinmotoren der N. A. G., von denen jeder 100 PS leistet. Durch diese Motoren werden mittels Kettenübertragung die beiden Propeller angetrieben. Die Übertragung von der Motorenachse auf die Propellerachse erfolgt im Verhältnis von 1 : 4, so daß die Tourenzahl des Motors viermal so groß ist wie die der Propeller.

Die Propeller besitzen je vier halbstarre Flügel, welche durch einen kurzen Handgriff auch für Rückwärtsfahren umgestellt werden können.

Außer den Propellern treiben die Motoren einen Ventilator für die Luftzuführung, welcher über der Gondel angebracht ist und etwa 1,7 cbm Luft in der Sekunde liefert. Die Luft wird zunächst in die am Bauche der Hülle befestigte Einschaltvorrichtung gepumpt, von wo aus sie durch Öffnen einer Drosselklappe in das vordere oder hintere Ballonet geleitet werden kann. Diese Drosselklappen befinden sich im Innern der Umschaltvorrichtung und werden vom Führerstand aus durch Leinen betätigt. Außerdem befinden sich an der Einschaltvorrichtung noch zwei äußerlich sichtbare Tellerventile, die zum Ablassen der Luft aus den Ballonetts dienen und ebenfalls vom Führerstand durch Leinen betätigt werden. Neben dieser Betätigung durch Leinenzug sind die Ventile so eingerichtet, daß sie sich beim Überschreiten einer gewissen Druckhöhe im Innern der Hülle selbsttätig öffnen und so lange Luft abgeben, bis der Druck wieder die normale Höhe erreicht hat. Auf diese Weise wird Sicherheit gegen Platzen der Hülle infolge zu starken inneren Drucks erzielt. Eine weitere Sicherheit bieten am Ballon die Gasventile, von denen das eine auf dem Rücken, das andere am Bauch der Ballonhülle angebracht ist. Auch diese Ventile sind so eingerichtet, daß sie sowohl mit der Hand durch Leinen aus der Gondel bedient werden als auch selbsttätig in Wirkung treten können, sobald der Druck zu stark wird. Bei den drei Ventilen ist der Federdruck gegen den inneren Druck so beschaffen, daß zunächst die Ventile der Ballonetts sich öffnen, um die Luft entweichen zu lassen, dann das Bauch-

ventil und in letzter Linie erst das obere Ventil. Für die selbstdäigige Funktion des oberen Ventils ist noch eine doppelte Sicherheit getroffen. Erstens ist die Ven-tilleine, die bis in die Gondel führt, mit einer am Bauche der Hülle angebrachten Membran in einem solchen Abstand fest verbunden, daß die Leine in Zug kommt, wenn die Membran ganz nach außen herausgedrückt wird. Zweitens ist das Ventil durch ein System von über Rollen geführten Leinen mit dem oberen Rande der beiden Ballonets derartig verbunden, daß bei völliger Entleerung der Ballonets das Ventil geöffnet wird. Die Sicherheiten sind also derartig getroffen, daß ein Platzen des Ballons in der Luft so gut wie völlig ausgeschlossen ist. Um jederzeit den in den Ballonets und im Gasraum vorhandenen Druck kontrollieren zu können, ist am Führerstande ein Manometer angebracht, das durch Schlauchleitungen mit den einzelnen Räumen in der Hülle verbunden ist.

Die beiden Ballonets haben nicht nur den Zweck, durch inneren Überdruck die pralle Form der Hülle zu erhalten, sondern dienen auch gleichzeitig zur Höhensteuerung. Diese Höhensteuerung erfolgt durch Einpumpen der Luft von dem einen Ballonet in das andere, wodurch der vordere oder hintere Teil des Luftschiffes schwerer oder leichter gemacht und die Schrägstellung des Luftschiffes erreicht wird, die durch das Vor- oder Rückwärtsrollen der Gondel auf den Stahl-trossen noch verstärkt wird. Das Maß der Schrägstellung kann an einer Wasser-wage abgelesen werden.

An der Hülle sind auch zwei Reißbahnen angebracht, d. h. Stoffstreifen, die in die Hülle eingenäht sind und von der Gondel aus abgerissen werden können, so daß aus den gerissenen Löchern das Gas rasch entweichen kann.

Außerdem befinden sich in der Gondel zwei große Benzinbehälter, vier mit Wasser gefüllte Ballastsäcke, ein Schlepptau, das bei der Landung Verwendung findet, und eine Fangleine oder Verankerungstrosse, an der das Luftschiff bei Landungen auf freiem Felde befestigt wird.

Zur weiteren Fahrtausrüstung gehören ein Kompaß, Karten und Höhen-meßinstrumente.

Das Luftschiff besitzt eine Eigengeschwindigkeit bis 15 m in der Sekunde und ist imstande, Benzinvorrat für 20 Stunden und 12 Personen außer der Besatzung mit sich zu führen.

Der „P. L. 6“ hat bereits über 18 000 km zurückgelegt und dabei ganz Deutschland von der Zugspitze bis Kiel und von Dresden bis Köln überquert. Er hat insgesamt bisher 240 Aufstiege gemacht und 2300 Passagiere befördert. Im Jahre 1912 erhielt er eine neue Hülle und erhielt seinen jetzigen Namen „Stollwerk“.