

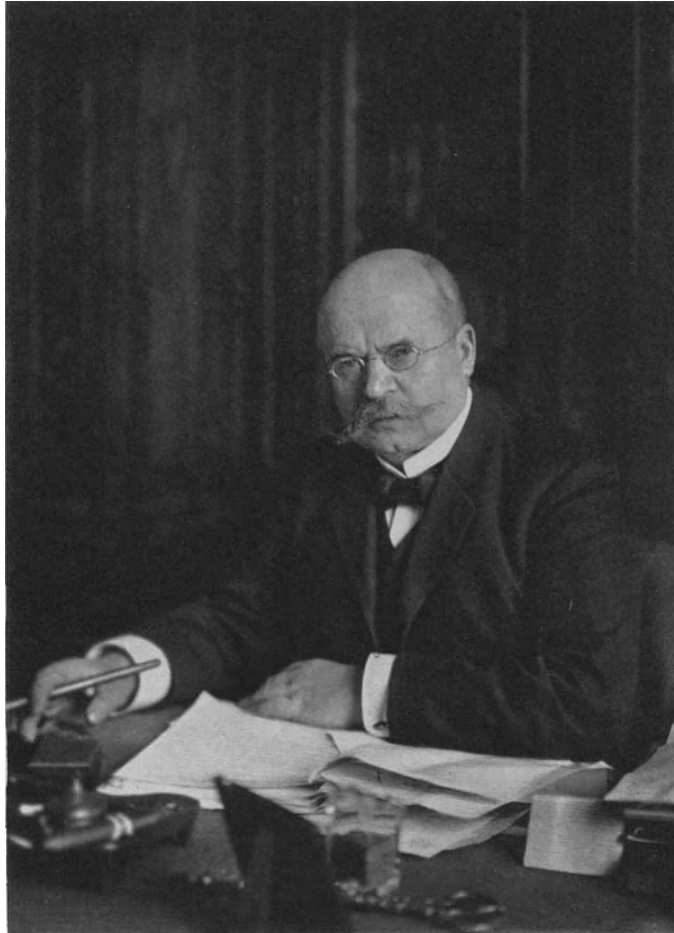
Jahrbuch

der

Schiffbautechnischen Gesellschaft



Zwölfter Band
1911



Verlag von Julius Springer, Berlin.

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

Weyan

Jahrbuch
der
Schiffbautechnischen Gesellschaft



Zwölfter Band

1911

Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH
1911

ISBN 978-3-642-90183-6 ISBN 978-3-642-92040-0 (eBook)
DOI 10.1007/978-3-642-92040-0

Alle Rechte vorbehalten.

Inhalts-Verzeichnis.

	Seite
Geschäftliches:	1
I. Mitgliederliste	3
II. Satzung	41
III. Satzung für den Stipendienfonds	46
IV. Satzung für die silberne und goldene Medaille der Schiffbautechnischen Gesellschaft	48
V. Bericht über das zwölfte Geschäftsjahr 1910	50
VI. Bericht über die zwölfte ordentliche Hauptversammlung am 17., 18. und 19. November 1910	63
VII. Protokoll über die geschäftliche Sitzung der zwölften ordentlichen Hauptversammlung am 17. November 1910	67
VIII. Unsere Toten	69
Vorträge der XII. Hauptversammlung:	87
IX. Die weitere Entwicklung auf dem Gebiete des Gleichstrom-Dampfmaschinenbaues. Von J. Stumpf	89
X. Der Aufbau schwerer Geschütztürme an Bord von Schiffen. Von K. Thorbecke	133
XI. Schiffsdieselmotore. Von Th. Saiuberlich	171
XII. Temperaturmessungen auf Schiffen der Kriegs- und Handelsmarine. Von O. Weiß	222
XIII. Über die Bewegungserscheinungen beim Schuß. Von C. Cranz	245

	Seite
XIV. Neuartige Schlingertanks zur Abdämpfung von Schiffsrollbewegungen und ihre erfolgreiche Anwendung in der Praxis. Von H. Frahm	283
XV. Heißdampfanlagen mit Ventilmaschinen für Schiffsbetrieb. Von L. Lichtensteiner	366
XVI. Die Entwicklung einer neuen Schleppdampferart für Schiffahrtskanäle durch Modellversuche in der Königl. Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau. Von F. Gebers	420
Beiträge:	451
XVII. Zur Theorie der Frahm'schen Schlingerdämpfungstanks. Von F. Horn	453
Besichtigungen:	481
XVIII. Die Königliche Gewehrfabrik in Spandau	483
XIX. Das Seemanns-Erholungsheim in Klein-Machnow bei Berlin . . .	497

Geschäftliches.

I. Mitgliederliste.

Protector:

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

Ehrevorsitzender:

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

Vorsitzender:

C. Busley, Geheimer Regierungsrat und Professor, Berlin.

Stellvertretender Vorsitzender:

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

Fachmännische Beisitzer:

Justus Flohr, Geheimer Baurat, Maschinen-
baudirektor der Stettiner Maschinenbau
A.-G. „Vulkan“, Stettin-Bredow.
C. Pagel, Professor, Technischer Direktor
des Germanischen Lloyd, Berlin.
Gotth. Sachsenberg, Kommerzienrat, Mit-
glied des Vorstandes der Firma Gebr.
Sachsenberg A.-G., Roßlau a. E. und
Cöln-Deutz.

Otto Schlick, Dr. Ing., Konsul, Direktor
des Germanischen Lloyd, Hamburg.
R. Veith, Dr. Ing., Wirklicher Geheimer Ober-
Baurat und Abteilungschef im Reichs-
Marine-Amt, Berlin.

Beisitzer:

Fr. Achelis, Konsul, Vizepräsident des Nord-
deutschen Lloyd, Bremen.
G. Gillhausen, Dr. Ing., Mitglied des
Direktoriums der Firma Fried. Krupp
A.-G., Essen a. Ruhr.

Aug. Schultze, Geheimer Kommerzienrat,
Direktor der Oldenburg-Portug. Dampf-
schiffs-Reederei, Oldenburg i. Gr.
Ed. Woermann, Konsul und Reeder, i. Fa.
C. Woermann, Hamburg.

Geschäftsführer:

Franz Hochstetter, Dr. phil., Berlin N.W. 6.

Geschäftsstelle: Berlin NW6., Schumann-Str. 2 pt.
Telephon: III 6106.

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)

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:

- | | |
|--|---|
| <p>6 Berninghaus, C., Ingenieur und Werftbesitzer, Duisburg.</p> <p>Biles, John Harvard, Professor für Schiffbau an der Universität Glasgow.</p> <p>Blohm, Herm., Dr. Ing., i. Fa. Blohm & Voß, Hamburg, Harvestehuder Weg 10.</p> <p>Busley, C., Geheimer Regierungsrat und Professor, Berlin NW 40, Kronprinzen-Ufer 2.</p> <p>10 de Champs, Ch., Kapitänleutnant der Königl. Schwed. Marine, Schiffbau- und Elektro-Ingenieur von der Königl. Techn. Hochschule in Stockholm, Stockholm, Johannisgatan 20.</p> <p>Claussen, Georg W., Techn. Direktor der Schiffswerft von Joh. C. Tecklenborg Akt.-Ges., Geestemünde, Dock-Str. 4.</p> | <p>Claussen jun., Georg, Schiffbau-Ober-Ingenieur und Prokurist, Joh. C. Tecklenborg Akt.-Ges., Geestemünde, Dock-Str. 8.</p> <p>Delaunay-Belleville, L., Ingénieur-Constructeur, Rue de l'Ermitage, St. Denis (Seine).</p> <p>Flohr, Justus, Geheimer Baurat, Maschinenbau-Direktor der Stettiner Maschb.-Akt.-Ges. Vulcan, Stettin, Bredow.</p> <p>Klose, A., Ober-Baurat a. D., Berlin W. 15, 15 Kurfürstendamm 33.</p> <p>Kraft de la Saulx, Ritter Friedrich, Ober-Ingenieur der Elsässischen Maschinenbau-Gesellschaft, Mülhausen, Elsaß.</p> <p>Kummer, O. L., Kommerzienrat, Dresden, Dürrer-Str. 91.</p> |
|--|---|

- Masing, Berthold, Ingenieur u. Vertreter der Werft Uebigau, Dresden N., König-Str. 15.
- Meyer, Georg C. L., Ingenieur und Direktor, Hamburg, Kl. Fontenay 4.
- ²⁰ Niclausse, Jules, Ingénieur-Constructeur, Paris, Rue des Ardennes 24.
- Pommée, P. J., Direktor des Ottensener Eisenwerk, Gr.-Flottbeck, Voß-Str. 8.
- 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, Kommerzienrat, Mitglied des Vorstandes der Firma Gebr. Sachsenberg A.-G., Roßlau a. E. und Cöln-Deutz.
- Spetzler, Carl, Ferd., Betriebsassistent bei ²⁵ Fried. Krupp, Essen-Ruhr, Alex-Str. 2.
- Steinike, Karl, Schiffbaudirektor der Fried. Krupp Germania-Werft, Gaarden bei Kiel.
- Topp, C., Königlicher Baurat, Stralsund, Knieperdamm 4.
- Wilton, B., Werftbesitzer, Rotterdam.
- Wilton, J. Henry, Werftdirektor, Rotterdam.
- Ziese, Carl H., Dr. Ing., Geheimer Kom- ³⁰ merzienrat und Besitzer der Schichauschen Werke zu Elbing und Danzig, Elbing.
- Ziese, Rud. A., Ingenieur, St. Petersburg, Wassili Ostrow, 12. Linie 27.
- Zimmermann, R., Geheimer Baurat, Eutin (Holstein), Pulverbeck.
- Zoelly-Veillon, H., Ingenieur, Vorstandsmitglied und technischer Direktor bei Escher, Wyß & Cie., Zürich.

b) Ordnungsmäßige Fachmitglieder:

- Abel, Herm., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Lübeck, Israelsdorfer Allee 23a.
- ³⁵ Abel, P., Ingenieur, Besichtiger von Lloyds-Register, Düsseldorf, Herder-Str. 70.
- Abel, Wilh., Schiffbau-Ingenieur, Oberlehrer am Technikum zu Hamburg, Hamburg-Fuchsbüttel.
- Abraham, J., Schiffbau-Ingenieur, Inhaber der Firma O. Kirchhoff Nachfolger, Stralsund.
- Achenbach, Albert, Diplom-Ingenieur, Roßlau a. E., bei Gebr. Sachsenberg.
- Ackermann, Max, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Stettin, Garten-Str. 11.
- ⁴⁰ Ahlers, Louis, Ingenieur, Roßlau a. E., Linden-Str. 65.
- Ahlers, Otto, Ingenieur, Roßlau a. E., Akazien-Str. 4.
- Ahlrot, Georg, Schiffbau-Ingenieur, Malmö, Kockums Mek. Verkstads A. B.
- de Ahna, Felix, Schiffbau-Ingenieur, Charlottenburg, Stuttgarter Platz 15.
- Ahnhudt, Kaiserl. Marine-Schiffbaumeister, Kiel, Düppel-Str. 66.
- ⁴⁵ Alverdes, Max, Oberingenieur und Vertreter des Osnabrücker Georgs-Marien-Bergwerks- und Hüttenvereins, Hamburg-Uhlenhorst, Bassin-Str. 8.
- Ambronn, Victor, Diplom-Ingenieur, Bremen, Born-Str. 36.
- Amnell, Bengt, Schiffbau-Ingenieur, Motala, Schweden.
- Arendt, Ch., Marine-Oberbaurat und Schiffbau-Betriebsdirektor, Wilhelmshaven, Kaiserl. Werft.
- Arera, Hans, Ingenieur, Breslau VI, Liegnitzer Str. 1.
- Arnold, Alb., C., Schiffbau-Ingenieur, ⁵⁰ Berlin NW. 7, Luisen-Str. 64.
- Arnold, Karl, Regierungsrat, Steglitz, Arndt-Str. 35.
- Arppe, Johs., Oberingenieur u. Prokurist d. Fa. F. Schichau, Danzig, Linden-Str. 10.
- Artus, Kaiserl. Marine-Baumeister, Hamburg, „Vulcan“-Werft.
- Baars, Georg, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Schäferkamps Allee 1.
- Baath, Kurt, Diplom-Ingenieur, Vegesack, ⁵⁵ Bremer Str. 32.
- Bachmeyer, Robert, Fabrikdirektor a. D., Berlin N. 4, Chaussee-Str. 36.
- Baisch, Ludwig, Ingenieur, i. Fa. Fried. Krupp A.-G. Germaniawerft, Kiel, Muhlius-Str. 63.
- Barends, Ingenieur, Danzig, Schichaugasse 31.
- Barg, G., Schiffbau-Direktor der Neptunwerft, Rostock i. M.

- 60 Bauer, V. J., Direktor der Flensburger Schiffsbau-Gesellschaft, Flensburg, Neustadt 49.
 Bauer, Dr. G., Maschinenbau-Direktor d. Stett. Maschinenb.-A.-G. Vulcan, Bredow a. O.
 Bauer, M. H., Zivil-Ingenieur, Berlin W 26, Nollendorf-Str. 30.
 Bauer, O., Betriebs-Ingenieur d. Flensburger Schiffsbau-Gesellschaft, Flensburg.
 Baur, G., Baurat, Direktor, Fried. Krupp, A.-G., Germania-Werft, Kiel-Gaarden.
- 65 Becker, Richard, Maschinen - Ingenieur, Hamburg, Brahmstr. 34.
 van Beek, J. F., Schiffbau-Direktor der Königl. Niederländischen Marine, s'Gravenhage, Theresiastraat 75.
 Behn, Theodor, Diplom-Ingenieur, Stettin, Kaiser-Wilhelm-Str. 90.
 Behrmann, Georg, Ingenieur, Kiel, Lübecker Chaussee 12.
 Benetsch, Armin, Schiffsmaschinenbau-Ober-Ingenieur, Oberlehrer an der Städt. Maschinisten- und Gewerbeschule, Charlottenburg, Lützowerstr. 6.
- 70 Benjamin, Ludwig, Zivil-Ingenieur, Hamburg 13, Grindel-Allee 153.
 Berendt, M., Ingenieur, Hamburg, Admiralität-Str. 52.
 Bergemann, W., Marine - Baurat, Danzig, Kaiserl. Werft.
 Berghoff, O., Marine - Baumeister a. D., Berlin C 54, Dragoner-Str. 23 I.
 Berling, G., Marine-Baurat, Kiel, Feld-Strasse 130.
- 75 Berndt, Fritz, Elektro-Ingenieur, Hamburg, Hohe Bleichen 28.
 Berndt, Rechnungsrat, Groß - Lichterfelde, Ring-Str. 17.
 Berner, Otto, Ingenieur, Hamburg, Admiralität-Str. 58.
 Bettac, Richard, Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Deutsche Str. 60.
 Beul, Th., Oberinspektor des Norddeutschen Lloyd, Bremerhaven, Lloyd-Dock.
- 80 Biedermann, Schiffbau - Diplom - Ingenieur beim Norddeutschen Lloyd, Bremen.
 Bielenberg, Theodor, Schiffbau - Ingenieur bei Fried. Krupp A.-G., Germaniawerft, Kiel-Gaarden.
 Biese, Max, Maschinenbau - Betriebs - Ingenieur, Geestemünde, Lehrer-Chaussee 46.
- Bigge, Karl, Diplom - Ingenieur, Bremen, Hansa-Str. 119.
 Billig, H., Maschinenbau - Oberingenieur, Dessau, Göthe-Str. 3.
 Blackstady, E., Direktor der Oderwerke, 85 Stettin, Schiller-Str. 11.
 Blechschmidt, Marine - Schiffbaumeister, Berlin W 30, Heilbronner Str. 7.
 Bleicken, B., Dipl.-Ing., Hamburg 20, Tarpenbeck-Str. 128.
 Block, Hch., Ingenieur, Hamburg, Logestieg 4.
 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., Konstantinopel, Grand Rue Caliondjicoulonk 92—94, Appartement No. 6.
 Bock, F. C. A., Schiffbau-Techniker, 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, Wilmersdorf, Hohenzollerndamm 201.
 Boekholt, H., Marine-Baurat a. D., Grabke b. Bremen, Grabker Chaussee 172.
 Bohnstedt, Max, Professor, Direktor der Königl. höheren Schiff- und Maschinenbauschule zu Kiel, Knooper Weg 56.
 Boie, Harry, Ingenieur, Stettin, Deutsche Str. 17. 100
 Bonhage, K., Marine-Baurat, Abnahmebeamter in Düsseldorf.
 Böning, O., Schiffbau-Oberingenieur, Klein-Flottbeck, Eichen-Alle 7. Stett. Maschinenbau-A.-G. Vulkan, Hamburg-Niederlassung.
 Borgstede, Ed., Königlicher Baurat u. Schiffbau-Direktor a. D., Elbing.
 Bormann, Alfred, Kaiserl. Russ. Schiffbau-Ingenieur am Kaiserl. Russ. Ministerium des Wegebauwes, St. Petersburg, Italienische Str. 17.

- 105 v. Borries, Friedrich, Marine-Baumeister, Kiel, Düppelstr. 54.
- Böttcher, Max, Schiffbau-Ingenieur, Langfuhr b. Danzig, Robert-Reinick-Weg 8 I.
- Böttcher, Ernst, Ingenieur, Berlin NW 87, Tile-Wardenbergstr. 28.
- Boyens, Friedrich, Ingenieur, Elbing, Leichnamstr. 143 II.
- Bramigk, Schiffbau-Ingenieur, Roßlau a. E., Dessauer Str. 90 I.
- 110 Bredsdorff, Th., Schiffbau-Direktor, Flensburg, Apenrader Str. 25.
- Breer, Wilh., Schiffbau-Ing. und erster Schiffsvermesser, Hamburg, Fruchttallee 38.
- Breitländer, Friedrich, Ingenieur, Mannheim, Max Josephstr. 3 II.
- Breuer, C., Ingenieur, Stettin, Mühlenstr. 12.
- Brinkmann, G., Geheimer Marine-Baurat und Schiffbau-Direktor, Wilhelmshaven, Adalbertstr. 11.
- 115 Brinkmann, Oberingenieur der Germania-Werft, Kiel, Bergstr. 25.
- Bröcker, Th., Maschinen-Ingenieur, Stettin, Grabower Str. 17 II.
- Brodin, O. A., Werftbesitzer, Gefle.
- Brommundt, G., Marine-Oberbaurat und Maschinenbau-Betriebsdirektor, Wilhelmshaven, Wallstr. 6b.
- Brose, Eduard, Ingenieur, Elbing, Äußerer Mühlendamm 34.
- 120 Brotzki, Julius, Regierungsrat, Berlin W. 15, Xantener Str. 7.
- Bruckhoff, Carl A. E., Leiter der Versuchstation des Norddeutschen Lloyd, Lehe, Hafenstr. 159.
- Brüll, Max R., Schiffsmaschinenbauingenieur, Hamburg 21, Eppendorferbaum 41.
- Brumm, Ernst, Diplom-Ingenieur, Hamburg, Goebenstr. 13.
- Bruns, Heinr., Konsul, Zivilingenieur i. Fa. H. Diederichsen, Kiel, Niemansweg 90.
- 125 Bub, H., Schiffbau-Ingenieur, Vegesack, Bremer Vulkan.
- Buchsbaum, Georg, Schiffbau-Ingenieur beim Germ. Lloyd, Friedenau, Goßlerstraße 13.
- Bufe, C., Schiffbau-Ingenieur, Elbing, Johannissstr. 19.
- Bull, Harald, Ingenieur, Hamburg, Eimsbüttler Str. 48.
- v. Bülow, Schiffbau-Ingenieur, Prokurist des Germ. Lloyd, Gr.-Lichterfelde-O., Annastraße 2.
- Bürkner, H., Geh. Marine-Baurat und vor- 130 tragender Rat im Reichs-Marine-Amt, Gr.-Lichterfelde O., Jungfernstieg 12.
- Buschberg, E., Marine-Baurat, Stettin, Kronprinzenstr. 15.
- Büsing, R., Maschinenbau-Ingenieur, Bremerhaven, Kaiserstr. 2 b.
- Buttermann, Ingenieur, Pankow b. Berlin, Amalienpark 5.
- Büttgen, Schiffbauingenieur, Kiel-Gaarden, Friedrich Krupp A.-G., Germaniawerft, Hohenzollernring 61.
- Buttmann, Marine-Schiffbaumeister, Frie- 135 denau, Wilhelmshöherst. 24 II.
- Caldwell, James, Marine-Engineer, Glasgow, Elliot-Street 130.
- Carlson, C. F., Schiffbau-Ingenieur, Danzig, Werft von F. Schichau.
- Cerio, Schiffbauingenieur, Kiel - Gaarden, Fried. Krupp A.-G., Germaniawerft.
- Chace, Mason, S., Schiffbau-Ingenieur Wales St., Dorchester, Boston, Mass. U.S.A.
- Clark, Charles, Professor am Polytechnikum, 140 Riga, Mühlenstr. 58 II.
- Clausen, Ernst, Schiffbau-Ober-Ingenieur und Chef des Konstruktionsbureaus der Friedrich Krupp Akt.-Ges. Germaniawerft, Kiel, Walkerdamm 1 II.
- Claußen, Ernst, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur der Aktiengesellschaft „Weser“, Bremen 13.
- Cleppien, Max, Marinebaurat a. D., Hamburg, Schiffsmaschinenschule.
- Conradi, Carl, Marine-Ingenieur, Christiania, Prinsens Gade 2 b.
- Collin, Max, Marine-Oberbaurat und 145 Maschinenbau - Betriebsdirektor, Kiel, Kaiserl. Werft.
- Cornehls, Otto, Direktor der Reiherstieg-Schiffswerfte und Maschinenfabrik, Hamburg, Kl. Grasbrook.
- Coulmann, Marine-Baumeister, Wilhelmshaven, Wallstr. 4.
- Crets, M. C. Edmond, Direktor der Chantier naval Cockerill, Hoboken—Anvers.

- Creutz, Carl Alfr., Direktor der Oehta-Schiffswerft u. Maschinenfabrik W. Crichton & Co., St. Petersburg, Rußland.
- ¹⁵⁰ Dahlby, Gustav, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Stettin, Logengarten 14.
- Dammann, Friedrich, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 33, Steilshoper-Str. 106 III.
- Degn, Paul Frederik, Diplom-Ingenieur, Bremen, Frühlingstr. 7.
- Deichmann, Karl, Ingenieur, Hamburg, Margarethen-Str. 76.
- Delaunay-Belleville, Robert, Ingenieur, Saint-Denis sur Seine.
- ¹⁵⁵ Demnitz, Gustav, Schiffbau-Diplom-Ingenieur, ständiger Assistent an der Kgl. Techn. Hochschule zu Danzig-Langfuhr.
- Dentler, Heinr., Stettin, Unterwiek 16.
- Dieckhoff, Hans, Prof., Techn. Direktor der Woermann-Linie und der Ost-Afrika-Linie, Hamburg, Leinpfad 82.
- Dietrich, A., Marine-Schiffbaumeister, Steglitz, Sedan-Str. 40 I.
- Dietze, E., Schiffbau-Oberingenieur, Roßlau a. E., Pötsch-Str. 14.
- ¹⁶⁰ Dietze, F. M., Inspektor für Maschinen- und Schiffbau, Ahrensburg b. Hamburg.
- Dietze, Paul, Schiffbau-Ingenieur, Kiel-Gaarden, Norddeutsche Str. 63.
- Dix, Joh., Marine-Baurat, Kiel, Feldstr. 134
- v. Dorsten, Wilhelm, Ingenieur der Rheinschiffahrt A.-G. vorm. Fendel, Mannheim.
- Drakenberg, Jean, Maschinen-Ingenieur, Direktor der Bergungs-Gesellschaft „Neptun“, Stockholm, Kungsträdgårdsgatan 12.
- ¹⁶⁵ Dreyer, E., Max, Ingenieur für Schiff- und Maschinenbau, Inspektor des Germanischen Lloyd, Hamburg 11.
- Dreyer, Fr., Schiffbau-Oberingenieur, Hamburg, Eidelstedterweg 29.
- Dreyer, Karl, Elektroingenieur der Firma F. Schichau, Elbing, Königsberger Str. 14 a.
- Drossel, Aug., Schiffbaumeister, Stettin, Birkenallee 40 II.
- Egan, Edward, Oberingenieur in der Schiff-fahrtssektion des k. ungar. Handelsministeriums, Budapest II.
- ¹⁷⁰ Eggers, Julius, Oberingenieur, Prokurist, Chef des Maschinenwesens der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg - Harvestehude, St. Benedict-Str. 34.
- 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-¹⁷⁵ Eimsbüttel, Bismarck-Str. 4.
- Elze, Theodor, Schiffbau-Ingenieur, Bad Oynhausen, i. Fa. Irmer & Elze.
- Engel, Otto, Marine-Baurat, Berlin W. 3, Heilbronner Str. 7.
- Erbach, R., Schiffbau-Diplom-Ingenieur, Kiel-Gaarden, Germaniawerft, Geibelplatz 13.
- Erdmann, Paul, Ing.-Maschinenbesichtiger d. Germanischen Lloyd Rostock, Friedrich-Str. 7.
- von Essen, W. W., Ingenieur, Hamburg 11,¹⁸⁰ Globushof, Trostbrücke 2.
- Esser, Matthias, Ober-Ingenieur, Bremen Wall 36.
- Euterneck, P., Marine-Oberbaurat und Maschinenbau-Betriebsdirektor, Wilhelmshaven, Viktoria-Str.
- Evans, Charles, Oberingenieur bei Vickers, Sons and Maxim Ltd., 2, Cavendish Park, Barrow-in-Furness, England.
- Evers, C., Ingenieur, Hamburg 20, Eppendorferlandstr. 54.
- Evers, F., Schiffbaudirektor bei Nüscke & Co.,¹⁸⁵ Stettin, Königsplatz 14.
- 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, Ingenieur, Landsberg a. W., Berg-Str. 41.
- Fechter, Gust., Schiffbaumeister, Königsberg i. Pr.
- Fesenfeld, Wilh., Oberlehrer und Diplom-¹⁹⁰ Ingenieur, Bremerhaven, Schleusen-Str. 11.
- Festerling, S., Ingenieur, Hamburg 24, Wandsbecker Stieg 43.
- 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.
- 195 Flamm, Osw., Geheimer Regierungsrat, Professor an der Königl. Techn. Hochschule, Nikolassee b. Berlin, Lückhoffstr. 30.
- Fliege, Gust., Direktor der Stettiner Maschinenbau Akt.-Ges. Vulcan, Hamburg 9, Vulkanwerft.
- Flood, H. C., Ingenieur und Direktor der Bergens Mechaniske Varksted, Bergen (Norwegen).
- Flügel, Paul, Ingenieur und Maschinen-Inspektor, Lübeck, Mühlenbrücke 1a.
- Foerster, Dr. Ing. Ernst, Ober-Schiffbauingenieur bei Blohm & Voß, Hamburg-Blankenese, Wedeler Chaussee 91.
- 200 Folkerts, H., Ingenieur und Privatdozent, Aachen, Rütcherstr. 40.
- Föttinger, Hermann, Dr. Ing., Professor, Danzig-Zopp t, Bädeckerweg 13.
- Frahm, Herm., Direktor der Werft Blohm & Voß, Hamburg, Klosterallee 18.
- Franke, Emil, Betriebs-Ingenieur, Roßlau, Haupt-Str. 49.
- Frankenberg, Ad., Marine-Baurat, Wilhelmshaven, Kaiserstr. 10.
- 205 Franz, J., Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Gustav-Adolf-Str. 25.
- Fränzel, Curt, Direktor der Königl. Seemaschinistenschule in Stettin.
- Friederichs, K., Rechnungsrat im Reichs-Marine-Amt, Friedenau, Hähnelstr. 3.
- Fritz, G., Geheimer Oberbaurat und vortr. Rat im R.-M.-A., Berlin W 30, Hohenstaufen-Str. 67.
- Fritz, Walter, Obergeringenieur d. Bergmann-Elektrizitäts-Werke A.-G., Abt. f. Schiffsturbinen, Berlin NW. 40, Hindersin-Str. 14.
- 210 Fruchtenicht, O., Schiffbau-Ingenieur, Werft vorm. Janssen & Schmilinsky A.-G., Hamburg, Steinwärder.
- Gamst, A., Fabrikbesitzer, Kiel, Eckernförder Chaussee 61.
- Gannott, Otto, Rechnungsrat im Reichs-Marine - Amte, Groß - Lichterfelde West, Ringstr. 24.
- Gätjens, Heinr., Schiffbau-Ing. der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Ferdinandstr.
- Gebauer, Alex, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Werft von F. Schichau, Elbing.
- Gebers, Fr., Dr., Vorstand in der königlichen 215 Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau, Berlin N.W. 23, Schleuseninsel.
- Gehlhaar, Franz, Regierungsrat, Mitglied des Kaiserlichen Schiffs-Vermessungs-Amtes, Berlin-Westend, Eschenallee 13.
- Gerlach, Ferdinand, Schiffbauingenieur, Hamburg 37, Klosterallee 63.
- Gerloff, Friedrich, Schiffbau-Ingenieur, Geestemünde, Markt-Str. 1.
- Gerner, Fr., Betriebs-Ingenieur der Fried. Krupp A.-G., Germaniawerft, Kiel, Hassee-Rendsburger Land-Str. 71.
- Giebeler, H., i. Fa. Gebr. Maaß, G. m. b. H., 220 Schiffswerft, Maschinenbauanstalt u. Eisen gießerei, Neu-Strelitz, Strelitzer Str. 52 I.
- Gierth, R., Obergeringenieur der Vereinigten Elbschiffahrts-Gesellschaften A.-G., Dresden-Plauen, Würzburger Str. 38.
- Giese, Ernst, Geheimer Regierungsrat, Berlin NW 23, Schleswiger Ufer 13.
- Gleim, W., Direktor, Kassel, Herkulesstr. 12.
- Gnutzmann, J., Schiffbau - Obergeringenieur, Langfuhr b. Danzig, Heiligenbrunnerweg 4.
- Goecke, E., Marine-Baurat, Wilhelmshaven, 225 Kaiserl. Werft.
- Gorgel, Diplom - Ingenieur, Friedenau, Haupt-Str. 73.
- von Gozdziowski, Johs., Ingenieur, Breslau VI, Hohe-Str. 34 I.
- Grabow, C., Marine-Oberbaurat und Maschb - Betriebsdirektor, Kiel, Kaiserliche Werft.
- Grabowski, E., Schiffbau-Ingenieur, Bremen, Friedrich-Wilhelm-Str. 35.
- Grauert, M., Marine - Oberbaurat und Ma- 230 schinenbau - Betriebs - Direktor, Langfuhr bei Danzig, Heiligenbrunner Weg 6.
- Green, Rudolf, Schiffbau-Ingenieur u. Mitinhaber der Hermann Haase G. m. b. H. Schiffswerft u. Maschinenfabrik in Müllrose bei Frankfurt a. O.
- Greve, Heinrich, Ingenieur, Dessau, Richard Wagner-Str. 15.
- Grimm, Max, Diplom-Ingenieur, techn. Hilfsarbeiter im Reichs-Marine-Amt, Charlottenburg 5, Philippstr. 4 II.

- Gronwald, Otto, Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Töpferparkstr. 9.
- ²³⁵ Groth, W., Ingenieur der Hanseat. Elektr.-Ges., Hamburg, Semperhaus.
- Grotrian, 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, Inspektor des Germanischen Lloyd, Stettin, Sellhausbollwerk 3.
- Hadenfeldt, Ernst, Direktor, Hamburg, 2. Vorsetzen 4.
- ²⁴⁰ Haensgen, Osc., Maschinenbau-Ingenieur, Flensburger Schiffsbau-Ges., Flensburg.
- Haertel, Siegfried, Schiffbau-Diplom-Ingenieur, Gross-Lichterfelde bei Berlin, Elisabethstr. 30.
- Hahn, Carl, Ingenieur der Bremer Assekura-deure, Bremen, Börsennebengebäude 33.
- Hahn, Paul L., Schiffsmaschineningenieur bei der Akt.-Ges. „Weser“, Bremen, Altenwall 1.
- Hammar, Hugo G., Schiffbau-Oberingenieur, Göteborgs Nya Verkstad A. B., Göteborg.
- ²⁴⁵ Hammer, Erwin, Ing. bei J. Frerichs & Co., Osterholz-Scharmbeck.
- Hantelmann, Kurt, Diplom-Ingenieur, Stettin, Elysiumstr. 20.
- Häpke, Gustav, Diplom-Ingenieur, techn. Hilfsarbeiter am Reichs-Marine-Amt, Charlottenburg, Dahlmannstr. 4.
- Harich, Arnold, Dipl.-Ing., Stettin, Giese-brechstr. 1.
- Harmes, Fritz, Schiffbauingenieur, Stettin, Kronenhofstr. 7.
- ²⁵⁰ Harms, W., Schiffbautechniker, Berlin SW 68, Ritterstr. 42/43.
- Hartmann, C., Bauinspektor u. Vorstand des Dampfkesselrevisionsbureaus der Bau-polizeibehörde, Hamburg, Juratenweg 4.
- Hartmann, Hans, Marine-Baurat, Zoppot bei Danzig, Cecilienstr. 51.
- Hass, Hans, Diplom-Ingenieur, Oberingenieur der A.-G. „Weser“, Bremen, Börnstr. 17.
- Heberrler, F., Ing., Stettin, Birkenallee 30 III.
- ²⁵⁵ Hedén, A., Ernst, Schiffbau-Ingenieur, Göteborg, Mek. Werkstad.
- Heidtmann, H., jr., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 21, Hofweg 64.
- Hein, Hermann, Dipl.-Ing., Bremen, Land-wehrstr. 23 I.
- Hein, Paul, Ingenieur, Stettin, Gutenberg-Str. 11 I.
- Hein, Th., Rechnungsrat im Reichs-Marine-Amt, Charlottenburg, Kantstr. 68 I.
- Heinen, staatl. gepr. Bauführer, Betriebs-²⁶⁰ Ingenieur der Werft Klawitter, Danzig, Langgarten 48—50.
- Heitmann, Johs., Schiffbau-Ingenieur, Ham-burg, St. G., Langereihe 112 pt.
- Heitmann, Ludwig, Betriebsingenieur, Stettin, Gartenstr. 11a.
- van Helden, H., Oberinspektor der Holland-Amerika-Linie, Rotterdam 78 West Zeedyk.
- Heldt, Karl, Schiffbauingenieur, Kiel, Herzog Friedrichstr. 28.
- Hellemans, Thomas Nikolaus, Schiffsm.-²⁶⁵ Ingenieur, Dessau, Werderstr. 10.
- Helling, Wilhelm, Oberingenieur, Gr.-Flott-beck b. Altona, Grottenstr. 9.
- Hemann, Marine-Schiffbaumeister Wil-helmshaven, Wallstr. 27.
- Hempe, Gust., Oberingenieur, Steglitz bei Berlin, Grunewaldstr. 5.
- Henke, Gust., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Elbing, Weingarten 3.
- Hering, Geh. Konstr.-Sekretär im Reichs-²⁷⁰ Marine-Amt, Zehlendorf, Beerenstr. 39.
- Herrmann, Hugo, k. u. k. Maschinenbau-Oberingenieur 2. Kl., Wien, k. k. u. Reichs-kriegsministerium, Marinesektion.
- Herner, H., Diplom-Schiffbau-Ingenieur, Oberlehrer an der Königl. höheren Schiff- und Maschinenbauschule, Kiel, Holtenuer Str. 157.
- Herzberg, Emil, Maschinen-Inspektor, Ex-pert für Lloyds Register, Stettin, Boll-²⁷⁵ werk 12—14.
- Hildebrandt, Hermann, Schiffbau-Ober-ingenieur der Joh. C. Tecklenborg Akt.-Ges., Geestemünde, Hafenstr. 30.
- Hildebrandt, Max, Schiffsmaschinenbau-²⁷⁵ Ingenieur, Stettin, Stettiner Maschinenbau A.-G. „Vulkan“.

- Hildenbrand, Carl, Oberingenieur, Bremen, Werft-Str. 24.
- Hinrichsen, Henning, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Werft von F. Schichau, Elbing.
- Hitzler, Th., Schiffbau-Ingenieur, Schiffswerft Hamburg-Veddel.
- Hoch, Johannes, I. Konstrukteur für Schiffsmaschinenbau, Cosel bei Breslau No. 4 b.
- ²⁸⁰ Hoefs, Fritz, Oberingenieur, Cassel, Hohenzollernstr. 137^{1/2}.
- Hoffmann, W., Betriebsingenieur der Werft von Blohm & Voß, Hamburg, Lappenbergsallee 23 II.
- Hohn, Theodor, Schiffsmaschinenbau-Ing., Roßlau, Dessauer Str. 47.
- Holthusen, Wilh., Ober-Ingenieur, Hamburg-Steinwärder, Ellerholzdamm, Norderwerft (R. Holtz).
- Holtz, R., Werftbesitzer, Harburg a. E.
- ²⁸⁵ 't Hooft, J., Oberingenieur der Königl. Niederländischen Marine, s'Gravenhage, Rivuwstraat 185.
- Hölzermann, Fr., Marine - Oberbaurat und Schiffbau - Betriebsdirektor, Danzig, Langfuhr, Jäschenthalerweg 26.
- Horn, Fritz, Dr.-Ing., Schiffbau - Dipl. - Ing., Kiel, Jahnstrasse 9.
- Hossfeld, P., Geheimer Oberbaurat und vortragender Rat im Reichs-Marine-Amt, Berlin W. 15, Pariserstr. 38.
- Howaldt, Georg, Ingenieur, Berlin-Wilmersdorf, Xantener Str. 20.
- ²⁹⁰ 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.
- Hutzfeldt M., Prokurist, Kiel-Wellingsdorf, Wehdenweg 26.
- Ilgenstein, Ernst, Schiffbau - Ingenieur, Charlottenburg, Knesebeckstr. 2.
- Isakson, Albert, Schiffbau-Ingenieur, Inspektor des Brit. Lloyd, 34 Skeppsbron, Stockholm.
- Jaborg, Georg, Marine - Maschinen - Baumeister, Wilhelmshaven, Kaiserl. Werft.
- ²⁹⁵ Jacob, Oskar, Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Harkutsch-Str. 15.
- Jacobsen, Waldemar, Oberingenieur, Bergsunds Mek. Verkstads A. B., Stockholm.
- Jaeger, Johs., Geheimer Ober-Baurat a. D., Halle a. S., Richard-Wagner-Str. 40.
- Jahn, Gottlieb, Dipl.-Ing., Kiel, Göthestr. 8 pt.
- Jahnel, A., Schiffbau-Oberingenieur, Vereinigte Elbschiffahrts-Gesellschaft, Radebeul b. Dresden, Bismarck-Str. 5.
- Jänecke, Carl, Schiffbau-Ingenieur, Danzig, ³⁰⁰ Pfefferstadt 72.
- Janke, Paul, Marine - Baurat und Schiffbau-Betriebsdirektor a. D., Danzig.
- Jansson, H., Ingenieur, Bremen, Am Wall 114 II.
- Jappe, Fr., Betriebs - Ingenieur, Hamburg, Schanzenstr. 79.
- Jensen, Alb., Schiffbau - Ingenieur, Oliva (Westpr.), Georg-Str. 10.
- Johannsen, F., Schiffbau - Ingenieur, Kiel- ³⁰⁵ Wellingsdorf, Wehdenweg 20.
- Johannsen, W., Schiffbaumeister, Direktor der Danziger Schiffswerft und Maschinenbauanstalt Johannsen & Co., Danzig.
- Johansen, P. C. W., Schiffbau-Ingenieur, Flensburg, Bauer Land-Str. 11 I.
- Johns, H. E., Ingenieur, Hamburg, Admiraltäts-Str. 37 pt.
- Johnson, Alex A., Schiffbau-Ingenieur, Newcastle on Tyne, Sandhill 14.
- Judaschke, Franz, Schiffbau - Ingenieur, ³¹⁰ Stettin, Prutzstr. 9.
- Jülicher, Ad., Schiffbau-Ingenieur, Kiel, Schloßstr. 2-8.
- Jungclaus, E. W., Besichtiger des Germ. Lloyd, Bremerhaven.
- Just, Curt, Kaiserlicher Marine-Schiffbaumeister, Halensee, Paulsborner Str. 9.
- Justus, Ph. Thr., Ingenieur und Direktor der Norddeutschen Maschinen- und Armaturenfabrik, Bremen.
- Kagerbauer, Ernst, k. und k. Schiffbau- ³¹⁵ Oberingenieur II. Kl. a. D., schiffbautechnischer Konsulent d. k. k. Seebehörde in Triest, Via Dei Giustinelli Nr. 1a.
- Karstens, Paul, Ingenieur, Altona, Friedhofstrasse 15.
- Kasten, Max, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg-Harvestehude, Brahms-Allee 123.
- Keiller, James, Oberingenieur, Göteborg.

- Kell, W., Schiffsmaschinenbau - Ingenieur, Stettin, Birkenallee 3.
- ³²⁰ Kenter, Max, Marine - Baurat, Baubeaufsichtiger bei den Howaldts-Werken, Kiel.
- Kernke, Fritz, Marine - Schiffbaumeister, Berlin W. 30, Freisinger-Str. 2.
- Keuffel, Aug., stellv. Direktor der Act.-Ges. „Weser“, Bremen, Lützowerstr. 10.
- Kiel, Karl, Ingenieur, Stettin - Bredow, Stettiner Maschinenbau-A.-G. „Vulkan“.
- Kienappel, Karl, Betriebs-Ingenieur, Elbing, Brandenburger Str. 10 I.
- ³²⁵ Kiepke, Ernst, Maschinen-Ingenieur, Stettin, Bredow, „Vulcan“.
- Killat, Techn. Sekretär, Friedenau, Kaiserallee 142.
- Kindermann, B., Regierungs- und Baurat, Mitglied des Kaiserl. Schiffsvermessungsamtes, Friedenau bei Berlin, Frege-Straße 72.
- Kirberg, Friedrich, Konstr.-Sekretär, Steglitz, Ring-Str. 57.
- Klagemann, Johannes, Marine - Baurat, Wilmersdorf, Hohenzollerndamm 197.
- ³³⁰ Klamroth, Gerhard, Professor, Marine-Oberbaurat und Maschinenbau-Betriebsdirektor, Kiel, Düvelsbekerweg 19.
- Klatte, Johs., Schiffbau-Ingenieur, i. Fa. J. H. N. Wichhorst, Hamburg, Mundsburgerdamm 18.
- Klawitter, Fritz, Ingenieur u. Werftbesitzer, Danzig, i. F. J. W. Klawitter, Danzig.
- Kleen, J., Ingenieur, Hamburg - Hamm, Landwehr-Str. 81.
- Klein, Karl, Betriebs - Ingenieur, Danzig, Schichau-Werft.
- ³³⁵ Kluge, Otto, Marine-Baurat, Kiel, Jägersberg 19a.
- Knaffl, A., Ingenieur, Dresden-A., Bendenmann-Str. 13.
- Knappe, H., Maschinenbau-Direktor, Neptunwerft, Rostock.
- Knauer, W., Oberingenieur und Prokurist des Bremer Vulkans, Vegesack.
- v. Knobloch, Schiffbau - Ingenieur, Kiel-Gaarden, Mulus-Str. 12.
- ³⁴⁰ Knorr, Paul, Ingenieur u. Oberlehrer an der Königl. höheren Schiff- u. Maschinenbau-Schule, Kiel, Schiller-Str. 15.
- Knudsen, Ivar, Direktor der Firma Burmeister & Wain's, Kopenhagen.
- Koch, Ernst, Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Am Logengarten 6.
- Koch, Karly, Oberingenieur der Ottensener Maschinenfabrik, Altona (Elbe).
- Koch, Joh., Ingenieur, Dietrichsdorf b. Kiel.
- Koch, W., Ing., Lübeck, K. Friedrich-Platz 25. ³⁴⁵
- Köhler, Albert, Marine - Maschinen - Baumeister, Wilhelmshaven, Mittelstr. 4 II.
- Köhn von Jaski, Th., Geheimer Marine-Baurat und Maschinenbau-Direktor, Kiel-Gaarden, Dienstwohngebäude I, Kaiserliche Werft.
- Kolbe, Chr., Werftbesitzer, Wellingdorf b. Kiel.
- Kolkmann, J., Schiffsmaschinenb.-Ingenieur, Elbing, Schiffbauplatz 2.
- Konow, K., Marine-Oberbaurat und Schiff- ³⁵⁰ bau - Betriebsdirektor, Charlottenburg, Fasanen-Str. 11.
- Kopp, Herm., Schiffbau - Betriebsdirektor, Kiel, Jägersberg 15.
- Körner, Paul, Ingenieur, Langfuhr, Marienstraße 9.
- Köser, I., Ingenieur, i. Fa. I. H. N. Wichhorst, Hamburg, Kl. Grasbrook.
- Kraft de la Saulx, Ritter Johann, Dr. Jug., Chef-Ingenieur der Gesellschaft John Cockerill, Seraing.
- Kraft, Ernest A., Diplom-Ingenieur und ³⁵⁵ Konstrukteur, Budapest 56, Danubius-Werfte.
- Krainer, Paul, Ordentl. Professor a. d. Königl. Techn. Hochschule Berlin, Charlottenburg, Leibniz-Str. 55.
- Kramer, Fritz, Ingenieur, Stettin, Pölitzerstraße 22.
- Kramer, Oberingenieur, Kiel, Forstweg 39.
- Krell, H., Marine-Oberbaurat u. Maschinenbau - Betriebsdirektor, Kiel, Kaiserliche Werft.
- Kretschmer, Otto, Professor, Charlotten- ³⁶⁰ burg, Stuttgarter Platz 21.
- Kretzschmar, F., Schiffbau - Ingenieur bei Escher, Wyss & Cie., Zürich, Sonnegasse 72.
- Krieger, Ed., Geheimer Marinebaurat, Lehrer an der Marineschule. Flensburg, Moltkestr. 29.

- Kristanz, Hermann, Ingenieur, Hamburg 30, Wrangel-Str. 89 I.
- Krohn, Heinrich, Schiffbau - Ingenieur, Bremen, Werft-Str. 124 g.
- ³⁶⁵ Krüger, C., Direktor, Hamburg 24, Reiherstieg-Schiffswerfte und Maschinenfabrik.
- Krüger, Hans, Marine-Maschinenbaumeister a. D., Berlin W. 9, Potsdamer Str. 127/128.
- Krüger, Gustav, Ingenieur bei Blohm & Voß, Hamburg 4, Wilhelminenstr. 15.
- Krumreich, Konstr.-Sekretär im R. M. A., Friedenau b. Berlin, Schmargendorfer Strasse 11.
- Kruth, Paul, Masch.-Ingenieur, Hamburg 30, Eppendorfer Weg 265 III.
- ³⁷⁰ Kuck, Franz, Marine-Oberbaurat u. Schiffbau-Betriebsdirektor, Wilhelmshaven, Kaiserl. Werft.
- Kühn, Richard, Diplom-Schiffbau-Ingenieur, Geestemünde, Am Deich 18.
- Kühne, Ernst, Ingenieur, Bremen, Kaiserstraße 12.
- Kühnke, Marine - Schiffsbaumeister, Kiel, Düppel-Str. 54.
- Kunert, Leo, Oberingenieur, Triest, Stabilimento Tecnico Triestino.
- ³⁷⁵ Kuschel, W., Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Grabower Str. 6 II.
- Laas, Walter, Professor für Schiffbau an der Königl. Techn. Hochschule, Charlottenburg, Technische Hochschule.
- Lake, Simon, Naval Architect, Carlton House, Waterloo Place, London.
- Lampe, Marine-Schiffbaumeister, Wilhelmshaven, Kaiserl. Werft.
- Lange, Alfred, Dipl.-Ing., Schiffbau-Betriebs-Ingenieur, Kiel, Geibelplatz 2.
- ³⁸⁰ Lange, Heinrich, Schiffbauingenieur, Blankenese b. Altona, Friedrichstr. 10.
- Lange, Johs., Diplom-Ingenieur, techn. Hilfsarbeiter im Reichs-Marine-Amt, Charlottenburg, Galvanistr. 18.
- Lange, J. W., Ingenieur, Direktor der Schiffswerft und Maschinenfabrik Akt. - Ges. vorm. Lange & Sohn, Riga.
- Lange, Leo, Betriebs-Ingenieur der Schiffswerft und Maschinenfabrik Akt.-Ges. vorm. Lange & Sohn, Riga, Schiffer-Str. 44.
- Larsen, Herluf, Schiffbauingenieur, Flensburg, Burgfried 11.
- Laudahn, Wilhelm, Marine-Maschinenbaumeister, Grunewald, Gill-Str. 2a. ³⁸⁵
- Läzer, Max, Schiffbau-Ingenieur, Kiel-Gaarden, Germaniawerft.
- Lechner, E., Marine-Baumeister a. D., Generaldirektor, Köln - Bayenthal, Alteburger Str. 357.
- Leentvaar, W. E., Schiffbauingenieur, Betriebschef, Dortmund, Neuer Graben 40 I.
- Lehmann, Martin, Geheimer Marine-Baurat a. D., Düsseldorf, Herderstr. 5.
- Lehr, Julius, Regierungs-Baumeister a. D., ³⁹⁰ Berlin W. 35, Potsdamer Str. 17.
- Leist, Carl, Professor a. d. Technischen Hochschule, Berlin W. 15, Fasanen-Str. 63.
- Lempelius, Ove, Dipl.-Ingenieur, Flensburg, Werftstr. 1.
- Leucke, Otto, Dr. phil, Dipl.-Ingenieur, Rostock i. M., St. Georgstr. 26.
- Leux, Carl, Schiffbau-Direktor, Prokurist bei F. Schichau, Elbing.
- Leux, Ferdinand, Boot- und Yachtwerft, ³⁹⁵ Frankfurt a. M.-Niederrad.
- Libbertz, Otto, Generaldirektor, Hamburg 37, Brahmsallee 47.
- Liddell, Arthur R., Schiffbau - Ingenieur, Charlottenburg, Herder-Str. 14.
- Lilliehöök, H. H., Chef-Konstrukteur der Kgl. Schwed. Marine, Stockholm, Linnégatan 22.
- Lienau, Otto, Professor, Diplom-Ingenieur, Danzig, Technische Hochschule.
- Lindfors, A. H., Ingenieur, Göteborg, ⁴⁰⁰ Skeppsbron 4.
- Lipkow, Herm., Ingenieur, Roßlau a. E., Dessauer Str. 47.
- Lippold, Fr., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Osterstr. 20 III.
- Löflund, Walter, Marine-Schiffbaumeister, Danzig, Kaiserl. Werft.
- Löfstrand, Gust. L., Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Gustav-Adolf-Str. 5.
- Lorenz, Karl, Geh. Konstruktions-Sekretär, ⁴⁰⁵ Friedenau, Eschen-Str. 3.

- Lorenzen, L., Ingenieur bei Blohm & Voß, Altona, Cirkusstr. 7.
- Lösche, Joh., Marine-Baurat, Wilhelmshaven, Kaiserl. Werft.
- Losehand, Fritz, Maschinen-Ingenieur, Kiel, Germania-Werft.
- Lottmann, Marine-Baumeister, Berlin W. 50, Nachod-Str. 11.
- ⁴¹⁰ Luehrs, Daniel, M., Oberingenieur, i. Fa. Mc. Creery Engineering Co., Toledo, Ohio, Nord-Amerika, 410, Y. M. C. A.
- Ludewig, Otto, jr., Schiffbaumeister, Rostock, Schiffswerft beim Wendentor.
- Ludwig, Emil, Ingenieur, Stettin, Kronenhofstraße 16.
- Lundholm, O. E., Professor d. Königl. Techn. Hochschule, Stockholm, Thulegatan 27.
- Lühring, F. W. Mitinhaber. d. Fa. C. Lühring, Schiffswerft, Kirchhammelwarden a. d. Weser.
- ⁴¹⁵ Mainzer, Bruno, Schiffbau-Ingenieur, Königsberg i. Pr., Börsenstr. 17.
- Malisius, Paul, Marine-Baurat, Bremen, Stephanitorssteinweg 9.
- Marseille, Theo, Diplom-Ingenieur, Schiffswerft, Cöln-Deutz, Cöln a. Rh., Rheingasse 16.
- Martens, Rud., Marine-Baurat, Berlin W. 50, Augsburger Str. 60 II.
- Matthaei, Wilhelm, O., Dr. Ing., Charlottenburg, Galvani-Str. 7.
- ⁴²⁰ Matthiessen, Paul, Schiffbau - Betriebsingenieur der Stettiner Maschinenbau-Akt.-Ges. „Vulcan“, Hamburger Niederlassung, Hamburg 19, Alardusstr. 8.
- Mau, Wilhelm, Diplom-Ingenieur, Kiel, Fleethorn 49, pt.
- 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.
- ⁴²⁵ Mehlhorn, Alfred, Oberingenieur u. Prokurist d. Howaldts-Werke, Neumühlen-Dietrichsdorf, Katharinen-Str. 3.
- Mehrtens, Otto, Schiffbau-Ingenieur, Kiel, Niemansweg 23.
- Meier, B., Schiffbau-Ingenieur, Kiel-Gaarden, Fried. Krupp A. G. Germaniawerft.
- Meier, Bruno, Schiffbau-Ingenieur, Stettin-Bredow, Derfflinger-Str. 20.
- Meifort, Joh., Direktor der Dresdener Masch.-Fabr. u. Schiffswerft-Akt.-Ges., Uebigau.
- Meinke, Aug., Ingenieur, Kiel, Königsweg 29. ⁴³⁰
- Meldahl, K. G., Schiffbau - Direktor der Frederiksstad mek. Verksted, Frederikstad, Norwegen.
- Menier, Gaston, Zivilingenieur, Paris, Rue de Châteaudun 15.
- Menke, Hermann, Ingenieur, Stettin, Birken-Allee 18, II.
- Mennicken, E., Geh. Konstruktions-Sekretär, Steglitz, Stubenrauchplatz 3, I.
- Mentz, Walter, Professor an der Königl. ⁴³⁵ Techn. Hochschule Danzig—Langfuhr, Friedenssteg 5.
- Merten, Paul, Ingenieur, Hamburg, Kloster-tor 3.
- Methling, Kaiserlicher Marinebaurat, Berlin W. 30, Heilbronner Strasse 2.
- Meyer, Bernhard, Diplom-Ingenieur, Papenburg.
- Meyer, C., Dipl.-Ing., Hamburg, Banks-Str. 44.
- Meyer, F., Schiffbau - Ingenieur, Danzig, ⁴⁴⁰ Schichau-Werft.
- Meyer, Franz, Jos., Schiffbau - Ingenieur, i. Fa. Jos. L. Meyer, Papenburg.
- Meyer, H., Dipl.-Ing., Altona a. E., Poststr. 16.
- Meyer, Johs., Marine-Schiffbaumeister, Bau-beaufsichtigender bei der Werft der Akt.-Ges. Vulkan in Hamburg.
- Meyer, Jos. L., Schiffbaumeister, Papenburg.
- Michael, Alfred, Oberingenieur, Bremen, ⁴⁴⁵ 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., Breslau 17, Werft Caesar Wollheim.
- Misch, Ernst, Zivil-Ingenieur, Gr.-Lichterfelde West, Karl-Str. 32.
- Misdorf, J., Direktor der Stettiner Oderwerke, ⁴⁵⁰ Grabow a. O., Burg-Str. 11.
- Mladiáta, A. Johannes, k. u. k. Marine-Schiffbau - Ingenieur, Pola, Oesterreich, via Kandler 76 I.
- Mohr, Marine - Maschinenbaumeister, Kiel, Kaiserl. Werft, Holtener Str. 129.

- Mölle, Geh. Konstr.-Sekretär, Nowawes, Scharnhorst-Str. 20.
- Möllenberg, E., Dipl.-Ing., Kiel, Körner Str. 10.
- ⁴⁵⁵ Möller, J., Schiffbaumeister, Rostock, Friedrich-Franz-Str. 36.
- Möller, W., Ingenieur der Vulkan-Werft, Elbhof, Hamburg.
- Morin, Silvius, k. u. k. Schiffbau-Oberingenieur 3. Kl., Wien, k. u. k. Reichs-Kriegsministerium, Marinesektion.
- Mötting, Emil, Ingenieur, Dampfschiffahrts-Gesellschaft Argo, Bremen.
- Müller, August, Marinebaurat, Reichsmarineamt, Berlin W. 30, Landshuter Str. 2.
- ⁴⁶⁰ Müller, A. C. Th., Oberingenieur und Prokurist der Firma F. Schichau, Elbing.
- Müller, Carl, Schiffbau-Ingenieur, Abteilungsvorsteher des Germanischen Lloyd, Berlin NW. 40, Alsen-Str. 12.
- Müller, Ernst, Professor, Diplom-Schiffbau-Ingenieur, Oberlehrer am Technikum Bremen, Rhein-Str. 6 pt.
- Müller, Gust., Schiffbau-Ingenieur, Kiel, Unter-Str. 30.
- Müller, Johannes, Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Pölitzer Str. 83.
- ⁴⁶⁵ Müller, Kurt, Marine-Schiffbaumeister, Kiel, Kaiserliche Werft.
- Müller, Paul, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Wilhelmshaven, Roon-Str. 63 I.
- Müller, Rich., Marine-Oberbaurat und Maschinenbau-Betriebsdirektor, Friedenau, Wagnerplatz 7.
- Mugler, Julius, Marine-Baurat, Langfuhr b. Danzig.
- Nagel, Joh. Theod., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Hamburg, Schäfer-Str. 30.
- ⁴⁷⁰ Nawatzki, V., Direktor des Bremer Vulkan, Vegesack.
- Neudeck, Georg, Marine-Baumeister a. D. u. Direktor der marineteknischen Abt. der Gebr. Körting A.-G., Kiel, Kirchhofsallee 1.
- Neugebohrn, Carl, Dr.-Ing., Stettin, Pölitzer Str. 24.
- Neukirch, Fr., Zivilingenieur, Maschineninspektor des Germanischen Lloyd, Bremen, Dobben 17.
- Neumann, W., Marine-Baurat, Wilhelmshaven, Markt-Str. 45.
- Neumeyer, W., Ingenieur, Bremen, Lortzing-⁴⁷⁵ Str. 24.
- Nitsch, Josef, Schiffsmaschinenbau-Ingen., Roßlau, Hainicht-Str. 8a.
- Nixdorf, Osw., Betriebsingenieur des Nordd. Lloyd, Bremerhaven, Bremer Str. 8.
- Nordhausen, Fr., Schiffbau-Oberingenieur, Hamburg-Hamm, Jordan-Str. 25.
- Nott, W., Geheimer Marine-Baurat und Maschinenbau-Direktor, Wilhelmshaven, Kaiserl. Werft.
- Novotny, Theodor, k. u. k. Schiffbau-Ober-⁴⁸⁰ingenieur I. Kl., Triest, via Giustinelli 1A.
- Oeding, Gustav, Lloydinspektor, Bremerhaven, Schleusen-Str. 3.
- Oertz, Max, Jacht-Konstrukteur, Neuhof am Reiherstieg, Hamburg.
- Oesten, Karl, Schiffbau-Ingenieur, Danzig-Langfuhr, Hermannshöfer Weg 2 II.
- Oestmann, C. H., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Elbing, Königsberger-Str. 14 I.
- Orbanowski, Kurt, Diplom-Ingenieur,⁴⁸⁵ Gr. Flottbeck, Schiller-Str. 8.
- Ortlepp, Max W., Schiffbau-Ingenieur, Elbing, Sonnen-Str. 76 pt.
- Otto, H., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg St. P., Annen-Str. 18.
- Otto, Hugo, Maschinenbau-Ingenieur, Kiel, Schützenwall 43.
- Overbeck, Paul, Schiffbau-Ingenieur, Oslebshausen b. Bremen.
- Pagel, Carl, Professor, Techn. Direktor des⁴⁹⁰ Germanischen Lloyd, Dahlem bei Berlin, Arnim-Allee 2.
- Palm, Wilhelm, k. u. k. Schiffbau-Oberingenieur 1. Klasse, Wien, k. u. k. Reichs-Kriegsministerium, Marinesektion.
- 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,⁴⁹⁵ Berlin-Friedenau, Bachestr. 2.
- Peters, Franz, Mannheim, Schiffs- u. Maschinenbau-A.-G. Mannheim.

- Peters, Karl, Ingenieur, Kiel, Sophienblatt 64.
 Petersen, Ernst, Ingenieur, Kiel, Lornsen-Str. 37 II.
 Petersen, Martin, Ingenieur, Kiel, Metz-Str. 46, III r.
 500 Petersen, Otto, Marine-Baurat, Wilhelmshaven, Kaiserl. Werft.
 Petzold, Waldemar, Schiffbau-Ingenieur, Lübeck, Israelsdorfer Allee 25.
 Peuss, Franz, Schiffbau-Ingenieur, Bremen, Schierkerstr. 27.
 Pfeiffer, Adolf, Schiffbau-Ingenieur, Brandenburg a. H., Jakob-Str. 25.
 Pietzker, Felix, Marine-Baumeister, Wilmsdorf, Kaiserallee 159.
 505 Pihlgren, Johan, vorm. Schiffbaudirektor der Kgl. Schwed. Marine, Ministerialdirektor, Stockholm, Banérgatan 4.
 Pilatus, Rich., Marine-Oberbaurat u. Schiffbau-Betriebsdirektor, Wilhelmshaven, Kaiserl. Werft.
 Pitzinger, Franz, k. u. k. Oberster Schiffbau-Ingenieur, Marinetechnisches Komitee, Pola.
 Plehn, Marine-Ober-Baurat u. Maschinenbau-Betriebsdirektor, Wilhelmshaven, Wall-Str. 16.
 Poeschmann, C. R., Direktor der Howaldtswerke, Kiel.
 510 Pohl, Robert, Glücksburg, Ostsee.
 Pophanken, Dietrich, Marine-Baurat, Wilhelmshaven, Kaiserl. Werft.
 Popper, Siegfried, k. und k. General-Ingenieur i. P., Triest, Stabilimento tecnico.
 Potyka, Ernst, Schiffbau-Betriebsingenieur, Dietrichsdorf b. Kiel, Heikendorferweg 35.
 Praetorius, Paul, Dr. Ing., Marine-Baumeister, Kiel, Insp. des Torpedowesens.
 515 Presse, Paul, Marine-Baurat, Kiel, Feld-Str. 90.
 Pröhl, A., Betriebs-Ingenieur, Danzig, Schichau-Werft.
 Pröll, Arthur, Dr. Ing., Privatdozent a. d. Techn. Hochschule, Danzig-Langfuhr, Haupt-Str. 5.
 Prusse, G., Schiffbau-Ingenieur, Kiel, Lerchen-Str. 20.
 Raabe, G., Marine-Maschinenbaumeister, Wilhelmshaven, Bülow-Str. 1a.
 520 Raben, Friedr., Schiffbaumeister a. D., Hamburg, Innocentia-Str. 21.
 v. Radinger, Carl Edler, Ingenieur, Wellingsdorf b. Kiel, Wehdenweg 18.
 Radmann, J., Schiffbau-Ingenieur, Gr.-Flottbeck, Grotten-Str. 2.
 Rahn, F. W., Schiffbau-Ingenieur, Kiel, Lornsen-Str. 69.
 Rammetsteiner, Moritz, k. u. k. Maschinenbau-Oberingenieur I. Kl., Pola, Marine-technisches Komitee.
 Rappard, J. H., Oberingenieur der Königl. 525 Niederländischen Marine, Hellevoetsluis.
 Rath, Konstr.-Sekretär, Steglitz, Schloß-Str. 17.
 Rea, Harry E., Manager of Messrs. Iwan, Hunter & Wigham Richardson, Ltd., WallSENDON-Tyne, Northumberland, England.
 Rechea, Miguel, Ingeniero Naval, Ferrol, Real 145, Espagne.
 Reeh, Viktor, k. u. k. Maschinen-Oberingenieur I. Klasse, Wien, Reichskriegsministerium, Marinesektion.
 Reichert, Gustav, Diplom-Ingenieur, Vege- 530 sack, Grenz-Str. 6.
 Reimers, H., Marine-Oberbaurat und Schiffbau-Betriebsdirektor, Düsseldorf, Marine-Abnahme-Amt.
 Reitz, Th., Marine-Oberbaurat u. Maschinenbau-Betriebsdirektor, Berlin-Halensee, Joachim-Friedrich-Str. 16.
 Renner, Felix, Dipl.-Ing., Maschinen-Ingenieur, Hamburg XIII, Grindelallee 100.
 Richmond, F. R., Direktor, i. Fa. G. & J. Weir Ltd., Holm-Foundry, Cathcart bei Glasgow.
 Richter, Otto, Schiffbau-Ing., Bremen 13 535 Gröpelinger Chaussee 413.
 Riechers, Carl, Betriebs-Ingenieur i. Fa. F. Schichau, Elbing i. Westpr., Kalkscheunenstr. 9.
 Rieck, John, Ingenieur, Mitinhaber der Werft von Heinr. Brandenburg, Hamburg-Eimsbüttel, Tornquist-Str. 32.
 Rieck, Rud., Ingenieur, Hamburg, Hayn-Str. 26.
 Riehn, W., Geh. Regierungsrat u. Professor, Hannover, Taubenfeld 19.
 Rieppel, Paul, Dr. Ing., Hamburg, Woldsen- 540 weg 13.
 Riess, O., Dr. phil., Geheimer Regierungsrat, Berlin W, Kaiserin-Augusta-Str. 23.

- Rodiek, Otto, Maschinenbau-Ingenieur der Fried. Krupp A.-G. Germaniawerft, Kiel, Am Wall 22b.
- Roedel, Georg, Schiffsmaschinenbau - Ingenieur, Germaniawerft, Kiel-Gaarden.
- Roellig, Martin, Marine-Baumeister, Berlin-Halensee, Westfälische Str. 31 II.
- 15 Romberg, Friedrich, Professor a. d. Königl. Techn. Hochschule zu Berlin, Nikolasseeb. Berlin, Teutonia-Str. 20.
- Rosenberg, Conr., Maschinenbau-Oberingenieur, Geestemünde, Joh. C. Tecklenborg, Akt.-Ges.
- Rosenbusch, Hermann, Ingenieur, Elbing, i. Fa. F. Schichau.
- Rosenstiel, Rud., Direktor der Schiffswerft von Blohm & Voß, Hamburg, Jungfrauental 20.
- Roters, F., Ingenieur, Direktor d. Worthington & Blake Pumpen Comp. G. m. b. H., Charlottenburg, Giesebrechtstr. 1.
- 50 Roth, C., Zivilingenieur, Elbing, Westpr., Alter Markt 14.
- Rothardt, Otto, Schiffbau-Oberingenieur d. Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Ferdinand-Str. 58.
- Rothe, Rud., Maschinenbau-Ingenieur, Stett. Maschinenb.-Akt.-Ges. Vulcan, Bredow b. Stettin.
- Rother, Eugen, Oberingenieur, Mannheim, Schiffs- u. Maschinenbau-A.-G. Mannheim.
- Rottmann, Alf., Regierungsrat, Schiffbau-Ing., Hermsdorf b. Berlin, Stolper Str. 5.
- 15 Rudloff, Johs., Wirkl. Geheimer Oberbaurat und Professor, Berlin W 15, Konstanzer Str. 2.
- Runkwitz, Arthur, Maschinenbau-Ingenieur, Kiel, Harms-Str. 98 II.
- Rusch, Fr., Ober-Ingenieur, Papenburg, Bahnhof-Str.
- Rusitska, Fr., Ingenieur, Elbing, Brandenburger Str. 10.
- Sachse, Theodor, Ingenieur, Germaniawerft, Kiel-Gaarden.
- 20 Sachsenberg, Ewald, Dr. Ing., Cöln, Riehler-Str. 75 III.
- von Saenger, Wladimir, Ingenieur, Direktor der Société des Usines Poutiloff, St. Petersburg, Fontanka 17.
- Salfeld, Paul, Marine-Maschinenbaumeister, Kiel, Kaiserl. Werft, Francke-Str. 4.
- Sauberlich, Th., Direktor der J. Frerichs & Co. A.-G., Osterholz-Scharmbeck.
- Sartorius, Geh. Konstr.-Sekretär, Nowawes Heinestr. 7.
- Saßmann, Friedrich, Schiffbau-Ingenieur ⁵⁶⁵ b. Vulkan, Stettin, Langestr. 4.
- Schaefer, Karl, Ingenieur, Oliva bei Danzig, Heimstätte.
- Schalin, Hilding, Maschinenbau-Ingenieur, Göteborg, Mek. Werkstad.
- Schätzle, Jos. H., Ingenieur, Hamburg, i. Fa. Blohm & Voß.
- Schatzmann, Edwin, Kaiserl. Marine-Baumeister, Berlin W. 50, Fürtherstr. 12.
- Scheel, Wilhelm, Betriebs-Ingenieur, Ham- ⁵⁷⁰ burg 26, Meridian-Str. 11. Blohm & Voß.
- Scheitzger, Geh. Konstruktions - Sekretär, Friedenau, Kaiseralle 72.
- Scherbarth, Franz, Diplom-Schiffbau-Ingenieur, St. Petersburg, Putilow - Werke, Schiffbau-Abteilung.
- Scheurich, Th., Marine - Baurat, Kiel, Kaiserl. Werft.
- Schippmann, Heinrich, Ingenieur d. Akt.-Ges. „Weser“, Bremen, Kiel-Str. 14.
- Schirmer, C., Marine-Ober-Baurat u. Schiffb.- ⁵⁷⁵ Betriebsdirektor, Kiel, Niemannsweg 89.
- Schlichting, Marine - Schiffbaumeister, Berlin-Südende, Steglitzer Str. 37.
- Schlick, Otto, Dr. Ing., Konsul, Hamburg, Jungfernstieg 2.
- Schlie, Hans, Diplom-Ingenieur, Hamburg-Harvestehude, Klosterallee 102.
- Schlotterer, Julius, Fabrikdirektor, Augsburg, Eisenhammer Str. 25.
- Schlüter, Chr., Ingenieur, Stettiner Maschb.- ⁵⁸⁰ Akt.-Ges. Vulcan, Bredow.
- Schlueter, Fr., Marine-Bauinspektor a. D., Techn. Direktor der Röhrenkesselfabrik Dürr, Cöln, Teutoburgerstr. 27.
- Schmidt, Eugen, Marine - Oberbaurat und Schiffbau - Betriebsdirektor, Kiel, Bartelsallee 22.
- Schmidt, Heinrich, Marine - Baurat, Kiel, Schiller-Str. 8.
- Schmidt, Harry, Marine - Oberbaurat u. Schiffbau-Betriebsdirektor, Zehlendorf W., Grunewald-Allee 2 I.
- Schmidt, R., Dr. Ing., Konstrukteur d. A.-G. ⁵⁸⁵ „Weser“, Bremen, Utbremenstr. 149.

- Schnack, S., Ingenieur, Flensburg, Große-Str. 48.
- Schnapauff, Wilh., Professor, Rostock, Kehr wieder 4.
- Schneider, F., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg 21, Osterburg III.
- Schnell, J., Oberingenieur und Prokurist der Firma Franz Haniel & Co., Ruhrort.
- ⁵⁹⁰ Scholz, William, Diplom-Ingenieur, Hamburg 37, Parkallee 3.
- Schönemann, R., Dipl.-Ing., techn. Hilfsarbeiter im Reichs-Marine-Amt, Charlottenburg, Spree-Str. 2.
- Schönherr, Paul, Ingenieur, Germaniawerft, Kiel-Gaarden.
- Schreck, H., Ingenieur, Hamburg, Blohm & Voß.
- Schreiter, Marine-Maschinenbaumeister, Kiel, Kaiserl. Werft, Fichte-Str. 2.
- ⁵⁹⁵ 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, Ernst, Maschinenbau-Techniker, Elbing, Innerer Georgendamm 9.
- Schubert, E., Schiffbau-Ing., Werft von Heinr. Brandenburg, Hamburg-Steinwärder.
- ⁶⁰⁰ 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-Ingenieur, Werft von Joh. C. Tecklenborg, Akt.-Ges., Geestemünde.
- Schultz, Hans L., Ingenieur, Vegesack, Weser-Str. 30.
- Schultze, Ernst, Ing., Kiel, Martha-Str. 1.
- ⁶⁰⁵ Schulz, Bruno, Marine-Oberbaurat und Maschinenbau-Betriebsdirektor, Berlin-Wilmersdorf, Trautenauer Str. 14 I.
- Schulz, Carl, Ingenieur, Betriebschef der Kesselschmiede und Lokomotivenfabrik F. Schichau, Elbing, Trettinkenhof.
- Schulz, Paul, Maschinenbau-Betriebsingenieur, Bremerhaven, Cäcilien-Str. 12.
- Schulz, R., Direktor, Berlin NW 23, Flensburger Str. 2.
- Schulz, Rich., Ingenieur, Werft von F. Schichau, Danzig.
- Schulze, Bernhard, Ingenieur und Masch.-⁶¹⁰ Inspektor des Germanischen Lloyd, Düsseldorf, Wagner-Str. 29.
- Schulze, Fr. Franz, Ober-Inspektor und Chef der Schiffswerft der 1. k. k. priv. Donau-Dampfschiffahrts-Gesellschaft, Budapest II, Zsigmond utcza 24 II².
- Schumacher, C., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Bernhard-Str. 10.
- Schunke, Geheimer Regierungsrat, Vorstand des Kaiserl. Schiffs-Vermessungsamtes, Charlottenburg, Knesebeckstr. 28.
- Schürer, Friedrich, Marine-Schiffbaumeister Wilhelmshaven, Roon-Str. 74 b.
- Schütte, Joh., Professor für Schiffbau an der ⁶¹⁵ Königl. Techn. Hochschule, Danzig.
- Schütz, Kapitän zur See, Berlin, Reichsmarineamt.
- Schwartz, L., Direktor der Stett. Maschinenbau-Akt.-Ges. Vulcan, Stettin, Kronenhof-Str. 10 I.
- Schwarz, Tjard, Geheimer Marine-Baurat u. Schiffbaudirektor, Kiel, Kaiserl. Werft.
- Schwarzenberger, Georg, Betriebs-Ing. b. F. Schichau, Elbing, Schiffbau-Platz 1.
- Schwerdtfeger, Schiffbau-Oberingenieur, ⁶²⁰ bei J. W. Klawitter, Danzig.
- Schwiedeps, Hans, Zivilingenieur und Maschinen-Inspektor, Stettin, Bollwerk 12—14.
- Seide, Otto, Ingenieur, Bremen, Kiel-Str. 37.
- Seidler, Hugo, Ingenieur, Berlin-Dahlem, Gustav Meyerstr. Dreilinden.
- Sendker, Ludwig, Ober-Ing., Hamburg, 31, Collau-Str. 17 II.
- Severin, C., Oberingenieur, Breslau, Bären-⁶²⁵ Straße 23.
- Sichtau, Reinhold, Marine-Baurat, Wilhelmshaven, Peter-Str. 43.
- Sieg, Georg, Marine-Maschinenbaumeister, Berlin-Halensee, Kurfürstendamm 115.
- Sievers, C., Ingenieur, Hamburg, Eppendorfer Weg 99.
- Skalweit, Diplom-Ingenieur, Wilmersdorf, Mecklenburgische Str. 14, I. Eingang, III.
- Smitt, Erik, Schiffbau-Ingenieur, Bredow-⁶³⁰ Stettin, Vulcan.
- Sodemann, Rudolf, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Breitenfelder Str. 42.

- Södergren, Ernst, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Stettin, Birken-Allee 30.
- Soliani, Nabor, Direktor der Werft Gio Ansaldo, Armstrong & Co., Sestri Ponente.
- Sombeek, C., Oberingenieur u. Prokurist bei J. Frerichs & Co., A.-G., Einswarden i. O., Nordenhamm.
- ⁶³³ Sombeek, Karl, Schiffbau-Ingenieur der Woermannlinie, Hamburg, Landwehrstr. 31.
- Spieckermann, L., Ingenieur, Hamburg, Hafen-Str. 118 II.
- Spies, Marine-Schiffbaumeister, Wilhelmshaven, Mittel-Str. 4.
- Stach, Erich, Marine-Maschinenbaumeister, Berlin W 30, Münchener Str. 40 IV.
- Staeding, Hugo, Dipl.-Ing., Danzig, Gralath-Straße 9.
- ⁶⁴⁰ Stammel, J., Ingenieur, Hamburg, Hansa-Str. 19 I.
- Stauch, Adolf, Dr.-Ing., Oberingenieur und Prokurist 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, Gärtner-Str. 91.
- Steinbeck, Friedr., Ingenieur, Rostock, Patriotischer Weg 100.
- ⁶⁴⁵ Steiner, F., Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Giesebrecht-Str. 1.
- Stellter, Fr., Schiffbau-Ingenieur, Kiel, Harm-Str. 1.
- Sternberg, A., Konstr.-Sekretär, Berlin W 30, Winterfeldt-Str. 26.
- Stieghorst, Geh. Konstr.-Sekretär, Wilmsdorf, Weimarsche Str. 6.
- Stielau, Richard, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Oberlehrer an der Städt. Seemaschinenschule, Rostock, John-Brinkmann-Str. 10.
- ⁶⁵⁰ Stockhusen, Schiffbau-Ingenieur, Dietrichsdorf b. Kiel.
- Stöckmann, Otto, Geh. Konstr.-Sekretär, Berlin NW 87, Gotzkowsky-Str. 30 I.
- Stoll, Albert, Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Lange Str. 8.
- Stolz, E., Schiffbau-Ingenieur, Lübeck, Israelsdorfer Allee 22.
- Strache, A., Marine-Baurat, Kiel, Kaiserl. Werft.
- Strebel, Carlos, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Stettin, Kronenhof-Str. 17.
- Strehlow, Schiffbau-Diplom-Ingenieur, Kiel-Gaarden, Germaniawerft, Jahn-Str. 11.
- Strüver, Arnold, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur d. Nordd. Lloyd, Bremerhaven, Mittel-Str. 3a II.
- Stülcken, J. C., Schiffbaumeister, i. Fa. H. C. Stülcken Sohn, Hamburg-Steinwärder.
- Süchting, Wilhelm, Dipl.-Ing., Hamburg Blohm & Voß, Ise-Str. 65.
- Süssenguth, H., Marine-Baurat, Kiel, ⁶⁶⁰ Baubeaufs. bei Howaldts-Werken.
- Süssenguth, W., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Werft von F. Schichau, Elbing.
- Sütterlin, Georg, Oberingenieur der Werft von Blohm & Voß, Hamburg-Blankenese, Wedeler-Chaussee 92.
- Täge, Ad., Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Birken-Allee 12 III.
- Techel, H., Schiffbau-Ingenieur, Kiel, Wilhelminen-Str. 18.
- Teucher, J. S., Oberingenieur b. Burmeister ⁶⁶⁵ & Wains, Kopenhagen, Odeusegade 30.
- Thämer, Carl, Geh. Marine-Baurat und Maschinenbau-Direktor, Danzig-Langfuhr, Haupt-Str. 48.
- Thele, Walter, Dr.-Ing., Baumeister, Hamburg 14, Harburger Str.
- Thiel, Josef, k. und k. Schiffbau-Oberingenieur, a. D., Direktor der Stabilimento tecnico triestino, Triest.
- Thomas, H. E., Diplom-Ingenieur, Betriebsdirigent im Torpedo-Ressort der Kaiserlichen Werft, Kiel, Herder-Str. 3.
- Thomsen, Peter, Ober-Ing., Cassel, Herkules-Str. 9. ⁶⁷⁰
- Tonsa, Anton, k. u. k. Maschinenbau-Oberingenieur I. Kl., Maschinenbaudirektor des k. u. k. Seearsenals in 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, Friedenau, Südwest-Corso 74.

- 675 Trautwein, William, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Roßlau, Linden-Str. 13.
- Treplin, Wilhelm, Diplom-Schiffbau-Ingenieur, techn. Hilfsarbeiter im Reichsmarine-Amt, Berlin NW. 52, Paul-Str. 28.
- Troost, Joh. N., Schiffbaudirektor Harburg-Elbe, per Adr. Herrn Hafensinspektor Schneider.
- Truhlsen, H., Geheimer Baurat, Friedenau, Mosel-Str. 7.
- Trümmeler, Fritz, Inhaber d. Fa. W. & F. Trümmeler, Spezialfabrik für Schiffsausrüstungen usw., Mülheim a. Rh., Delbrücker-Str. 25.
- 680 Tuxen, J. C., Schiff- und Maschinenbau-Direktor, Orlogsvarttet, Kopenhagen.
- Ullrich, J., Civil-Ingenieur, Hamburg, Steinhöft 3 II.
- Unger, R., Direktor, Akt.-Ges. Weser, Bremen.
- Uthemann, Fr., Geh. Marine-Baurat und Maschinenbau-Direktor, Kiel, Feld-Str. 125.
- van Veen, J. S., Oberingenieur der Königl. Niederländischen Marine, Amsterdam.
- 685 Veith, R., Dr. Ing., Wirklicher Geheimer Oberbaurat und Abteilungschef im Reichsmarine-Amt, Berlin W. 50, Spichern-Strasse 23 II.
- v. Viebahn, Friedrich Wilhelm, Erster Ingenieur u. Prokurist d. Yachtwerft Max Oertz, Hamburg, Werder-Str. 7.
- Viereck, W., Ingenieur, Kiel, Wall 30a.
- Vivanco, de, Adolph, Dipl.-Ingenieur Essen-Ruhr, Huyssenstr. 9 II.
- Vogeler, H., Marine-Baurat, Kiel, Feld-Str. 16.
- 690 Vollert, Ph. O., Schiffbau-Ingenieur, Kiel, Samm-Str. 21.
- Vollmer, Franz, Schiffbau-Ober-Ingenieur, Stabilimento Tecnico Triestino, Schiffswerfte, Linz a. D.
- Voß, Ernst, i. Fa. Blohm & Voß, Hochkamp bei Kl.-Flottbeek, Holstein.
- Voß, Karl, Schiffsmaschinenbau - Ingenieur der A. E. G.-Turbinenfabrik, Pankow bei Berlin, Mühlen-Str. 2.
- Vossnack, Ernst, Professor für Schiffbau an der Techn. Hochschule zu Delft (Holland).
- 695 Wach, Hans, Dr. Ing., Obering. d. Fried. Krupp A. G. Germaniawerft, Kiel, Kleiststr. 19.
- Wagner, Rud., Dr. phil., Schiffsmaschinen-Ingenieur, Stettin, Kronenhof-Str. 5 pt.
- Wahl, Herm., Marine-Baurat, Hamburg, Hochallee 28.
- Walter, M., Schiffbau-Oberingenieur, Bremen Nordd. Lloyd, Zentralbureau.
- Walter, J. M., Ingenieur und Direktor, Berlin NW., Alt-Moabit 108.
- Walter, W., Schiffbau-Ingenieur, Grabow 700 a. O., Blumen-Str. 20—21.
- Wandesleben, Dipl.-Ing., Essen-Ruhr, Am Stadtgarten 16.
- Weidemann, H. S., Werftdirektor der Königl. Norwegischen Marine, Kristiania, Munke-damsveien 72.
- Weir, William, Direktor, i. Fa. G. & J. Weir Ltd., Holm-Foundry, Cathcart b. Glasgow.
- Weiss, Georg, Regierungsrat, Berlin SW., Patentamt.
- Weiss, Otto, Ingenieur, Halensee - Berlin, 705 Karlsruherstr. 2.
- Wencke, F. W., Schiffbau-Ingenieur, Geestemünde, Quer-Str. 3.
- Wendenburg, H., Marine-Schiffbaumeister, Tsingtau, China, Hafenpostamt.
- Werner, A., Schiffbau - Oberingenieur, Hamburg, Bundes-Str. 20.
- Westphal, Gustav, Schiffbau - Ingenieur, Kiel-Gaarden, Fried. Krupp A.-G. Germaniawerft, Bellmann-Str. 15.
- Wichmann, Marine - Bauführer, Wilhelms- 710 haven, Kaiserstr. 14 I.
- Wiebe, Ed., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Werft von F. Schichau, Elbing.
- Wiegand, V., Ingenieur, Danzig-Langfuhr, Haupt-Str. 91.
- Wiemann, Paul, Ingenieur und Werftbesitzer, Brandenburg a. H.
- Wiesinger, W., Geheimer Marine-Baurat und Schiffbaudirektor a. D., Hamburg, Agnes-Str. 28a.
- Wiesinger, W., Marine - Schiffbaumeister, 715 Kiel, Waitz-Str. 27.
- Wigand, Albert, Diplom-Ingenieur, Steglitz, Holsteinische Str. 32a.
- Wiking, And. Fr., Schiffbau-Ingenieur, Stockholm, Slußplan 63b.
- Willemsen, Friedrich, Schiffbau-Ingenieur und Besichtiger des Germanischen Lloyd, Düsseldorf, Kaiser-Wilhelm-Str. 38.

- William, Curt, Marine-Oberbaurat und Maschinenbau-Betriebsdirektor, Wilhelmshaven, Peter-Str. 43 III.
- ⁷²⁰ Wilson, Arthur, Schiffbau - Oberingenieur, Grabow a. O., Burg-Str. 11.
- Wimplinger, A., Diplom-Ingenieur, Kiel, Fleethorn-Str. 34.
- Winter, M., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Hamburg-St. P., Paulinen-Str. 16 III.
- Wippern, C., Inspektor des Norddeutschen Lloyd, Bremerhaven.
- Witte, Gust. Ad., Schiffbau-Ingenieur, Werft von Heinr. Brandenburg, Blankenese, Strandweg 80.
- ⁷²⁵ Wittmaak, H., Diplom-Ingenieur, techn. Hilfsarbeiter im Reichs-Marine-Amt, Zehlendorf, Bülow-Str. 1.
- Wittmann, Marine - Maschinenbaumeister, Wilhelmshaven, Kaiser-Str. 16, II.
- Wolff, Friedrich, Schiffbau-Ingen., Betriebsleiter der Rastatter Eisen- und Metall-Werke, Rastatt.
- Worsoe, W., Ingenieur, Germaniawerft, Kiel-Gaarden.
- Wulff, D., Ober-Inspektor der D. D. Ges. Hansa, Bremen, Altmann-Str. 34.
- ⁷³⁰ Wustrau, H., Marinebaumeister, 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. ⁷³⁵
- Zeltz, A., Schiffbau - Direktor, Akt. - Ges. „Weser“, Bremen, Olbers-Str. 12.
- Zetzmann, Ernst, Schiffbau-Oberingenieur und Prokurist der Akt. - Ges. „Weser“, Bremen, Lobbendorfer Str. 9.
- Zickerow, Karl, Schiffb.-Ing., Hamburg 13, Durchschnitt 19 I.
- Ziehl, Emil, Oberingenieur, Berlin-Weissensee, Langhans-Str. 128/131.
- Zilli ax, Richard, Schiffbau-Ingenieur, Stettin, ⁷⁴⁰ Deutsche Str. 66.
- Zimmer, A. H. A., Ingenieur, i. Fa. S. H. N. Wichhorst, Hamburg - Kl. Grasbrook, Aming-Str.
- Zimnic, Josef Oscar, k. und k. Maschinenbau-Oberingenieur III. Klasse, Budapest, Szobituczta 4.
- Zirn, Karl A., Direktor der Schiffswerft und Maschinenfabrik vorm. Janßen & Schmilinsky A.-G., Hamburg, Hochallee 119 II.
- Zöpf, Th., Schiffsmaschinenbau - Ingenieur der Schiffswerft und Maschinenfabrik Akt.-Ges. vorm. Lange & Sohn, Riga.

5. Mitglieder.

a) Lebenslängliche Mitglieder:

- ⁷⁴⁵ Achelis, Fr., Konsul, Vicepräsident des Norddeutschen Lloyd, Bremen, Am Dobben 25.
- Arnhold, Eduard, Geheimer Kommerzienrat, Berlin W., Französische Str. 60/61.
- Biermann, Leopold O. H., Künstler, Bremen, Blumenthalstr. 15.
- v. Borsig, Ernst, Kommerzienrat und Fabrikbesitzer, Berlin N., Chaussee-Str. 6.
- Boveri, W., i. Fa. Brown, Boveri & Cie., Baden (Schweiz).
- ⁷⁵⁰ Brüggmann, Wilh., Kommerzienrat, Hüttenbesitzer 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.
- Edge, 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. 28b. ⁷⁵⁵
- Forstmann, Erich, Kaufmann, i. Fa. Schulte & Schemmann und Schemmann & Forstmann, Hamburg, Neueburg 12.
- v. Guillaume, Max, Kommerzienrat, Köln, Apostelnkloster 23.

- Gutjahr, Louis, Kommerzienrat, Generaldirektor d. Badischen A.-G. f. Rheinschiffahrt u. Seetransport, Antwerpen.
- Harder, Hans, Ingenieur, Wannsee, Waltfari-Str. 34.
- ⁷⁶⁰ Heckmann, G., Königl. Baurat u. Fabrikbesitzer, Berlin W. 62, Maaßen-Str. 29.
- 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.
- Kannengießler, Louis, Geh. Kommerzienrat und Württembergischer Konsul, Mülheim a. d. Ruhr.
- ⁷⁶⁵ Karcher, Carl, Reeder, i. Fa. Raab, Karcher & Co., G. m. b. H., Mannheim P. 7. 15.
- Kessler, E., Direktor der Mannheimer Dampfschiffahrts-Gesellschaft, Mannheim, Parkring 27/29.
- Kiep, Johannes N., Kaiserl. Deutscher Konsul a. D., Ballenstedt-Harz, Haus Kiep.
- Knaudt, O., Hüttdirektor, Essen a. Ruhr, Julius-Str. 10.
- Küchen, Gerhard, Kommerzienrat, Mülheim a. d. Ruhr.
- ⁷⁷⁰ v. Linde, Carl, Dr., Dr. Ing., Geheimer Hofrat, Professor, Thalkirchen bei München.
- Loesener, Rob. E., Schiffsreeder, i. Fa. Rob. M. Sloman & Co., Hamburg, Alter Wall 20.
- Märklin, Ad., Kommerzienrat, Borsigwerk, Oberschlesien.
- Meister, C., Direktor der Mannheimer Dampfschiffahrts-Gesellschaft, Mannheim.
- Meuthen, Wilhelm, Direktor der Rheinschiffahrts-Aktien-Gesellschaft vorm. Fendel, Mannheim.
- ⁷⁷⁵ Moleschott, Carlo H., Ingenieur, Konsul der Niederlande, Rom, Via Volturmo 58.
- v. Oechelhaeuser, Wilh., Dr. Ing., Generaldirektor, Dessau.
- Oppenheim, Franz, Dr. phil., Fabrikdirektor, Wannsee, Friedrich-Carl-Str. 24.
- Palmié, Heinr., Kommerzienrat, Dresden-Altstadt, Hohe Str. 12.
- Pintsch, Albert, Fabrikbesitzer, Berlin O., Andreas-Str. 72/73.
- Pintsch, Julius, Geheimer Kommerzienrat, ⁷⁸⁰ Berlin W., Tiergarten-Str. 4a.
- Plate, Geo, Präsident des Norddeutschen Lloyd, Bremen.
- Ravené, Geheimer Kommerzienrat, Berlin C., Wall-Str. 5/8.
- Riedler, A., Dr. Ing., Geh. Regierungsrat und Professor, Charlottenburg, Königl. Techn. Hochschule.
- Ribbert, Julius, Kommerzienrat, Schöneberg b. Berlin, Eisenacher Str. 10.
- Rinne, H., Hüttdirektor, Essen a. Ruhr, ⁷⁸⁵ Kronprinzen-Str. 17.
- Roer, Paul G., Vorsitzender im Aufsichtsrate der Nordseewerke, Emdener Werft und Dock Aktien-Gesellschaft zu Emden, Bad Bentheim.
- 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, Dr. Ing., Berlin SW., Askanischer Platz 3.
- Simon, Felix, Rentier, Berlin W., Matthäi- ⁷⁹⁰ kirch-Str. 31.
- Siveking, Alfred, Dr. jur., Rechtsanwalt, Hamburg, Gr. Theater-Str. 35.
- Sinell, Emil, Ingenieur, Berlin W. 15, Kurfürstendamm 26.
- v. Skoda, Karl, Ingenieur, Pilsen, Ferdinand-Str. 10.
- Sloman, Fr. L., i. Fa. F. L. Sloman & Co., St. Petersburg, Wassili-Ostrow 2. Linie No. 13.
- Smidt, J., Konsul, Kaufmann, in Fa. Schröder, ⁷⁹⁵ 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, Meyer-Str. 60.
- Ulrich, R., Verwaltungs-Direktor des Germanischen Lloyd, Berlin NW., Alsen-Str. 12.
- Woermann, Ed., Konsul und Reeder, i. Fa. ⁸⁰⁰ C. Woermann, Hamburg, Gr. Reichenstr. 27.

b) Ordnungsmäßige Mitglieder:

- Abé, Rich., Ingenieur, Annen (Westf.).
- Abel, Rud., Geheimer Kommerzienrat, Stettin, Heumarkt 5.
- Ach, Narziß, Universitäts-Professor, Königsberg, Universität.
- Achgelis, H., Ingenieur u. Fabrikbesitzer, Geestemünde, Dock-Str. 9.
- ⁸⁰⁵ Ahlborn, Friedrich, Dr. phil., Professor, Oberlehrer, Hamburg 24, Mundsbürgerdamm 61 III.
- v. Ahlefeld, Vize-Admiral z. D., Exzellenz, Bremen, Contrescarpe 71.
- Ahlers, Karl, Kaufmann und Rheder, Bremen, Holzhafen.
- Ahlert, Kapitän z. See, Berlin W. 9, Reichsmarine-Amt.
- Ahlfeld, Hans, Elektroingenieur, Kiel, Hansa-Str. 46.
- ⁸¹⁰ Alexander-Katz, Bruno, Dr. jur., Patentanwalt, Berlin SW. 13, Neuenburger Str. 12.
- Amsinck, Arnold, Reeder, i. Fa. C. Woermann, Hamburg, Gr. Reichen-Str. 27.
- Amsinck, Th., Direktor der Hamburg-Südamerikan. Dampfschiffahrts-Gesellschaft, Hamburg, Holzbrücke 8 I.
- Anger, Paul, Ober-Ingenieur, Charlottenburg, Kant-Str. 105 III.
- * Ansoerge, Martin, Ingenieur, Berlin W. 9, Potsdamer Str. 127/128.
- ⁸¹⁵ Arenhold, L., Korvetten-Kapitän a. D., Marinemaler, Berlin W. 35, Hotel Bellevue.
- Arlt, C., Dr. Ing., Elektro-Ingenieur, Berlin W. 30, Elbholz-Str. 5 pt.
- v. Arnim, V., Admiral, à la Suite des Seeoffizierkorps, Exzellenz, Kiel.
- Asthöwer, Walter, Diplom-Ingenieur, Dortmund, Friedensstr. 25.
- Baare, B., Geh. Kommerzienrat, Berlin NW. 40, Alsen-Str. 8.
- ⁸²⁰ Baare, Fritz, Geh. Kommerzienrat, Generaldirektor des Bochumer Vereins, Bochum.
- Bahl, Johannes, Ober-Ingenieur, Charlottenburg, Tegeler Weg 3.
- Ballin, General-Direktor der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Alsterdamm.
- Balz, Hermann, Ober-Ingenieur, Stuttgart, König-Str. 16.
- Banner, Otto, Ingenieur der Gutehoffnungshütte, Sterkrade (Rheinland).
- Banning, Heinrich, Fabrikdirektor, Hamm ⁸²⁵ i. Westf., Moltke-Str. 7.
- Bartels, Georg, Direktor der Land- und Seekabelwerke, Aktiengesellschaft, Köln-Nippes, Wilhelm-Str. 53.
- Bartsch, Carl, Direktor des „Astillero-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., ⁸³⁰ Kaiser-Str. 9.
- Becker, Julius Ferdinand, Schiffbau-Ingenieur, Glücksburg (Ostsee).
- 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- ⁸³⁵ Fabrik A. G., Wilmersdorf, Hohenzollern-damm 22.
- Beeken, Hartwig, Kaufmann, i. Fa. D. Stehr, Hamburg 9, Vorsetzen 42.
- Beikirch, Franz Otto, Oberingenieur der Gutehoffnungshütte, Sterkrade, Rheinland, Holtkamp-Str. 20.
- Belitz, Georg, Redakteur des „Wassersport“, Berlin, Friedrich-Str. 239.
- Bendemann, F., Dr. Ing., Lindenberg, Kr. Beeskow.
- Benkert, Hermann, Oberingenieur, Hamburg, ⁸⁴⁰ Lorgerstieg 17.
- Bergmann, Otto, Maschb.-Ingenieur, Kiel, Bugenhagenstr. 6.
- Bergner, Fritz, Kaufmann, Berlin N. 113, Schönhauser Allee 82.
- Berndt, Franz, Kaufmann und Stadtrat, Swinemünde, Lootsen-Str. 51 I.
- Bernigshausen, F., Direktor, Berlin W. 15, Kurfürstendamm 132.
- Bertens, Eugen, Ingenieur der Chilenischen ⁸⁴⁵ Kriegsmarine z. Z. Barrow in Furness, England, Church Street 16.

- Beschoren, Karl, Diplom-Ingenieur, Bremen, Osterholzer Str. 49.
- Bier, A., Amtlicher Abnahme-Ingenieur, St. Johann a. d. Saar, Kaiser-Str. 30.
- Bierans, S., Ingenieur, Bremerhaven, Siel-Str. 39 I.
- Bitterling, Willi, Marine-Ingenieur a. D., Danzig, Römerstiftsgasse 2.
- ⁸⁵⁰ Bluhm, E., Fabrikdirektor, Berlin S., Ritter-Str. 12.
- Blumenfeld, Bd., Kaufmann und Reeder, Hamburg, Dovenhof 77/79.
- Böcking, Geheimer Kommerzienrat, Hüttenbesitzer, Brebach-Saar.
- Böcking, Rudolph, Geheimer Kommerzienrat, Halbergerhütte b. Brebach a. d. Saar.
- Bode, Alfred, Direktor, Hamburg 20, Woldsenweg 12.
- ⁸⁵⁵ Bögel, W. Hüttendirektor i. Fa. Henschel & Sohn Abt. Henrichshütte, Hattingen-Ruhr.
- Böger, M., Direktor der Vereinigten Bugsier- und Frachtschiffahrt-Gesellschaft, Hamburg, Steinhöft 3.
- Bojunga, Justus, Fabrikbesitzer, i. Fa. W. Griese & Co., Delmenhorst.
- Böker, M., G., Technischer Direktor, Remscheid, Eberhardstr. 22 a.
- Boner, Franz A., Dr. jur., Dispacheur, Bremen, Börsen-Nebengebäude 24.
- ⁸⁶⁰ 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, Wladimir, Ingenieur, Moskau, Mjassnitzkaja, Haus Mischin.
- v. Borsig, Conrad, Kommerzienrat und Fabrikbesitzer, Tegel, Veit-Str. 17.
- ⁸⁶⁵ Bosse, Rudolf, Betriebs-Direktor der Gutehoffnungshütte, Sterkrade, Rheinland.
- Bracht, Walter, Ingenieur, Wilmersdorf, Prinz-Regenten-Str. 56.
- Bramslöw, F. C., Reeder, Hamburg, Admiralitäts-Str. 33/34.
- Brand, Robert, Fabrikant, Remscheid-Hasten.
- Brandenburg, Jacob, Oberingenieur der Gutehoffnungshütte, Sterkrade Rheinland.
- Brandt, Leopold, Direktor, Kassel-Wilhelms-⁸⁷⁰höhe, Wigand-Str. 6.
- Brauer, Walther, Dipl.-Ing. Düsseldorf, Königs-Allee 32.
- Breest, Wilhelm, Fabrikbesitzer, Berlin W., 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, Direktor der Hannover-⁸⁷⁵schen Eisengießerei Akt.-Ges. Misburg b. Hannover, Verwaltungsgebäude.
- Breuer, L. W., Ingenieur, i. Fa. Breuer, Schumacher & Co., Kalk b. Köln a. Rh., Haupt-Str. 315.
- Briede, Otto, Ingenieur, Direktor der Benrather Maschinenfabrik-Akt.-Ges., Benrath b. Düsseldorf.
- Brinkmann, Gustav, Ingenieur u. Fabrikbesitzer, Witten-Ruhr, Garten-Str. 7.
- Broström, Dan, Schiffsreeder, Göteborg.
- Bröckelmann, Ernst, Generaldirektor a. D.,⁸⁸⁰ Beedenbostel, Prov. Hannover.
- Brunner, Karl, Ingenieur, Mannheim, Lamey-Str. 22.
- Bruns, Hans, Dipl.-Ingenieur, Nürnberg, Bayreutherstr. 46.
- Bücking, Oberbaudirektor der Baudirektion, der Freien und Hansestadt Bremen, Bremen, Werder-Str. 1.
- Bueck, Henri Axel, Generalsekretär Wilmersdorf-Berlin, Pariser Str. 33/34.
- v. Burstini, Ingenieur, Stettin, Prutzstr. 8.⁸⁸⁵
- Büttner, Dr. Max, Ingenieur, Berlin W., Achenbach-Str. 7/8.
- Burmeister, Max, Marine-Oberstabs-Ing. a. D., Marienfelde b. Berlin, Adolfstr. 81.
- Burmester, Ad., Assekurateur, Hamburg, Trostbrücke 1.
- Buschow, Paul, Ingenieur, General-Vertreter von A. Borsig-Tegel, Hannover, Bödeker-Str. 71.
- Calmon Generaldirektor, Hamburg, Asbest-⁸⁹⁰und Gummiwerke, Akt.-Ges.
- Caspary, Gustav, Ingenieur, Marienfelde bei Berlin.
- Caspary, Emil, Diplom-Ingenieur, Marienfelde bei Berlin.

- Cellier, A., Schiffsmakler, Hamburg, Neuer Wandrahm 1.
- Clouth, Max, Fabrikant und französ. Konsularagent, Köln-Nippes.
- Conti, Alfred, Vertreter der G. Seebeck A. G., Charlottenburg 4, Niebuhr-Str. 72.
- 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, Steinhöft 8-11, Elbhof.
- Dahlström, H. F., Direktor d. Nordd. Bergungs-Vereins, Hamburg, Neß 9 II.
- Dahlström, W., jr., Direktor der Reederei Aktien-Gesellschaft von 1896, Hamburg, Vorsetzen 15 I.
- Dahlström, W., Assessor, z. Zt. Syndikus der Firma W. Dahlström, Hamburg, Steinhöft 8-11, Elbhof.
- 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.
- Debes, Ed., Fabrikdirektor, Hamburg, Meyer-Str. 59.
- Deichsel, A., Fabrikbesitzer, Myslowitz O.-S.
- Deissler, Rob., Ingenieur, Berlin SW., Gitschiner Str. 108.
- Delbrück, Preuß. Staatsminister, Staatssekretär des Innern, Exzellenz, Berlin W 64, Wilhelm-Str. 74.
- Dieckhaus, Jos., Fabrikbesitzer und Reeder, Papenburg a. Ems.
- Diederichs, Direktor der Norddeutschen Seekabelwerke A.-G., Nordenham.
- Diederichsen G., jr., Schiffreedere, i. Fa. M. Jebens, Hamburg-Reichenhof.
- Diederichsen, H., Schiffreedere, Kiel. ⁹¹⁵
- Diesel, Rudolf, Dr. Ing., Zivil-Ingenieur, München, Maria-Theresia-Str. 32.
- Dietrich, Georg, Direktor der Sächsischen Maschinen-Fabrik vorm. Rich. Hartmann Akt.-Ges., Chemnitz, West-Str. 36.
- 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 N.W. 6, ⁹²⁰ Luisenstr. 33/34.
- Dodillet, Richard A., Ober-Ingenieur, Südende bei Berlin, Potsdamer Str. 27.
- Dolberg, E., Oberleutnant zur See, Berlin, Marinepostbüro S.M.S. „Tiger“, Ost-Asien.
- Dörken, Georg, Heinrich, Fabrikbesitzer, i. Fa. Gebr. Dörken, G. m. b. H., Gevelsberg i. W.
- Dreger, P., Hüttendirektor, Peine bei Hannover.
- Driessen, Paul, Schiffbau-Ingenieur, Stettin, ⁹²⁵ Prutz-Str. 11 I.
- Duncker, Arthur, Assekurateur, 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.
- Dümmling, W., Kommerzienrat, Schönebeck a. E.
- Dürr, Ludwig, Zivil-Ingenieur, München, ⁹³⁰ Mozart-Str. 18.
- Ecker, Dr. jur., Direktor der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Alsterdamm.
- Eckermann, Kapitän z. See, Wilhelmshaven, Kaiserl. Werft.
- Eckmann, C. John, Maschinen-Inspektor der Deutsch-Amerikan. Petrol.-Ges., Hamburg, Paul-Str. 38.
- Ehlers, Otto, Diplom-Ingenieur, Charlottenburg, Kaiser Friedrich Str. 3.
- Ehlers, Paul, Dr. jur., Rechtsanwalt, Hamburg, ⁹³⁵ Adolphsbrücke 4.
- Ehrensberger, E., Dr. Ing., Mitglied des Direktoriums der Firma Fried. Krupp, Essen-Ruhr.

- Eich, Nicolaus, Direktor, Düsseldorf, Stern-Str. 38.
- Eichhoff, Professor a. d. Königl. Bergakademie Berlin, Charlottenburg, Mommsenstr. 57.
- v. Eickstedt, A., Admiral z. D., Exzellenz, Berlin W 15, Olivaer Platz 7 I.
- ⁹⁴⁰ Eilert, Paul, Direktor, Hamburg, St. Annen 1.
- v. Einem, George, Kapitänleutnant, Berlin NW 40, Alexander-Ufer 4.
- Ekman, Gustav, Ehrendoktor, Göteborg, Mek. Werkstad.
- Ellingen, W., Ingenieur, Direktor der J. Pohlig A.-G., Köln-Zollstock.
- Elvers, Ad., Schiffsmakler und Reeder i. Fa. Knöhr & Burchardt Nfl., Hamburg 11, Neptunhaus.
- ⁹⁴⁵ Emden, Paul, Dr., Ober-Ing. der Bergmann Elektrizitätswerke A.-G., Abt. für Schiffsturbinen, Berlin NW. 6, Philipp-Str. 7 I.
- 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.
- ⁹⁵⁰ Engelmayer, Otto, Ingenieur, Südende, Potsdamer Str. 26.
- Engels, Hubert, Geheimer Hofrat und Professor, Dresden-A., Schweizer Str. 12.
- Essberger, J. A., Oberingenieur, Direktor der Elektrizitätsgesellschaft für Kriegsmarine m. b. H., Berlin, Königgrätzer Str. 6, Schöneberg b. Berlin, Münchener Str. 18.
- von Eucken - Addenhausen, Georg, Exzellenz, Wirklicher Geheimer Rat und Großherzoglich Oldenburgischer Gesandter, Berlin W 15, Kaiserallee 207.
- Faber, Theodor, Schiffahrtsdirektor, Hirschfeld i. Sachsen.
- ⁹⁵⁵ Fabig, Hermann, Dipl.-Ing., Direktor der Bonner Maschinen-Fabrik Mönkemöller G. m. b. H., Bonn a. Rh., Hofgartenstr. 12.
- Fankhauser, Eduard, Diplom-Ingenieur, Halensee, Kurfürstendamm 115 II.
- Faramond, de, G. Vicomte, Fregattenkapitän, Marine-Attaché bei der französischen Botschaft, Berlin W. 30, Hohenzollernstraße 15.
- Fasse, Ernst, Ingenieur, Hanseatische Dampfschiffahrts-Gesellschaft, Lübeck.
- Fendel, Fritz, Prokurist der Rheinschiffahrt-Aktiengesellschaft vorm. Fendel, Mannheim, Hafenstr. 6.
- Fischer, Curt, Salomon, Direktor der ⁹⁶⁰ Sächsisch-Böhmischen 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 Landstr. 64.
- Fitzner, R., Fabrikbesitzer, Laurahütte O.-S.
- Fleck, Richard, Fabrikbesitzer, Berlin N, ⁹⁶⁵ Chausseestr. 29 II.
- Flender, H. Aug., Direktor der Brückenbau-Flender-Act.-Ges., Benrath.
- Flohr, Willy, Dipl.-Ingenieur, Berlin N 4, Chausseestr. 35.
- Flügger, Eduard, Fabrikant, Hamburg, Rödingsmarkt 19.
- Förster, Georg, i. Fa. Emil G. v. Höveling, Hamburg, Lerchenfeld 7.
- François, H. Ed., Konstrukteur elektrischer ⁹⁷⁰ Apparate für Kriegs- und Handelsschiffe, Hamburg, Holstenwall 9 II.
- Franke, Rudolf, Dr., Direktor d. Akt.-Ges. Mix & Genest, Privatdozent a. d. Kgl. Techn. Hochschule, Südende, Bahnstr. 18.
- Friedhoff, L., Bureauvorsteher der Burbacherhütte, Burbach a. Saar.
- Friedlaender, Konrad, Korvettenkapitän z. D., Kiel, i. Fa. Neufeldt & Kuhnke.
- de Fries, Wilhelm, i. Fa. Wilhelm de Fries & Co., Düsseldorf, Hansahauss.
- Fritz, Heinrich, Ingenieur, Elbing, Große ⁹⁷⁵ Lastadien-Str. 11.
- Fritz, P., Konsul und Ingenieur, Berlin W. 9, Link-Str. 33.
- Fritze, Joh., Ingenieur, Inh. d. Fa. Metallwerke Heegermühle, Heegermühle.
- Frölich, Fr., Dipl.-Ing., Düsseldorf, Breite Straße 27.

- Frühling, O., Regierungs-Baumeister, Braunschweig, Monumentsplatz 5.
- 980 Fürbringer, Oberbürgermeister, Emden, Bahnhof-Str. 10.
- Funck, Carl, Direktor der Elbinger Metallwerke G. m. b. H., Elbing, Äußerer Georgendamm 25 a.
- Gädecke, Kapitän z. See, Berlin, Reichsmarineamt.
- Galland, Leo, Ingenieur, Berlin W. 15, Kaiserallee 204.
- Galli, Johs., Hüttdirektor a. D., Professor für Eisenhüttenkunde a. d. Kgl. Bergakademie Freiberg i. Sa.
- 985 Ganssaugé, Paul, Prokurist der Firma F. Laeisz, Hamburg, Trostbrücke 1.
- van Gendt, Hans, Betriebsdirektor, Magdeburg-Buckau, Schönebecker Str. 88.
- Genest, W., 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., Wilmersdorf, Prager Platz 1.
- 990 Gerdts, Gustav F., Kaufmann, Bremen, Soege-Str. 42—44.
- Gerling, F., Reeder i. Fa. Marschall & Gerling, Antwerpen.
- Geyer, Wilh., Regierungsbaumeister a. D., Berlin W., Luitpold-Str. 44.
- Gillhausen, G., Dr. Ing., Mitglied des Direktoriums d. Fa. Fried. Krupp A.-G., Essen a. Ruhr, Hohenzollern-Str. 12.
- Gleitz, Ernst, Direktor der Neuen Deutsch-Böhmischen Elbschiffahrt-A.-G., Dresden, Jahn-Str. 2.
- 995 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.
- Goßler, Oskar, Kaufmann, Hamburg, Alsterdamm 4/5 P.
- Gradenwitz, Richard, Ingenieur und Fabrikbesitzer, Berlin S. 14, Dresdener Str. 38.
- Griebel, Franz, Reeder, Stettin, Große 1000 Lastadie 56.
- Grosse, Carl, Generalvertreter von Otto Gruson & Co., Buckau, Hamburg, Alsterdamm 16/17.
- Gruber, Karl, Technischer Direktor, Rheydt, Firma Otto Froriep G. m. b. H.
- v. Grumme, F., Kapitän zur See a. D., Rehdorf bei Königsberg in der Neumark.
- Grunow, Roderich, Kaufmann, Stettin, Gr. Oder-Str. 10.
- Grünwald, Siegr., Schifffahrts-Direktor, 1005 Dresden, Permoserstr. 13 I.
- de Gruyter, Dr. Paul, Fabrikbesitzer, Berlin W., Kurfürstendamm 36.
- Guillaume, Emil, Kommerzienrat, Dr. Ing., Mülheim a. Rh., Bahnstr. 94.
- Günther, R., Regierungsbaumeister a. D., Steglitz, Holsteinische Str. 12. II.
- Gutermuth, M. F., Geh. Baurat u. Professor a. d. Techn. Hochschule zu Darmstadt.
- Guthknecht, Dipl.-Ingenieur, Patentanwalt, 1010 Dortmund, Ostenhellweg 1.
- Guthmann, Robert, Baumeister und Fabrikbesitzer, Berlin W., Voß-Str. 18.
- Gütschow, Wilhelm, Diplom-Ingenieur, Hamburg 24, Erlenkamp 13 III.
- Haack, Hans, Kaufmann, i. Fa. Haack & Nebelthau, Bremen.
- Habich, Paul, Regierungs-Baumeister a. D., Direktor der Aktien-Gesellschaft für überseeische Bauunternehmungen, Berlin W. 31, Landshuter Str. 25.
- Häbich, Wilhelm, Vorstandsmitglied der 1015 Gutehoffnungshütte, Sterkrade, Rheinl.
- Hackelberg, Eugen, Kaufmann, Charlottenburg, Knesebeck-Str. 85.
- Hahn, Aug., Direktor, Berlin NW., Oldenburgerstr. 47.
- Hahn, Dr. phil. Georg, Fabrikbesitzer, Berlin W. 10, Tiergartenstr. 21.
- Hahn, Willy, Dr. jur., Rechtsanwalt und Notar, Berlin W. 62, Lützow-Platz 2.
- Haller, M., Civil-Ingenieur, Berlin NW., 1020 Alt-Moabit 110.
- Hammar, Birger, Kaufmann, Hamburg, König-Str. 7/9.

- Hammer, Felix, Dipl.-Ing., Stettin, Gustav-Adolf-Str. 8.
- Harbeck, M., Hamburg, Glashüttenstr. 37/40.
- Hardcastle, F. E., Besichtiger des Germ. Lloyd, Bureau Veritas usw., Bombay. Apollo-Str. 89.
- ¹⁰²⁵ Harms, Gustav, Eisengießereibesitzer, Hamburg 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, 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.
- ¹⁰³⁰ Hedberg, Sigurd, Reeder, Malmö, Kalendergatan 6/8.
- Heegewaldt, A. Fabrikbesitzer, Berlin W. 15, Uhland-Str. 175.
- Heemsoth, Heinrich, General-Vertreter des Stahlwerk Mannheim u. der Sieg-Rheinische Hütten - Aktien - Gesellschaft Friedrich-Wilhelms - Hütte, Hamburg, Admiralität-Str. 52/53.
- Heesch, Otto, Oberingenieur, Oberlössnitz-Radebeul, Kaiser-Wilhelmstr. 7.
- Heese, Albrecht, Hauptmann a. D., Berlin W. 10, Hitzig-Str. 5.
- ¹⁰³⁵ Heidmann, R. W., Kaufmann, Hamburg, Hafen-Str. 97.
- Heidmann, Henry W., Ingenieur, Hamburg, Gr. Reichen-Str. 25.
- Heineken, Vorsitzender des Direktoriums Norddeutscher Lloyd, Bremen.
- Heinrich, W., Diplom - Ingenieur, Kiel, Knooperweg 185.
- Heller, E., Direktor, Wien I, Schwarzenberg-Platz 7.
- ¹⁰⁴⁰ Hempelmann, August, Dr. Ing., Ingenieur, Magdeburg, Bismarck-Str. 46II.
- Henkel, Gustav, Ingenieur und Fabrikbesitzer, Direktor der Herkulesbahn, Kassel-Wilhelmshöhe, Villa Henkel.
- Hensolt, Johannes Dipl.-Ing., Hamburg 25, Sechslingspforte 7 III.
- 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.
- Hertz, Ad., Direktor der Deutschen Ost-Afrika-¹⁰⁴⁵ Linie, Hamburg, Gr. Reichen-Str. 25.
- Herwig, August, Hüttenbesitzer, Dillenburg, Oranien-Str. 11.
- Herwig, M., jr., Fabrikbesitzer, i. Fa. Eisenwerk Lahn, M. & R. Herwig jr., Dillenburg.
- Herzberg, A., Baurat u. Ingen., Berlin W. 62, Keithstr. 14.
- Hess, Henry, President, The Hess-Bright Manufacturing Company 21 st. & Fairmount Ave Philadelphia U. S. A.
- Hesse, Paul, Fabrikdirektor, Berlin NW.,¹⁰⁵⁰ Rathenower Str. 75.
- Hessenbruch, Fritz, Direktor, Duisburg, Mülheim-Str. 59.
- Heubach, Ernst, Ingenieur, Berlin-Tempelhof, Ringbahn-Str. 42/44.
- Heymann, Alfred, Fabrikbesitzer, Hamburg, Neuerwall 42.
- Heyne, Walter, Deutsche Vacuum Oil Company, Wandsbeck b. Hamburg, Marienanlage 15.
- Hiehle, Kurt, Techn. Hilfsarbeiter beim¹⁰⁵⁵ Reichsmarineamt, Friedenau, Brünhilde-Str. 7.
- Hilbenz, Dr. phil., Techn. Direktor der Friedrich-Alfred-Hütte der Fried. Krupp A.-G., Rheinhausen-Friemersheim.
- Hipssich, Karl, Ingenieur, Bremen, Bollmann-Str. 5.
- 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-¹⁰⁶⁰ 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, Theresienstadt, Böhmen.
- Hoffmann, M. W., Dr. phil., i. Fa. Werkstätten für Präzisions-Mechanik und Optik Carl Bamberg, Friedenau, Berlin-Friedenau, Süd-West-Corso 74.

- 1065 Hohage, Dr. K., Ingenieur, Bergedorf bei Hamburg, Grasweg 18.
- Hollweg, Kapitän zur See, Berlin W. 9, Reichs-Marine-Amt.
- Holzappel, A. C., Fabrikant, London E. C., Fenchurch Street 57.
- Holzwarth, Hans, Ingenieur, Mannheim, B. 7. 18.
- d'Hone, Heinrich, Fabrikbesitzer, Duisburg.
- 1070 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.
- Horn, Fritz, Hüttendirektor, Grunewald, Hubertus-Str. 16.
- Hornbeck, A., Ingenieur, Hamburg 19, Tornquist-Str. 26.
- 1075 Howaldt, Adolf, Ober-Ingenieur, Magdeburg, Benediktinerstr. 1.
- Hübner, K., Direktor, Kiel, Schwanenweg 23.
- Ihlder, Carl, Ingenieur, Bremerhaven, Deich 24.
- Illig, Hans, Direktor der Felten & Guillaume-Lahmeyer-Werke A.-G., Frankfurt a. M., Schumann-Str. 40.
- Imle, Emil, Diplom-Ingenieur, Dresden-A., Helmholz-Str. 5.
- 1080 Inden, Hub., Fabrikant, Düsseldorf, Neander-Str. 15.
- Ito, O., Kapitän z. S. d. Kais. Jap. Marine, Marineattaché, Berlin W., Luitpold-Str. 10.
- Ivers, C., Schiffsreeder, Kiel.
- Jacobsen, Louis, Oberingenieur, Hamburg 29, Norder Elb-Str. 4 I.
- Jahn, W., Fabrikdirektor, Düsseldorf, Graf-Adolf-Str. 26.
- 1085 Janda, Emil R., Architekt, Hamburg 21, Gellert-Str. 25.
- Jannasch, G. A., Fabrikdirektor, Laura-hütte O.-S.
- Janzon, Paul, Ober-Ingenieur, Berlin N. 65, Müller-Str. 153.
- Jarke, Alfred, Präsident des Syndicat Continental des Compagnies de Navigation à vapeur au La Plata, Antwerpen, Place de Meir 21.
- Jebsen, J., Reeder, Apenrade.
- Jebsen, M., Reeder, Hamburg, Große Reichen-Str. 49/57, Reichenhof. 1090
- Jochimsen, Karl, Oberingenieur, Charlottenburg, Kamminer Str. 35.
- Jochmann, Ernst, Maschinen-Ingenieur, Stettin, Friedrich Carl-Str. 33.
- Johnson, Axel Axelson, Zivil-Ingenieur und Konsul, Stockholm, Wasagatan 4.
- Joly, A., Ingenieur u. Fabrikbesitzer, Wittenberg, Bez. Halle, Linden-Str. 37.
- Joost, J., Direktor der Norddeutschen Farben-fabrik Holzappel, G. m. b. H., Hamburg, Steinhöft 1. 1095
- Jordan, Dr. jur. Hans, Direktor der Bergisch-Märkischen Bank, Mitglied des Aufsichtsrates des Nordd. Lloyd, Schloß Malinckroot b. Wetter (Ruhr).
- Jordan, Paul, Direktor der Allg. Elektr.-Ges., Grunewald b. Berlin, Bismarck-Allee 26.
- Josse, Emil, Professor a. d. Königl. Technischen Hochschule Berlin, Charlottenburg, Uhland-Str. 158.
- Junghans, Erhard, Kommerzienrat, Schramberg, Württemberg.
- Junkers, Hugo, Professor, Aachen, Brabant-Str. 64. 1100
- Jurenka, Rob., Direktor der Deutschen Babcock & Wilcox - Dampfkesselwerke A.-G., Oberhausen, Rheinland.
- Jürgens, R., Ingenieur, Lübeck, Moltke-Str. 2a.
- Kaehlert, Marine - Chefingenieur a. D., Kiel, Goethestr. 12 II.
- Kaemmerer, W., Ingenieur, Berlin NW 7, Charlotten-Str. 43.
- Kammerhoff, Meno, Direktor der Deutschen Edison-Akkumulatoren-Company, G. m. b. H., Berlin N20, Drontheimer Str. 35—38. 1105
- Kampffmeyer, Theodor, Baumeister, Berlin SW 48, Friedrich-Str. 20.
- Karcher, E., Hüttendirektor, Dillingen a. d. Saar.
- Kauer mann, August, Ingenieur, Generaldirektor der Deutschen Maschinenfabrik A.-G., Duisburg, Realschul-Str. 42.

- Kaufhold, Max, Fabrikdirektor, Essen-Ruhr, Elisabeth-Str. 7.
- 1110 Kawadje, Toshinori, Korvettenkapitän, Tokio, Japan, Marine-Ministerium.
- Kayser, M., Direktor des Westfäl. Stahlwerkes, Bochum.
- Keetman, Wilhelm, Direktor, Duisburg, Hedwig-Str. 29.
- Kelch, Hans, Leutnant a. D., i. Fa. Motorenwerk Hoffmann & Co., Potsdam, Neue König-Str. 95.
- Kellner, L., Direktor des Stahlwerks Augustfehn, Bremen, Bismarck-Str. 88.
- 1115 Kelly, Alexander, Direktor v. H. Napier Brothers Ltd., Glasgow, Hyde-Park Street 100.
- Kemperling, Adolf, Bevollmächtigter der Gebr. Böhler & Co., A.-G., Berlin NW. 5, Quitzow-Str. 24.
- Kempff, Günther, Diplom-Ingenieur, Dresden, Grossenhainer Str. 75.
- Kindermann, Franz, Ober-Ing. d. Allgem. Elektr.-Ges. Duisburg a. Rh., Sonnenwall 82.
- Kins, Johs., Direktor der Dampfschiff.-Ges. Stern, Berlin SO. 16, Brücken-Str. 131.
- 1120 Kirchner, Ernst, Kommerzienrat u. Mitglied des Vorstandes der Maschinenbauanstalt Kirchner & Co., Akt. Ges., Leipzig-Sellerhausen.
- 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.
- 1125 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.
- v. Klitzing, Ober-Ingenieur der Howaldtswerke, Kiel, Düsternbrook 39a.
- Klock, Chr., Ingenieur, Hamburg, Bismarck-Str. 5 pt.
- Klönne, Carl, Geh. Kommerzienrat, Direktor der Deutschen Bank, Berlin W 64, Behren-Str. 9-13.
- Kluge, Hans, Dipl.-Ing., Hamburg-Eimsbüttel, 1130 Ottersbeckallee 23.
- Klüpfel, Ludwig, Finanzrat, Mitglied des Direktoriums der Firma Fried. Krupp Akt.-Ges., Stuttgart, Danneckerstr. 21.
- Knackstedt, Ernst, Fabrikdirektor, Düsseldorf, Ahnfeld-Str. 107.
- Knobloch, Emil, Kommissionsrat, Charlottenburg, Kant-Str. 159.
- Knoll, Walter, Ingenieur, Alt-Geltow bei Werder a. H., Villa Mariannenhof.
- Knust, H., Kapitän a. D., Stadtrat, Stettin, 1135 Königplatz 5.
- Köbisch, Marine-Chefingenieur, Kiel, Adolf-Str. 60.
- Kölln, Friedrich, Dipl.-Ing., Hamburg, Blohm & Voß, Eilenau 84.
- Kopitzke, Erich, Ingenieur, Stettin-Grabow, Post-Str. 3.
- Korten, R., Direktor, Malstatt - Burbach, Hoch-Str. 19.
- Kosegarten, Max, Generaldirektor der 1140 Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken, Berlin NW 7, Dorotheen-Str. 43/44.
- Köhler, Ober-Postdirektor, Hamburg, Stephansplatz 5.
- Kohlstedt, W., Fabrikbesitzer, Duisburg, Mülheimer Str. 101.
- Köhnecke, Heinr., Zivilingenieur, Bremen, Markt 14.
- Körting, Ernst, Ingenieur, Techn. Direktor der Gebr. Körting A.-G., Körtingsdorf b. Hannover.
- Köser, Fr., Kaufmann, i. Fa. Th. Höeg, 1145 Hamburg, Steinhöft 8, Elbhof.
- Kösel, Albert, Direktor und Vorstand der Ernst Schieß Werkzeugmaschinenfabrik Akt.-Ges., Düsseldorf, Kurfürsten-Str. 20.
- Köster, W. Ingenieur und Fabrikdirektor, Frankfurt a. M., Roonstr. 4.
- von Kraewel, Ottokar, Betriebs-Direktor der Rheinischen Stahlwerke, Duisburg-Meiderich, Duisburg, Stahl-Str. 56.
- Krauschitz, Georg, Ingenieur und Fabrikant, Charlottenburg, Savignyplatz 9.
- Kraus, Gustav, Zivil-Ingenieur, Hamburg 36, 1150 Neuerwall 36.
- 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.
- Krell, Otto, Direktor der Kriegs- u. Schiffbau-technischen Abteilung bei den Siemens-Schuckert-Werken, Berlin W 15, Kurfürstendamm 22.
- Krell, Rudolf, Professor, München, Techn. Hochschule.
- 1155 Krieg, Kapitän zur See z. D., Bibliothekar der Marine-Akademie und Schule, Kiel.
- Krieger, R., Hüttendirektor, Düsseldorf, Kaiser Friedrichring 20.
- von Kries, Carl, früher Direktor der Howaldtswerke, Kiel.
- Kroebel, R., Ingenieur, Hamburg, Glockengießerwall 1.
- Krogmann, Richard, Vorsitzender der See-Berufsgenossenschaft, Hamburg, Trostbrücke 1.
- 1160 Kröhl, J., Kaufmann, Deutsche Ost-Afrika-Linie, Hamburg, Afrika-Haus.
- Krüger, Friedrich, Prokurist, Roßlau, Dessauer Str. 2.
- v. Kühlwetter, V., Kapitän z. S., Kommandant S. M. S. Hessen.
- Kuhnke, Fabrikant, Kiel, Holtenauer Str. 182 I.
- Kunstmann, Walter, Schiffsreeder, Stettin, Moltke-Str. 19.
- 1165 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., Ladungs-Inspektor des Norddeutschen Lloyd, Bremen Piers, Hoboken N. 7. U. S. A.
- Lange, Chr., Ingenieur, i. Fa. Waggonleihanstalt Ludewig & Lange, Berlin W 15, Kurfürstendamm 224.
- 1170 Lange, Dr. phil. Otto, Ingenieur, Stahlwerkschef des Hoerder Vereins, Hoerde i. W., Tull-Str. 4.
- Lange, Claus, Schiffsmaschinenbau - Ing., Bremen, Waller Chaussee 102 I.
- Lange, Karl, Dipl.-Ingenieur, Bremen, Staven-damm 4.
- Langen, A., Dr., Direktor der Gasmotoren-Fabrik Deutz, Köln, Fürst-Pückler-Str. 14.
- Langen, Fritz, Fabrikbesitzer, Haus Tanneck, b. Elsdorf, Rheinland.
- Langheinrich, Ernst, Fabrikdirektor, Rhein-1175 hausen, Bliersheim, Kr. Mörs.
- Langreuter, H., Kapitän des Nordd. Lloyd, Bremerhaven.
- Lans, W., Kontre-Admiral, Inspekteur des Torpedowesens, Kiel, Niemannsweg 117.
- Lanz, Karl, Fabrikant, Mannheim, Hilda-Str. 7/8.
- Läsch, Otto, Prokurist, Hamburg, Steinhöft 8/11, Elbfhof II.
- Lasche, O., Direktor der Turbinenfabrik der 1180 Allgem. Elektr.-Gesellsch., Berlin NW, Hutten-Str. 12.
- Lass, F., Ingenieur, Hamburg, Sophienallee 18.
- Laubmeyer, Hermann, Zivil-Ingenieur, 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, 1185 Bremen, Papen-Str. 5/6.
- Leitholf, Otto, Zivilingenieur, Berlin SW., Großbeeren-Str. 55 u. 56d.
- Lender, Rudolf, Kapitän a. D. und Fabrikbesitzer, i. Fa. Dr. Graf & Comp., Berlin-Wien, Schöneberg, Haupt-Str. 26.
- Lentz, Hugo, Ingenieur, Berlin - Grunewald, Hubertus-Allee 14.
- Leopold, Direktor, Hoerde i. W.
- Leue, Georg, Ingenieur, Grunewald bei 1190 Berlin, Königsallee 54.
- Leyde, Oskar, Zivil-Ingenieur, Schöneberg, Meraner Str. 3.
- Liebe-Harkort, W., Ingenieur, i. Fa. Schenck und Liebe-Harkort, G. m. b. H., Düsseldorf-Obercassel.
- Lichtensteiner, Ludwig, Ober-Ingenieur, Mannheim, Keplerstr. 42.
- Liehr, E., Ingenieur, Charlottenburg, Oranien-Str. 17.
- Linde, Gustav, Regierungs-Baumeister a. D., 1195 Direktor des Vereins deutscher Ingenieure, Berlin NW 7, Charlotten-Str. 43.

- Lipin, Alexander, Wirklicher Staatsrat und Ingenieur, St. Petersburg, Italienische Str. 17.
- Loeck, Otto, Kaufmann, Hamburg, Agnes-Str. 22.
- v. Loewenstein zu Loewenstein, Hans, Bergassessor und Geschäftsführer des Vereins für die bergbaulichen Interessen im Oberbergamtsbezirk Dortmund Essen (Ruhr), Friedrich-Str. 2.
- Lorentz, Victor, Ingenieur, Berlin W. 62, Landgrafen-Str. 2.
- ¹²⁰⁰ 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.
- ¹²⁰⁵ Lueg, H., Geheimer Kommerzienrat, Düsseldorf-Grafenberg.
- Lüders, W. M. Ch., Fabrikant, Hamburg P. 9, Norderelb-Str. 31.
- Lütgens, Henry, Vorsitzender des Aufsichtsrates der Vereinigt. Bugsier- und Frachtschiffahrt-Ges., Hamburg, Steinhöft 3.
- Maaß, Direktor d. Siemens-Schuckert-Werke, Charlottenburg, Mommsen-Str. 21.
- Mankiewitz, Paul, Direktor der Deutschen Bank, Berlin W. 64, Behrenstr. 9—13.
- ¹²¹⁰ Maihak, Hugo, Ingenieur und Fabrikant Hamburg, Grevenweg 57.
- v. Mann, Edler von Tiechler, Ritter, Kapitän zur See und Präses des Torpedoversuchskommandos, Kiel.
- Martens, A., Dr. Ing., Prof., Geh. Ober-Reg.-Rat, Direktor des Königl. Materialprüfungsamtes der Techn. Hochschule zu Berlin, Gr.-Lichterfelde West, Fontane-Str. 22.
- Martini, Günther, Kapitänleutnant, Wilhelmshaven, Bülow-Str. 2.
- Mathies, Regierungs- und Baurat a. D., Generaldirektor, Dortmund.
- ¹²¹⁵ Mauder, Georg, Oberingenieur, Nürnberg, Siemens-Schuckert-Werke Pflug-Str. 10.
- May, Hermann, Hüttdirektor, Breslau, Kaiser-Wilhelm-Str. 197.
- Meendsen-Bohlken, Baurat, Brake (Oldenburg).
- ten Meer, G., Dr. Ing., Direktor, Hannover-Linden, Hannoversche Maschinenbau-A.-G.
- Meier, M., Hüttdirektor, Differdingen, Luxemburg.
- Meinders, Hermann, Diplom-Ingenieur, ¹²²⁰ Bremen, Osterfeuerberg-Str. 4.
- Meißner, Conrad, Ingenieur, i. Fa. Carl Meißner, Maschinenfabrik für Schiffschrauben u. Motorbootbau, Hamburg 27 Billwärder, Neuerdeich 192.
- Melms, Gustav J., Ingenieur, Berlin N 4 Chaussee-Str. 23.
- Mendelssohn, A., Erster Staatsanwalt, Potsdam, Neue König-Str. 65.
- Merck, Johs., Direktor der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Dovenfleth 18/21.
- Merk, Karl, H., Ingenieur, Rostow am Don ¹²²⁵ (Südrussland), Sredni Prosp. 4.
- Merkel, Carl, Ingenieur, i. Fa. Willbrandt & Co., Hamburg, Kajen 24.
- Mertens, Kurt, Zivil-Ingenieur der Hanseatischen Siemens-Schuckert-Werke, Hamburg-Uhlenhorst, Karl-Str. 7.
- Merz, Ernst, F. W. B., Ingenieur, Loschwitz, Viktoriastr. 36.
- Mette, C., Direktor der Lübecker Maschinenbau-Gesellschaft, Lübeck, Lachswehrallee 15a.
- Meuss, Fr., Kapitän z. See z. D., Berlin W. 9 ¹²³⁰ Voß-Str. 20.
- Meyer, Dietrich, Reg.-Baumstr. a. D., Direktor 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, W., Rechtsanwalt, Hannover, Langensalza-Str. 4.
- Michenfelder, C., Diplom-Ingenieur, Düsseldorf, Prinz-Georg-Str. 79. ¹²³⁵
- Miehe, Otto G., Kaufmann, i. Fa. J. A. Lerch Nachfg. Seippel, Hamburg, Rödingsmarkt 16
- Miersch A. Zivil-Ingenieur, Tegel Haupt-Str. 36.

- Mintz, Maxim., Ingenieur und Patentanwalt, Berlin SW. 46, Königgrätzer Str. 93.
- Mirus, Ernst, Direktor der Howaldtswerke, Kiel, Reventlou-Allee 29 II.
- ¹²⁴⁰ Mißong, J., Abteilungs-Ingenieur der Farbwerke vorm. Meister, Lucius & Brüning in Höchst a. M., Frankfurt a. M., Oederweg 126 I.
- Möbus, Wilh., Ingenieur, Düsseldorf, Schützen-Str. 10.
- Mohr, Otto, Fabrikant, i. Fa. Mannheimer Masch.-Fabr. Mohr & Federhaff, Mannheim.
- Moldenhauer, Louis, Direktor der Akt.-Ges. Gebr. Böhler & Co., Berlin NW 5, Quitzow-Str. 24.
- Mollier, Walther, Ingenieur und Direktor der Hanseat. Siemens-Schuckert-Werke, Hamburg, Alte Raben-Str. 34.
- ¹²⁴⁵ 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.
- Mühlberg, Albert, Ingenieur, Basel (Schweiz), Röhtheler Str. 2.
- Müller, Adolph, Direktor der Akkumulatorenfabrik Act.-Ges., Charlottenburg, Fasanen-Str. 76.
- Müller, Gustav, Direktor der Rheinischen Metallwaren- und Maschinenfabrik, Düsseldorf, Arnold-Str. 8.
- ¹²⁵⁰ Müller, Paul H., Dipl.-Ing., Hannover, Heinrich-Str. 10.
- Müller, Otto, Ingenieur, Charlottenburg, Kaiser-Friedrich-Str. 29.
- Münzesheimer, Martin, Direktor der Gelsenkirchener Gußstahl- und Eisenwerke vorm. Mundscheid & Co., 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.
- ¹²⁵⁵ Nebe, Friedr., Direktor der Aktien-Gesellschaft Balcke, Telling & Co., Röhrenwalzwerk, Benrath b. Düsseldorf.
- Nebelthau, August, Kaufmann, Teilhaber d. Fa. Gebrüder Kulenkampff, Bremen, Holler-Allee 25.
- Netter, Ludwig, Regierungs-Baumeister a. D. und Fabrikbesitzer, Berlin W 25, Potsdamer Str. 111.
- Neubaur, Fr., Dr. phil., Schriftsteller, Berlin W 15, Kurfürstendamm 51.
- Neufeldt, H., Ingenieur, Kiel, Holtenuer Str. 62.
- Neuhaus, Fritz, Ingenieur und Direktor ¹²⁶⁰ bei A. Borsig - Tegel, Charlottenburg, Wieland-Str. 11.
- Neumann, Albert, Reeder, i. Fa. Johannes Ick, Danzig, Schäferei 12-14.
- Niedt, Otto, Generaldirektor der Huld-schinskyschen Hüttenwerke Akt.-Ges., Gleiwitz O.-Schlesien.
- Niemeyer, Georg, Fabrikbesitzer, Hamburg, Steinwärder, Neuhofer-Str.
- Nissen, Andreas, Ober-Ingenieur, Hamburg, Bei den Mühren 66-67.
- Nobis, Korvettenkapitän, Heppens b. Wilhelms- ¹²⁶⁵ haven, Brommy-Str. 13.
- Noe, Maschinenbauingenieur, Kiel-Gaarden, Germaniawerft.
- Noltenius, Fr. H., Direktor d. Norddeutschen Maschinen- und Amaturen-Fabrik, Bremen.
- Noske, Fedor, Ingenieur und Fabrikant, Altona, Arnold-Str. 28.
- Notholt, A., Maschinen-Inspektor, Oldenburg i. Gr., Amalien-Str. 14.
- Oberauer, L., Ingenieur und Direktor der ¹²⁷⁰ Internat. Preßluft- und Elektrizitäts-Ges., Berlin C 54, Weinmeister-Str. 14 II, Weinmeisterhof.
- Oeking, Fabrikbesitzer, i. Fa. Oeking & Co., Düsseldorf-Lierenfeld.
- Oppenheim, Paul, Ingenieur und Fabrikbesitzer, Berlin NW. 5, Quitzow-Str. 25/26.
- Graf von Oppersdorff, erbl. Mitglied d. Preuß. Herrenh., Mitglied d. Deutschen Reichstags, Oberglogau, Oberschlesien.
- O'Swald, Alfr., Reeder, Hamburg, Große Bleichen 22.
- Overweg, O., Kaufmann, Hamburg, Admiralitäts- ¹²⁷⁵ Str. 33/34.
- Ott, Max, Diplom-Ingenieur, Hannover-Linden, Minister-Stüve-Str. 12.
- Paatzsch, G., Schiffbau-Techniker, Stettin-Grabow, Post-Str. 43 III.

- Pagenstecher, Gust., Kaufmann, Vorsitzender im Aufsichtsrate der Akt.-Ges. „Weser“, Bremen, Park-Str. 9.
- Pake, Wilhelm, Fabrikdirektor, Wolgast, Burg-Str. 6.
- ¹²⁸⁰ Pantke, Marine-Stabsingenieur, Hamburg, an Bord S. M. S. „von der Tann“, Kiel.
- Parje, Wilhelm, Direktor des Blechwalzwerkes Schulz Knaut Akt.-Ges., Essen a. d. Ruhr.
- Paschkes, E. W., Oberingenieur, Tegel, Haupt-Str. 28 II.
- Paucksch, Felix, Fabrikdirektor, i. Fa. Akt.-Ges. H. Paucksch, Landsberg a. W., Hamburg, Lilienstr. 7, Semperhaus 3.
- Paucksch, Otto, Fabrikdirektor, Akt.-Ges. H. Paucksch, Landsberg a. W.
- ¹²⁸⁵ Pekrun, Otto, Fabrikbesitzer, Coswig i. S.
- Penck, Albrecht, Geheimer Regierungsrat, Professor Dr., Direktor des Museums f. Meereskunde, Berlin NW. 7, Georgenstr. 34/36.
- Perleberg, Ernst, Ingenieur, Stettin, Bollwerk 16.
- Pester, Johannes, Fabrikdirektor d. Wanderer-Werke, Schönau b. Chemnitz i. Sa.
- Petersen, Bernhard, Zivil-Ingenieur u. Patentanwalt, Berlin S.W. 46, Hedemann-Str. 5.
- ¹²⁹⁰ Pfenninger, Carl, Ingenieur, i. Fa. Melms & Pfenninger, München, Martius-Str. 7.
- Philipp, Otto, Ingenieur, Berlin W. 64, Unter den Linden 15.
- 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., Ruhrort a. Rh., Damm-Str. 10.
- ¹²⁹⁵ Pischon, Walter, Diplom - Ingenieur, Hamburg, Blohm & Voß, Bergedorf b. Hamburg, Kampchausee 8.
- von Plettenburg, Freiherr, Prokurist des Norddeutschen Lloyd, Bremen, Am Dobben 52.
- Podeus, H., jr., Konsul, Wismar i. M.
- Podeus, Paul, Ingenieur, Wismar i. M., Ravelin Horn.
- Poensgen, Bruno, Ingenieur, Düsseldorf, Jakobi-Str. 7.
- Poensgen, C. Rud., Vorstandsmitglied der ¹³⁰⁰ Düsseldorf Röhren- u. Eisenwalzwerke, Düsseldorf, Jägerhof-Str. 7.
- Pohlmann, Walther, Dipl.-Ingenieur, Kiel, Dahlmannstr. 13 II.
- Polis, Albert, Kapitän und Prokurist der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg-Uhlenhorst, Adolf-Str. 74.
- Polte, Eugen, Kommerzienrat und Fabrikbesitzer, Magdeburg-Sudenburg, Halberstädter Str. 35.
- Poock, Jos., Fregatten-Kapitän z. D., Hamburg 3a, Klosterstern 1 II.
- Prager, Curt, Ingenieur, Berlin W. 9, ¹³⁰⁵ Potsdamer Str. 127/128.
- Predöhl, Dr. jur., Max, Senator, Hamburg, Harvestehuder Weg 28.
- Prégardien, J. E., Ingenieur für Dampfkesselbau, Kalk bei Köln a. Rhein.
- Presting, Wilhelm, Hofbuchhändler, Dessau, Neumarkt 7.
- Prieger, H., Direktor der Deutschen Niles, Werkzeugmaschinenfabrik, Berlin W. 15, Kurfürstendamm 199.
- Probst, Martin, Diplom-Ingenieur, Hamburg, ¹³¹⁰ Blohm & Voß, Dillstr. 13 a.
- Prohmann, Ferd., Professor, Oberlehrer am Hamburger Staatl. Technikum, Hamburg, St. G., Steintorplatz.
- Pusch, Hauptmann a. D., Steglitz, Sedan-Str. 6.
- Quitmann, R., Ingenieur u. Vertreter der „Phönix“, Akt.-Ges. für Bergbau- und Hüttenbetrieb, Westend, Eichen-Allee 26.
- Quaatz, Kapitänleutnant z. S. Kiel, Scharnhorst-Str. 9 I.
- Querengässer, Felix, Ingenieur, Berlin ¹³¹⁵ N.W. 21, Bochumer Str. 6.
- Rabbeno, Giorgio, Ing., Capitano del Genio Navale, Berlin W. 30, Habsburgerstr. 10.
- Rágóczy, Egon, Syndikus a. D. und Generalsekretär, Berlin W. 30, Motz-Str. 72 III.
- Rahtjen, Heinr., Kaufmann und Fabrikant, Bremerhaven, Lloyd-Str. 18.
- Rahtjen, John, Kaufmann, Hamburg, Mittelweg 19.
- Rahtjen, J., Frank, Kaufmann, Hamburg, ¹³²⁰ Mittelweg 19.
- 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. 6, Schiffbauerdamm 22.
- ¹³²⁵ Rathenau, Dr. W., Direktor der Berliner Handelsgesellschaft, Berlin W. 64, Behren-Str. 32.
- 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, Askanischer Platz 3.
- Regenbogen, Konrad, Maschinenbau-Direktor der Fried. Krupp A.-G., Germania-Werft, Kiel.
- ¹³³⁰ Rehfeld, Ernst, Direktor der Deutschen Preßluft und Werkzeug-Maschinenfabrik, Ober-Schöneeweide, Wattstr. 12.
- 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.
- Reinecke, F., Ingenieur, Expert des Germanischen Lloyd und des Bureaus Veritas, Gleiwitz O.-S., Wilhelm-Str. 34.
- ¹³³⁵ Reinhardt, Karl, Ingenieur, Direktor bei Schüchtermann & Kremer, Dortmund, Arndt-Str. 36.
- Reinhold, Carl, Ingenieur und Inhaber der 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.
- Reilstab, 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 Deutschen Maschinenfabrik-A.-G. Duisburg, Wetter a. Ruhr.
- Richter, Hans, Kaufmann, Berlin SW. 68, Linden-Str. 18/19.
- Rickert, Dr. F., Verleger der „Danziger Zeitung“, Danzig.
- Riemer, Julius, Direktor der Firma Haniel & Lueg, Düsseldorf-Grafenberg.
- Riensberg, Karl, Direktor der Brückenbau Flender Akt.-Ges. Benrath. ¹³⁴⁵
- von Rieppel, A., Dr.-Ing., Königl. 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, Sierich-Str. 133.
- Ritzhaupt, Fr., Direktor, Niederschöneeweide ¹³⁵⁰ b. Berlin, Brücken-Str. 31.
- Roch, Eugen, Schiffb.-Ing., Charlottenburg 4, Goethe-Str. 24 II.
- Röchling, L., Fabrikbesitzer, Völklingen a. d. Saar.
- Roesler, Leonhard, k. k. Oberkommissar d. Binnenschiffahrts-Inspektion im Handelsministerium, Wien, Pötzleinsdorferstr. 79.
- Röper, A., Direktor d. Akt.-Ges. de Fries & Co. Düsseldorf, Grafenberger Chaussee 84.
- Rogge, A., Marine-Oberstabs-Ingenieur a. D., ¹³⁵⁵ Charlottenburg, Knesebeckstr. 16.
- Rogge, Kapitän zur See und Abteilungschef im R.-M.-A., Berlin W. 15, Fasanen-Str. 48.
- v. Rolf, W., Freiherr, Direktor der Dampfschiff-Ges. f. d. Nieder- u. Mittel-Rhein, Düsseldorf, Tell-Str. 8.
- Rolle, M., Architekt, Berlin W. 35, Steglitzer Str. 12.
- Rollmann, Vize-Admiral, Excellenz, Berlin W. 9, Reichs-Marine-Amt.
- Rompano, C., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, ¹³⁶⁰ Jägerstr. 43 I.
- Ruge, Leo, Prokurist 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.
- Sachse, Walter, Kapitän und Oberinspektor der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Ferdinand-Str. 62.
- ¹³⁶⁵ Sachsenberg, P., Kaufmann und Fabrikbesitzer, Roßlau a. E.
- Saefkow, Otto, Kaufmann, Hamburg, Rothenbaum-Chaussee 34.
- Saeftel, Hüttendirektor, Dillingen-Saar.
- Salomon, B. Professor, Frankfurt a. M., Westend-Str. 25.
- Salzmann, Heinrich, Architekt, Düsseldorf, Graf-Adolf-Str. 19.
- ¹³⁷⁰ Sanders, Ludwig, Kaufmann, Hamburg, Rathausmarkt 2 I.
- Sarnow, Albert, Ingenieur, Stettin, Gartenstrasse 12.
- Sartori, A., Konsul und Reeder, in Fa. Sartori & Berger, Kiel.
- Sartori, P., Konsul und Reeder, in Fa. Sartori & Berger, Kiel.
- Sattler, Bruno, Technischer Direktor i. Fa. Kattowitzer Aktien-Gesellschaft für Bergbau u. Eisenhüttenbetrieb, Kattowitz O.-S., Friedrich-Str. 35.
- ¹³⁷⁵ Schaarschmidt, Oscar, Direktor d. Deutschen Öl-Import G. m. b. H., Hamburg.
- Schachtel, Leo, Dr. jur., Rechtsanwalt, Berlin W. 66, Leipziger Str. 117/118.
- Schaffran, Karl, Diplom-Schiffbau-Ingenieur, Danzig-Langfuhr, Haupt-Str. 97.
- Schapper, Teod., Oberst und Regimentskommandeur a. D., Steglitz, Schloß-Str. 42a.
- Schaps, Georg, Dr. jur., Landrichter, Hamburg, Mittelweg 55.
- ¹³⁸⁰ Scharbau, Fr., Hüttendirektor, Herrenwyk b. Lübeck, Hochofenwerk.
- Scharrer, G., Kaufm., Duisburg, Unter-Str. 84.
- Schärfte, Franz, Ingenieur, Lübeck, Engelswisch 42/48.
- Schauenburg, M., Ingenieur, Berlin W. 15, Lietzenburger Str. 3.
- Schauseil, M., Direktor der Seeberufsgenossenschaft, Hamburg 11, Beim alten Waisenhaus 1.
- Scheehl, Georg, Oberingenieur, Hamburg, ¹³⁸⁵ Armgart-Str. 20.
- Schellhaß, Ernst, Kaufmann, Berlin W., Schöneberger Ufer 21.
- Schenck, Max, Direktor von C. W. Liebe-Harkort, Düsseldorf-Obercassel, Roon-Str. 5a.
- v. Schichau, Rittergutsbesitzer, Pohren b. Ludwigsort, Ostpr.
- Schiess, Ernst, Dr. Ing., Geheimer Kommerzienrat und Fabrikbesitzer, Düsseldorf.
- Schilling, Professor Dr., Direktor der Seefahrtsschule, Bremen. ¹³⁹⁰
- Schilling, Direktor, Dortmund, Sunderweg 121.
- Schimmelbusch, Julius, Oberingenieur, Darmstadt, Martin-Str. 97 I.
- Schinckel, Max, Vorsitzender d. Aufsichtsrats der Reiherstieg-Schiffswerfte u. Maschinenfabrik, Hamburg, Adolphsbrücke 10.
- Schirnack, Marine-Oberstabsingenieur a. D., Zoppot, Süd-Str. 15a I.
- Schlachter, Wilhelm, Ober-Ingenieur, Hamburg-Uhlenhorst, Barmbecker Str. 4—8. ¹³⁹⁵
- Schleifenbaum, Fr., Direktor der Felten & Guillaume Carlswerke, Akt.-Ges., Mülheim (Rhein), Regenten-Str. 69.
- v. Schlichting, Ober Postdirektor, Bremen, Domsheide 15.
- Schmidt, Vize-Admiral, Exzellenz, Kiel.
- Schmidt, Ehrhardt, Kapitän zur See, Wilhelmshaven.
- Schmidt, Emil, Ingenieur, Hamburg-Uhlenhorst, Herder-Str. 64. ¹⁴⁰⁰
- Schmidt, Ferdinand, i. Fa. Henry Schmidt, Dispacheur und Havarie-Kommissar, Hamburg, Ferdinandstr. 55/57.
- Schmidt, Karl, Oberingenieur der A. E. G., Charlottenburg, Uhland-Str. 194.
- Schmidt, Max, Ingenieur, Direktor der Maschb.-Akt.-Ges. vorm. Starke & Hoffmann, Hirschberg i. Schles.
- Schmidt, Oskar, Direktor, Köln a. Rh., Thurnmarkt 26.
- Schmidt, Wilh., Zivilingenieur, Wilhelmshöhe b. Kassel. ¹⁴⁰⁵
- Schmidtlein, C., Ingenieur und Patentanwalt, Berlin SW. 46, Königgrätzer Str. 87.
- Schmitt, A., Fabrikdirektor, Laurahütte O.-S.

- Schnoeckel, Gustav, Zivilingenieur, Berlin-Halensee, Joachim-Friedrich-Str. 46.
- Schröder, Carl, Oberingenieur und Prokurist, Gleiwitz, O.-S., Wilhelm-Str. 30.
- ¹⁴¹⁰ Schröder, Emil, Ingenieur, Bremerhaven, Kronprinzen-Allee 47.
- Schrödter, E., Dr. Ing., Ingenieur, Düsseldorf, Breite Str. 27.
- Schroedter, C., Herausgeber und Chefredakteur der Hansa, Hamburg, Steinhöft 1.
- Schuchardt, B., Kommerzienrat u. Königl. Norweg. Generalkonsul, Inhaber der Fa. Schuchardt & Schütte, Berlin C. 2, Spandauer Str. 59/61.
- v. Schuh, Georg, Dr., Oberbürgermeister, Kgl. Geheimer Hofrat, Nürnberg, Egydienplatz 25.
- ¹⁴¹⁵ Schukic, Lazar, k. u. k. Kontreadmiral. Seearsenalskommandant, Pola.
- Schuler, W., Dr., Oberingenieur, Charlottenburg, Leibnitz Str. 46.
- Schult, Hans, Ingenieur, i. Fa. W. A. F. Wiechhorst & Sohn, Hamburg 23, Wandsbecker Chaussee 38.
- Schultze, Aug., Geh. Kommerzienrat, Direktor der Oldenburg-Portug. Dampfschiffs-Reederei, Oldenburg i. Gr.
- Schultze, Moritz, Direktor, Magdeburg, Kaiser-Str. 28.
- ¹⁴²⁰ Schulz, Gustav Leo, Berlin W. 15, Kurfürstendamm 59.
- Schulze - Vellinghausen, Ew., Fabrikbesitzer, Düsseldorf, Stern-Str. 18.
- Schumann, Egon, Regierungsrat, Südende, Brandenburgische Str. 15a.
- Schütte, H., Kaufmann, i. Fa. Alfr. H. Schütte, Köln, Zeughaus 16.
- Schütz, Kapitän zur See, Berlin W. 9, Leipzigerplatz 13.
- ¹⁴²⁵ Schwanhäusser, Wm., Dir. der Hydraulic Works Henry R. Worthington, Brooklyn-New York.
- Schwarz, Ed., Direktor, Berlin O. 27, Blankenfelde-Str. 9, II.
- v. Schwarze, Fritz, Betriebs-Chef, Oberschl. Eisenbahn-Bedarfs Akt.-Ges. Abt. Huld-schinskywerke, Gleiwitz, Stefanie-Str. 20.
- Schwebsch, A., Dipl.-Ing., Hamburg 11, Schaarsteinweg 11, I.
- Schwellenbach, Bibliothekar im Reichs-Postamt, Berlin W. 66.
- Seeger, J., Kaufmann und Prokurist, Danzig, ¹⁴³⁰ Schichau-Werft.
- Seiffert, Franz, Ingenieur, Direktor der Akt.-Ges. Franz Seiffert & Co., Berlin-Eberswalde, Berlin SO. 33, Köpenicker Str. 154a.
- Selck, Fr. W., Kommerzienrat, Flensburg.
- Selve, Walter, Fabrikant und Rittergutsbesitzer, Altena i. W.
- Senff, E., Fabrikbesitzer, Düsseldorf-Grafenberg, Bruch-Str. 55.
- Senfft, Carl, Direktor, Düsseldorf, Graf-¹⁴³⁵ Adolf-Str. 95.
- Sening, Aug., Fabrikant, i. Fa. F. A. Sening, Hamburg, Vorsetzen 25/27.
- Seydel, Leopold, Ingenieur und Prokurist der Maschinenfabrik Brodnitz & Seydel Berlin NW. 52, Wilsnacker Str. 31.
- Sibbers, A., Schiffs-Inspektor der Hamburg-Südamerikan. Dampfsch.-Ges., Hamburg, Alardus-Str. 8 I.
- Sichmund, Adam, Diplom-Ingenieur, Elbing, Sonnen-Str. 72.
- Siebel, Walter, Ingenieur, i. Fa. Bauartikel-¹⁴⁴⁰ 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, Altstadt. Wall-Str. 10.
- Siedentopf, Otto, Ingenieur und Patentanwalt, Berlin SW. 68, Friedrich-Str. 208.
- Sieg, Waldemar, Kaufmann u. Reeder, Danzig, ¹⁴⁴⁵ Brodbänkengasse 14.
- Siegmund, Walter, Direktor der „Turbinia“, Deutsche Parsons Marine-Aktien-Gesellschaft, Berlin, Leipziger Str. 123a.
- v. Siemens, Carl F., Ingenieur, Berlin SW. 11, Askanischer Platz 3.
- Simmersbach, Oskar, Professor, Breslau, Park-Str. 21.
- Simony, Theophil, Ingenieur, Gleiwitz O.-S., Keith-Str. 12.
- Slaby, Ad., Professor Dr., Geheimer Reg.-¹⁴⁵⁰ Rat, Charlottenburg, Sophien-Str. 33.

- Sommerwerk, Kontre-Admiral z. D., Steglitz, Fichte-Str. 12b.
- Sorge, Kurt, Mitglied des Direktoriums der Firma Fried. Krupp, Vorsitzender Direktor des Fried. Krupp Grusonwerk, Magdeburg, Moltke-Str. 12c.
- Sorge, Otto, Maschinen-Ingenieur, Geschäftsführer der Gesellschaft für moderne Groß-Kondensationsanlagen, Grunewald b. Berlin, Gill-Str. 5.
- Spannhake, Wilhelm, Diplomingenieur, Stettin, Gustav-Adolf-Str. 64.
- ¹⁴⁵⁵ Sprenger, William, Kapitän und Reeder, Stettin Post-Str. 28.
- Springer, Fritz, Verlagsbuchhändler, Berlin, N. 24, Monbijouplatz 3.
- Springer, Julius, Verlagsbuchhändler, Berlin NW. 23. Flotowstr. 3.
- Springmann, Rudolf, Teilhaber der Firma Funcke & Elbers, Hagen i. W.
- Springorum, Fr., Kommerzienrat und Generaldirektor der Eisen- und Stahlwerke Hoesch, A.-G., Dortmund, Eberhardt-Str. 20.
- ¹⁴⁶⁰ Stachelhaus, Herm., Reeder u. Fabrikant, i. Fa. Stachelhaus & Buchloh, Mannheim.
- Stahl, Paul, Direktor der Stettiner Maschinenbau-Act.-Ges. Vulcan, Bredow-Stettin, Moltke-Str. 19.
- Stauß, E. G., Direktor d. 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.
- ¹⁴⁶⁵ Steinbiss, Karl, Geh. Ober-Baurat, Halensee-Berlin, Johann-Georg-Str. 21 II.
- Steinmeyer, Carl, Marine-Stabs-Ingenieur a. D., Wilmersdorf, Berliner Str. 8.
- Stelljes, Erich, Maschinenbau-Ingenieur, Bremen, Doventorsteinweg 52 pt.
- Stender, W., Ingenieur, Stuttgart, Schloß-Straße 59 A I.
- Sternberg, Oscar, Königl. Schwed. Vice-Konsul, Direktor der Oberrhein. Versicherungsgesellschaft, Mannheim L7. 6a.
- Stiller, Hermann, Direktor der Berliner ¹⁴⁷⁰ Werkzeug-Maschinenfabrik A.-G. vorm. L. Sentker, N. 65, Müller-Str. 35.
- Stinnes, Leo, Reeder, Mannheim D7. 12.
- Stöckmann, E., Technischer Direktor, Annen i. Westf.
- Strasser, Geh. Regierungsrat, Berlin W. 15, Fasanen-Str. 64.
- Strohmeyer, Kapitän z. S., Direktor der Kais. Torpedowerkstatt, Friedrichsort bei Kiel.
- Strube, Dr. A., Bankdirektor, Deutsche ¹⁴⁷⁵ Nationalbank, Bremen.
- Struck, H., Prokurist der Firma F. Laeisz, Hamburg, Trostbrücke 1.
- Stubmann, Dr. P., Hamburg, Alterwall 12 III.
- Stumpf, Johannes, Professor, Berlin W. 15, Kurfürstendamm 33.
- Sugg, Direktor der Vereinigten Königs- und Laurahütte A.-G., Königshütte O.-Schl., Girndt-Str. 13.
- Suppán, C. V., Schiffsoberinspektor, Wien III, ¹⁴⁸⁰ Donau-Dampfschiffs-Direktion.
- Surenbrock, W., Direktor, Hamburg, Kl. Grasbrook, Reiherstieg Schiffswerfte.
- Sylvester, Emilio, Ingenieur, Königshütte, Ober-Schl.
- Taggenbrock, J., Direktor, Avenue Cagels, 55, Antwerpen.
- Tecklenborg, Ed., Kaufmann, Direktor der Schiffswerft von Joh. C. Tecklenborg Akt.-Ges., Bremen, Park-Str. 41.
- Tenge, Regierungsrat, Vortragender Rat im ¹⁴⁸⁵ Großh. Old. Staatsministerium, Oldenburg Gr., Grüne Str. 10.
- Tetens, F., Dr. jur., Direktor der Aktiengesellschaft „Weser“, Bremen.
- Thielbörger, Gustav, Ingenieur, Bad Oeynhausen i. W., Villa Elvira.
- Thiele, Ad., Kontre-Admiral z. D., Reichskommissar bei dem Seeamte Bremerhaven, Bremen, Lothringer Str. 21.
- Thiele, J., Marine - Oberstabsingenieur, Hannover-Waldheim, Otto-Str. 2 II.
- Thomas, Paul, Direktor der Preß- u. Walz- ¹⁴⁹⁰ werk-A.-G. Düsseldorf-Reisholz, Düsseldorf, Ahnfeld-Str. 6.

- Thorbecke, Fregattenkapitän, Berlin-Halensee, Joachim-Friedrich-Str. 46.
- Thulin, C. G., Italienischer Generalkonsul und Reeder, Stockholm (Schweden), Skeppsbron 34.
- Thulin, P. G., Vize-Konsul, Stockholm, Skeppsbron 34.
- Thumann, G., Kapitän des Nordd. Lloyd, Vegesack, Grüne Str. 36.
- ¹⁴⁹⁵ Thyen, Heinr. O., Konsul, i. Fa. G. H. Thyen, Brake.
- v. Tirpitz, Alfr., Admiral, Exzellenz, Staatsminister und Staatssekretär des Reichs-Marine-Amtes, Berlin W. 9, Leipziger Platz 13.
- Tonne, Carl Gust., Kommerzienrat, Magdeburg, Villa auf dem Werder.
- Tosi, Franco, Maschinenfabrikant, Legnano, Italien.
- Trappen, Walter, Generaldirektor, Honnef a. Rhein.
- ¹⁵⁰⁰ Trauboth, Walter, Ingenieur, Berlin O. 27 Grüner Weg 6 I.
- Traut, F. A., Korvetten-Kapitän, Amerikan. Marine-Attaché, Berlin W, Hohenzollernstraße 27.
- Trommsdorff, Bibliothekar, Danzig, Technische Hochschule.
- Uhlig, Carl Hugo, Direktor der Maschinenfabrik C. G. Haubold jr., G. m. b. H., Chemnitz.
- v. Unger, Willy, Major a. D., Friedenau, Wieland-Str. 5.
- ¹⁵⁰⁵ v. Usedom, Vize-Admiral, Exzellenz, Admiral à la Suite S. Majestät des Kaisers und Königs, Kiel.
- Usener, Hans, Dr. phil., Fabrikant, Kiel, Holtener Str. 62.
- Vahlund, Otto, Direktor, Bremen, Schlachte 21.
- Vielhaben, Dr. jur., Rechtsanwalt, Hamburg, Rathaus-Str., Bülowhaus.
- van Vloten, Hütten-Direktor, Hörde i. W.
- ¹⁵¹⁰ Voerste, Otto, Oberingenieur, Kiel, Schiller-Str. 16.
- Vogel, Hans, Ingenieur, Bremen, Nordstr. 37.
- Vogel, Werner, Dr. jur., Kaufmann, Deutsche Petroleum-Akt.-Ges. Berlin W. 8, Behren-Str. 8 II.
- Voit, Wilhelm, Zivil-Ingenieur, Berlin-Steglitz, Grunewald-Str. 10.
- Volckens, Wm., Kommerzienrat, Hamburg, Admiralitäts-Str. 52/53.
- Vollbrandt, Adolf, Kaufmann, Hamburg 17, ¹⁵¹⁵ Heimhuder Str. 64.
- Vorwerk, Ad., Vorsitzender der D. D. Ges. Kosmos, Hamburg, Paul-Str. 29.
- Wagner, 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-Gesellschaft, Berlin NW. 87, Hutten-Str. 17.
- Wallwitz, Franz, Direktor der Stettiner ¹⁵²⁰ Maschinenbau-A.-G. „Vulkan“, Hamburg, Blumenau 79.
- Wandel, F., Ingenieur, Elbing, Stadthof-Str. 2.
- Wätjen, Georg W., Konsul und Reeder, Bremen, Papen-Str. 24.
- Watson, Dr., Hugh. Captain Royal Navy, Berlin, Britische Botschaft, W. 8, Wilhelmstrasse 70.
- Weber, Ed., Kaufmann, Hamburg, Große Reichen-Str. 27, Afrikahaus.
- Weber, Fritz, Ingenieur, Stettin, Grabower ¹⁵²⁵ Str. 6 II.
- Weber, Richard, Fabrikant, Berlin O. 34, Königsberger Str. 16.
- Weber, Paul, Direktor, Wetter a. d. Ruhr.
- Wegener, Hauptmann a. D., Direktor des Preß- und Walzwerkes Düsseldorf-Reisholz, Düsseldorf, Rochus-Str. 23.
- Weickmann, Albert, Patentanwalt und Ingenieur, München, Ismaninger-Str. 122.
- Weinlig, O. Fr., Generaldirektor, Virlich b. ¹⁵³⁰ Bonn a. Rhein.
- Weisdorff, E., Generaldirektor der Burbacherhütte, Burbach a. Saar.
- Weitzmann, J., Direktor der deutschen Vacuum Oil Comp., Hamburg, Overbeck-Str. 14.

- Welin, Axel, Ingenieur, Hopetoun House, Lloyds Avenue, London E. C.
- Welzel, Alfred, Ing. u. Betriebschef d. Fa. Henschel & Sohn, Hattingen-Ruhr, Abt. Henrichshütte, Bismarckstr. 61.
- ¹⁵³⁵ Wember, Gustav, Direktor d. Mansfeld'schen Kupferschiefer bauenden Gewerkschaft Eisleben, Landwehr 1.
- Wendemuth, Baurat u. Mitglied der Wasserbau-Direktion, Hamburg 14, Dalmann-Str.
- Wendler, H., Maschinenbau-Dipl.-Ingenieur Hamburg, Eilbeckerweg 183 II.
- Werner, Theodor, Ingenieur, Kiel, Germania-werft, Göthe-Str. 2.
- Wessels, Joh., Fr., Senator, Bremen, Langen-Str. 86 I.
- ¹⁵⁴⁰ Westphal, M., Zivilingenieur, Berlin N. 24, Oranienburger Str. 23.
- Wichmann, Alfred O., Kaufmann, Hamburg, Gr. Bleichen 32.
- Wichmann, Otto, Besitzer der Alster-Dampfboote, Hamburg, Neuer Wall 2. I.
- Wiecke, A., Direktor des Oberbilk Stahlwerkes, Düsseldorf-Oberbilk, Stern-Str. 67.
- Wieland, Philipp, Kommerzienrat, Ulm a. D., Postfach 48.
- ¹⁵⁴⁵ Wiengreen, Heinr., Maschinen-Inspektor, Hamburg, Eimsbütteler Marktplatz 20.
- Wiethaus, C. A., Hüttendirektor, Hamm, Westf., Moltke-Str. 4.
- Wiethaus, O., Geheimer Kommerzienrat u. Generaldirektor, Bonn a. Rh.
- Wilhelmi, J., Ingenieur, Hamburg, Mattenwiete 2.
- Wilms, R., Ingenieur u. Expert d. Bureau Veritas, Essen-Ruhr, Selma-Str. 6.
- ¹⁵⁵⁰ Wiltz, Aug., Techn. Direktor d. Fa. Henschel & Sohn, Hattingen-Ruhr, Abt. Henrichshütte.
- Windscheid, G., Kaufmann und k. und k. Österr.-Ung. Vize-Konsul, Nicolaieff.
- Winkel, Ferdinand, Architekt, Breslau, Tauentzienplatz 3a.
- Winter, Günther, Oberingenieur, Nürnberg, Siemens-Schuckertwerke, Lindenau-Str. 39.
- Wirtz, Adolf, Hüttendirektor der Deutsch-Luxemburgischen Bergwerks- und Hütten-A.-G., Mülheim (Ruhr), Aktien-Straße.
- Wischow, Emil Wilhelm, Ingenieur u. ¹⁵⁵⁵ Direktor der Lübecker Maschinenbau-Gesellschaft, Lübeck, Hansa-Str. 13.
- Wiß, Ernst, Ingenieur, Griesheim a. M.
- Wittmer, Kapitän zur See a. D., Berlin NW. 7, Georgen-Str. 34/36.
- Woermann, Ad., Kaufmann, i. Fa. C. Woermann, Hamburg, Große Reichen-Str. 27.
- Wolfenstetter, Maschinenbau - Ingenieur, Kiel-Gaarden, Germania-werft.
- Wolff, Ferdinand, Fabrikdirektor, Mannheim, ¹⁵⁶⁰ Bismarckplatz 5.
- Wolff, J., Fabrikdirektor, Frankfurt a. M., Waidmann-Str. 20.
- Wolff, Richard, Oberleutnant zur See der Reserve des Seeoffizierkorps, Charlottenburg, Bismarck-Str. 91.
- Wurm bach, Korvettenkapitän, Berlin W 30 Barbarossa-Str. 46.
- Zabel, Paul, Kaufm. Direktor d. Fa. Heinrich Lanz, Mannheim, Sofienstr. 20.
- Zanders, Hans, Fabrikbesitzer, Bergisch- ¹⁵⁶⁵ Gladbach, Rheinprovinz.
- Zapf, Georg, Vorstand der Felten & Guilleaume-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, Regierungs-Bau- ¹⁵⁷⁰ meister a. D., Direktor des Hamburger Staatl. Technikums, Hamburg, Papenhuder Str. 42.
- Zörner, Bergrat und Generaldirektor, Kalk bei Köln a. Rhein.

Abgeschlossen am 31. Dezember 1910.

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

II. Satzung.

I. Sitz der Gesellschaft.

§ 1.

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

II. Zweck der Gesellschaft.

§ 2.

Zweck der Gesellschaft ist der Zusammenschluß von Schiffbauern, Schiffsmaschinen- **Zweck.**
bauern, 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 sind:

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

**Mittel zu:
Erreichung d
Zweckes**

III. Zusammensetzung der Gesellschaft.

§ 4.

Die Gesellschaftsmitglieder sind entweder:

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

**Gesellscha:
mitglieder:**

§ 5.

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

§ 6.

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

§ 7.

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

IV. Vorstand.

§ 8.

Vorstand. Der Verwaltungs-Vorstand der Gesellschaft setzt sich zusammen aus:

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.

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

§ 10.

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

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

§ 11.

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

§ 12.

Ersatzwahl des Vorstandes. Scheidet ein Mitglied des geschäftsführenden Vorstandes während seiner Amtsdauer 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 Amtsdauer des ausgeschiedenen Vorstandsmitgliedes wählt die Hauptversammlung ein neues Vorstandsmitglied.

§ 13.

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

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

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

Das Geschäftsjahr ist das Kalenderjahr.

V. Aufnahmebedingungen und Beiträge.

§ 14.

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. Aufnahme
Fachmitglie

§ 15.

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. Aufnahme
Mitgliede

§ 16.

Jedes eintretende Gesellschaftsmitglied zahlt ein Eintrittsgeld von 20 M. Eintrittsge

§ 17.

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

§ 18.

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

§ 19.

Ehrenmitglieder sind von der Zahlung der Jahresbeiträge befreit. Befreiung
Beiträge

§ 20.

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

§ 21.

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

VI. Versammlungen.

§ 22.

Versammlungen. Die Versammlungen der Gesellschaft zerfallen in:

1. die Hauptversammlung,
2. außerordentliche Versammlungen.

§ 23.

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

Der geschäftliche Teil umfaßt:

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

§ 24.

Außerordentliche Versammlungen. 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.

§ 25.

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

§ 26.

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

§ 27.

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

§ 28.

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

§ 29.

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

Art der
Abstimmung

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

§ 30.

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

Protokolle.

§ 31.

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

Geschäfts-
ordnung.

VII. Auflösung der Gesellschaft.

§ 32.

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

Auflösung.

§ 33.

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

Verwendung d
Gesellschafts
Vermögens.

III. Satzung

für den

Stipendienfonds der Schiffbautechnischen Gesellschaft

§ 1.

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

§ 2.

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

- 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.

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

§ 4.

Reisestipendien. 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 keine Berufung. Nach der Rückkehr von der Reise muß der Unterstützte in knappen Worten dem Vorstande eine schriftliche Mitteilung davon machen, welche Orte und Wege er besucht hat. Weitere Berichte dürfen nicht von ihm verlangt werden.

§ 5.

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

Beihilfen.

§ 6.

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

Anerkennung

§ 7.

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

Überschüsse

§ 8.

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.

Jahresbericht

§ 9.

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

Änderungen
der Satzung

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

§ 1.

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

§ 2.

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

§ 3.

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

§ 4.

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

§ 5.

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

§ 6.

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

§ 7.

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

§ 8.

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

V. Bericht über das zwölfte Geschäftsjahr 1910.

Allgemeines.

Die immer noch unbestimmte, nur langsam sich bessernde wirtschaftliche Lage unserer Schiffbauindustrie ist auf die Entwicklung der Schiffbautechnischen Gesellschaft im vergangenen Geschäftsjahr ohne störenden Einfluß geblieben. Unsere Leistungsfähigkeit hat sich gegen früher sogar wesentlich gestärkt, wie das vorige Jahrbuch 1910 bezeugt. Mit seinen 900 Seiten und 700 Abbildungen übertrifft es alle früheren Bände ganz erheblich und trägt die Kunde von unserer literarischen Produktivität in die gesamte fachtechnische Welt. Unter Berücksichtigung der knappen Zeit, die für die Zusammenstellung dieses stattlichen Jahrganges zur Verfügung stand, hat diese Leistung rückhaltlose Anerkennung gefunden, wie aus zahlreichen an uns gelangten Zuschriften und Besprechungen hervorgeht.

Veränderungen in der Mitgliederliste.

Die im vorigen Jahr an dieser Stelle ausgesprochene Vermutung, daß nach dem starken Mitgliederzuwachs der drei letzten Jahre unsere Aufnahmefähigkeit für neue Mitglieder vorläufig einen gewissen Sättigungsgrad erreicht hätte, hat sich als richtig erwiesen. Obwohl wir zwar wiederum über zahlreiche Beitritte berichten können, glich sich die dadurch erzielte Bereicherung durch den Austritt einer entsprechenden Zahl von Mitgliedern ungefähr aus. Die nachstehende Liste gibt eine Übersicht über die im Jahre 1910 eingetretenen Veränderungen. Wie ersichtlich, hat sich die Bilanz im Vergleich zu dem auf der Hauptversammlung bekannt gegebenen Abschluß gegen Ende des Jahres noch etwas günstiger gestaltet.

Durch den Tod abberufen sind die Herren:

1. S c h m i d t , H e n r y , Beeidigter Dispacheur, Hamburg.
2. R e n n e r , W. , Oberingenieur, Budapest.
3. E i n b e c k , J. , Ingenieur, Kiel.
4. K r u m b e i n , B. , Dipl.-Ing., Elbing.

5. R a d e r m a c h e r, C a r l, Schiffbauingenieur, Godesberg a. Rh.
6. L a c h m a n n, E d., Dr. jur., Justizrat, Berlin.
7. R i c h t e r, H a n s, Direktor der Germaniawerft, Kiel.
8. K l u s t, H e r m., Ober-Ingenieur, Elbing.
9. J o h n s o n, A x e l, Generalkonsul und Reeder, Stockholm.
10. H e c k m a n n, P a u l, Geheimer Kommerzienrat, Berlin.
11. E v e r s, G e o r g, Bevollmächtigter d. Germanischen Lloyd, Vegesack.
12. D e A n g u l o, E n r i q u e G a r c i a, Exzellenz, General du Genie Maritime Espagnol, Madrid.
13. A h l e r s, O. J. D., Direktor, Bremen.
14. L o e w e, J., Dr.-Ing., Geheimer Kommerzienrat, Berlin.
15. K i n t z e l, E., Torpeder-Kapitänleutnant a. D., Dresden.
16. M a g n u s, E m i l, Vorsitzender im Aufsichtsrat der Neptunwerft, Rostock, Hamburg.
17. C l o u t h, F r a n z, Generaldirektor, Cöln-Nippes.
18. M e h l i s, D r. I n g., Kaiserl. Regierungsrat, Berlin.
19. T r o o s t, E d m u n d, Reeder, Berlin.
20. H u b e r, C a r l, Zivilingenieur, Berlin.

Auf eigenen Wunsch schieden aus:

1. v. A m m o n, Kapitän z. S. Berlin.
2. B a c h m a n n, Kontreadmiral, Berlin.
3. B e l k n a p, R. R., Korvetten-Kapitän, bisher Marineattaché bei der amerik. Botschaft in Berlin.
4. B e r t r a m, E d., Wirkl. Geh. Ober-Baurat a. D. Berlin.
5. D i c k, Kontreadmiral, Wilhelmshaven.
6. D o e h r i n g, H e i n r., Direktor, Lübeck.
7. D ö r k e n, R., Dipl.-Ing., Gevelsberg.
8. F r i k a r t, J., R., Zivilingenieur, München.
9. H a l b e r s t ä d t e r, P a u l, Ingenieur, Elbing.
10. H a r t u n g, Ingenieur, Geestemünde.
11. H o f f e r t, Kapitänleutnant, Wilhelmshaven.
12. J a h n, P., Oberingenieur, Berlin.
13. v. K a t z l e r, R u d., Dr. jur. Rechtsanwalt, Bitburg.
14. K e l l e r h o f f, J o h., Schiffbau-Ingenieur, Roßlau.
15. K i e f e r, G., Ingenieur, Hannover.
16. K i e l h o r n, Schiffbauingenieur, Geestemünde.

17. Kinzelbach, R., Ingenieur, Schöneberg.
18. Keil, Friedrich, k. u. k. Maschinenbau-Oberingenieur 1. Kl. Pola.
19. Kiselowsky, Erich, Dipl.-Ing. Tegel-Berlin.
20. König, R., Hüttdirektor, Emden.
21. Kühnen, Th., Betriebsingenieur, Danzig.
22. Liefeld, Direktor, Friedrichswalde.
23. Möller, Erich, Ingenieur, Stettin.
24. Müller, Friedrich Wilhelm, Abteilungsvorsteher, Dessau.
25. Patrick, Ingenieur, Frankfurt a. M.
26. Paul, Fritz, Dipl.-Ing., Frankfurt a. M.
27. Redlich, Fregattenkapitän, Berlin.
28. Schäfer, W., Direktor, Paraguay.
29. Scheder, Kontre-Admiral z. D., Kiel.
30. Schnitzing, Gustav, Direktor, Dresden.
31. Schultz, Kapitän z. S., Kiel.
32. Sosat, J., Dipl.-Ing., Bremen.
33. Staerker, Walther, Kaufmann, Leipzig.
34. Thomas, Eugen, Kaufmann, Hamburg.
35. Wallenberg, G. O., Excellenz, Schwedischer Gesandter in Yokohama.
36. Wenke, G., Direktor, Hamburg.
37. Wagner, Heinrich, k. u. k. Schiffbau-Oberingenieur 2. Kl., Wien.
38. Wolffram, Geh. Oberregierungsrat, Berlin.
39. Zahn, Dr., G. H. B., Oberingenieur, Berlin.
40. Zapp, Gustav, Düsseldorf.
41. Zweig, Heinrich, k. u. k. Oberster Schiffbauingenieur, Wien.

Ihren Beitritt erklärten folgende Herren:

FACHMITGLIEDER.

1. Arnold, Regierungsrat, Steglitz-Berlin.
2. Erdmann, P., Ingenieur, Rostock.
3. Hantelmann, K., Dipl.-Ing., Stettin.
4. Heidtmann, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg.
5. Hein, H., Dipl.-Ing., Bremen.
6. Herrmann, Hugo, k. u. k. Maschinenbauoberingenieur 2. Kl., Wien.
7. Justus, Ph., Direktor und Ingenieur, Bremen.
8. Klagemann, Jch., Marinebaurat, Berlin.

9. Knudsen, Ivar, Direktor von Burmeister & Wains, Kopenhagen.
10. Kraft, Ernest, Dipl.-Ing., Budapest.
11. Kramer, Fritz, Ingenieur, Stettin.
12. Köhler, A., Marine-Maschinen-Baumeister, Wilhelmshaven.
13. Mladiáta, A. J., k. u. k. Marine-Schiffbauingenieur, Pola.
14. Morin, S., k. u. k. Schiffbauoberingenieur 3. Kl., Wien.
15. Palm, W., k. u. k. Schiffbauoberingenieur 1. Kl., Wien.
16. Renner, Felix, Dipl.-Ing., Hamburg.
17. Rieppel, Paul, Dr.-Ing., Hamburg.
18. Schatzmann, Edwin, Marine-Maschinenbaumeister, Berlin.
19. Schätzle, Jos. H., Ingenieur, Hamburg.
20. Schmidt, Rudolf, Konstrukteur der A. G. „Weser“, Bremen.
21. Wach, H., Dr.-Ing., Oberingenieur, Kiel.
22. Wandersleben, Dipl.-Ing., Essen-Ruhr.
23. Wustrau, H., Marine-Baumeister, Kiel.

MITGLIEDER.

24. Ahlers, Karl, Kaufmann und Reeder, Bremen.
25. Ahlert, Fregattenkapitän, Berlin.
26. Becker, Erich, Fabrikbesitzer, Berlin-Reinickendorf.
27. Dr. Beckmann, Oberingenieur, Berlin.
28. Bergmann, Otto, Maschinenbauingenieur, Kiel.
29. Bögel, W., Hüttdirektor, Hattingen.
30. Brauer, Walter, Dipl.-Ing., Düsseldorf.
31. Bruns, H., Dipl.-Ing., Nürnberg.
32. Burmeister, Marine-Oberstabsingenieur a. D., Berlin.
33. v. Burstini, Ingenieur, Breslau.
34. Dittmer, Kapitän z. S. a. D., Berlin.
35. Eckermann, Kapitän z. S., Kaiserl. Werft, Wilhelmshaven.
36. Fabig, Hermann, Dipl.-Ing., Direktor, Bonn a. Rh.
37. Faramond, G., Vicomte de, Fregattenkapitän, französischer Marine-attaché, Berlin.
38. Fischer, Ernst, Ingenieur, Danzig.
39. Fischer, M., Direktor, Mannheim.
40. Fritze, Joh., Ingenieur, Heegermühle.
41. Gädecke, Kapitän z. S., Reichsmarineamt, Berlin.
42. Gruber, Karl, Techn. Direktor, Rheydt.

43. Grünwald, S., Schiffahrtsdirektor, Dresden.
44. Guthknecht, Dipl.-Ing., Patentanwalt, Dortmund.
45. Hahn, August, Direktor, Berlin.
46. Heesch, Otto, Oberingenieur, Oberlößnitz-Radebeul.
47. Hiehle, K., Techn. Hilfsarbeiter im R. M. A., Berlin.
48. von Hollmann, Staatssekretär a. D., Excellenz, Berlin.
49. Kaehlert, Marine-Chefingenieur a. D., Kiel.
50. Kawadje, Toshinori, Korvettenkapitän, japanischer Marineattaché, Berlin.
51. Kempf, Günther, Dipl.-Ing., Dresden.
52. Kirchner, E., Kommerzienrat, Leipzig.
53. Köster, Direktor u. Ingenieur, Frankfurt a. M.
54. Lange, Karl, Dipl.-Ing., Bremen.
55. Langen, Fritz, Fabrikbesitzer, Elsdorf-Rheinland.
56. Mankiewitz, P., Direktor der Deutschen Bank, Berlin.
57. v. Mann, Edler v. Tiechler, Ritter, Kapitän z. S. Kiel.
58. Noltenius, Fr., H., Direktor, Bremen.
59. Pohlmann, W., Dipl.-Ing., Kiel.
60. Rabbeno, Giorgio, Kapitano del Genio Navale, Berlin.
61. Rehfeld, Ernst, Direktor, Oberschöneeweide-Berlin.
62. Roesler, L., k. u. k. Oberkommissar im Handelsministerium, Wien.
63. Schaarschmidt, Oscar, Direktor, Hamburg.
64. Schmidt, Ferdinand, Dispacheur und Havariekommissar, Hamburg.
65. Schroedter, C., Herausgeber und Chefredakteur der „Hansa“, Hamburg.
66. v. Schuh, C., Dr., Oberbürgermeister, Kgl. Geh. Hofrat, Nürnberg.
67. Schütz, Kapitän z. S., R. M. A., Berlin.
68. Springer, J., Verlagsbuchhändler, Berlin.
69. Stauss, E. G., Direktor, Berlin.
70. Traut, F. A., Korvettenkapitän, amerikanischer Marineattaché, Berlin.
71. Vogel, Werner, Dr. jur., Kaufmann, Berlin.
72. Watson, Hugh, Captain Royal Navy, englischer Marineattaché, Berlin.
73. Welzel, A., Ingenieur, Betriebschef, Hattingen.
74. Wember, A., Ingenieur, Betriebschef, Hattingen.
75. Wieland, Philipp, Kommerzienrat, Ulm a. D.

76. Wiltz, Aug., Technischer Direktor, Hattingen.

77. Wolff, Richard, Oberleutnant z. S. d. R., Charlottenburg.

78. Zabel, Paul, Direktor, Mannheim.

Der Verlust wird demnach nicht nur ausgeglichen, sondern es steht ihm noch ein Gewinn von 17 Herren gegenüber.

Wirtschaftliche Lage.

Die nachstehend abgedruckte Abrechnung für das Jahr 1909 bietet keine wesentlichen Veränderungen gegen früher. Sie wurde durch unsere Revisoren, Herrn Direktor B. Masing, Dresden, und Herrn Rechtsanwalt Dr. Vielhaben, Hamburg, ordnungsmäßig geprüft und durch eigenhändige Unterschrift für richtig befunden.

Einnahmen 1909.

Ausgaben 1909.

	M.		M.
1. Mitgliederbeiträge 1909 (1505 Beiträge)	30 148,73	1. Jahrbuch	15 002,47
2. Mitgliederbeiträge 1910	100,—	2. Gehälter	6 937,90
3. „ „ 1908	250,—	3. Bureaubetrieb	3 012,21
4. Eintrittsgelder 1909	860,—	4. Post	1 314,07
5. „ „ 1908	180,—	5. Hauptversammlung	4 408,30
6. Lebenslängliche Beiträge	400,—	6. Sommerversammlung	1 070,60
7. Zuschuß des Reichsmarineamts	2 000,—	7. Bibliothek	292,60
8. Freigewordene Depositen	1 121,30	8. Diverses	3 909,51
9. Diverse einmalige Einnahmen	221,65	9. Stipendienfonds	500,—
10. Jahrbuchertrag 1909	2 037,51	10. Kautionskonto	1 100,—
11. Beiträge für die Sommerversammlung	919,75	11. Inventarkonto	232,95
12. Beiträge für die Hauptversammlung	3 940,—	12. Effektenkauf Nom. M. 10 000	9 467,10
13. Zinsen an Effekten und Bankguthaben	10 971,02		
14. Kassenbestand am 1. Januar 1909	2 898,63		
15. Banksaldo am 1. Januar 1909	2 718,—		
Sa.	58 766,59		
		Total	47 247,71
		Kassenbestand	
		am 31. Dezember 1909	1 679,88
		Banksaldo	
		am 31. Dezember 1909	9 839,—
		Sa.	58 766,59

Geprüft und richtig befunden.

Berlin, den 5. Februar 1910.

B. Masing.

Vielhaben.

Anlaß zu Erläuterungen bieten nur die Mitgliederbeiträge, durch deren Steigerung um rund 2000 *M* die im November 1908 beschlossene Herabsetzung des Jahresbeitrages und des Eintrittsgeldes zum ersten Male ziffernmäßig ihre Rechtfertigung findet. Durch die Unterstützung seitens des Reichsmarineamtes sowie durch die Einschränkung der Sommerversammlung gestalteten sich die Einnahmen noch etwas günstiger. Andererseits haben die Ausgaben für das Jahrbuch, für den Bureaubetrieb, für Porto usw. eine geringfügige Steigerung erfahren, die indessen gegen die in 3½ % Preußischen Konsols angelegte Ersparnis von 9467,10 *M* wenig ins Gewicht fallen.

Infolge bedeutender Mehrausgaben für das Jahrbuch 1910 sowie durch die Zurückstellung der für die Sommerversammlung in Kiel bewilligten 12 000 *M* wird sich dagegen die Abrechnung für das Jahr 1910 aller Voraussicht nach nicht so vorteilhaft stellen wie im Vorjahr.

Das 50 jährige Jubiläum der
Institution of Naval-Architects.

Anfang Juli dieses Jahres wollte die Institution of Naval Architects in London die Feier ihres 50 jährigen Bestehens durch einen internationalen Schiffbauerkongreß unter dem Ehrenvorsitz Seiner Königlichen Hoheit des Prinzen von Wales festlich begehen. Auch an den Vorstand der Schiffbautechnischen Gesellschaft waren Einladungen zur Teilnahme an den Festlichkeiten ergangen; die Herren Konsul Dr.-Ing. O. Schlick und Geheimer Regierungsrat Professor O. Flamm hatten sich außerdem bereit erklärt, gleich den Vertretern der anderen Nationen wissenschaftliche Vorträge auf diesem Kongreß zu halten, als der plötzliche Tod des Höchsten Protektors der Institution, Seiner Majestät des Königs Edward VII., alle Vorbereitungen zum Jubiläum unterbrach und wegen der Landestrauer einen Aufschub der Festlichkeiten um ein Jahr bewirkte. Seine Königliche Hoheit der Großherzog von Oldenburg hatte als unser Ehrenvorsitzender die Gnade, der befreundeten englischen Schwestergesellschaft zu ihrem schweren Verlust Allerhöchstseiner Teilnahme und das Beileid unserer Mitglieder zu übermitteln. Auf diese Kundgebung lief folgende Antwort des Rt. Hon. Earl Cawdor, des Präsidenten der Institution ein:

H. R. H. the Grand Duke Friedrich August von Oldenburg
Honorary President of the
Schiffbautechnische Gesellschaft,
Berlin.

Sir,

I have the honour to acknowledge receipt of your letter of the 20th inst., conveying on behalf of yourself and the members of the Schiffbautechnische Gesellschaft their deep sympathy on the occasion of the great loss which we have sustained through the death of His Majesty King Edward VII, Patron of the Institution.

I need not assure you, Sir, how greatly your sympathy will be appreciated by the members of this Institution as a further proof of the cordial relations which exist between the members of the German and English Societies of Naval Architecture.

I have the honour to remain

Sir,

Your obedient Servant

Cawdor

President.

Das Jubiläum wird nachträglich am 4. Juli 1911 und an den folgenden Tagen in der geplanten Weise gefeiert werden.

Tätigkeit der Gesellschaft.

a) Deutsche Dampfkessel-Normenkommission.

Anschließend an unsere vorjährige Besprechung teilen wir nachstehend den Bericht des Herrn Oberingenieur C. Rosenberg von der Tecklenborgwerft in Geestemünde mit, der als unser Vertreter an den drei Sitzungen der Kommission am 30. Oktober 1909, am 12. Februar und am 14. Juni 1910 teilgenommen hat:

Da die Eisenhüttenleute der Verarbeitung von hartem Metall für Landkessel abgeneigt sind, hatte die Unterkommission für Landdampfkessel in der 2. ordentlichen Versammlung vom 30. Oktober 1909 den Antrag gestellt, Material zu sammeln über die Frage, ob und in welchem Maße hartes Metall unsicherer ist als weiches. Diesem Antrag wurde seitens der Kommission zugesprochen und veranlaßte der Vorstand hierüber eine Rundfrage an alle Mitglieder der Normenkommission sowie an eine Anzahl Behörden.

Von vielen Schiffswerften, Maschinenfabriken, Kesselüberwachungsvereinen und staatlichen Kesselbehörden sind Berichte eingegangen, die Herr Baurat Schmelzer zusammengestellt hat. Wesentlich Neues hatte diese Umfrage nicht ergeben; im allgemeinen ging daraus hervor, daß die Fabrikanten von Landdampfkesseln Bleche geringerer Festigkeit, die Fabrikanten von Schiffsdampfkesseln Bleche höherer Festigkeit verarbeiten und die letzteren die mit dem harten Material gemachten Erfahrungen durchweg günstig beurteilen.

Unter dem 9. Januar d. J. ging dem Vorstand der Dampfkessel-Normenkommission von dem Herrn Reichskanzler ein Schreiben zu des Inhalts, daß am 19. Juni 1909 auf dem Rheindampfer „Gutenberg“ eine Kesselexplosion stattgefunden habe, wobei 5 Personen getötet, 5 Personen schwer und 17 Personen leicht verletzt wurden und als Ursache der Explosion die Zerstörung eines großen Teiles der Stehbolzen anzusehen sei. Es bestände die Absicht, eine baldige Vorschrift dahin zu erlassen, daß die Stehbolzen zur besseren Erkennung eines Bruches beiderseits angebohrt werden sollen. Der Vorstand der Normenkommission solle sich bald darüber äußern, ob Bedenken gegen diese Vorschrift bestehen, und ob die vorzeitige Anberaumung einer Vollversammlung notwendig sei. Dieser Vorschlag des Reichskanzlers stützte sich auf ein Schreiben des preußischen Ministers für Handel und Gewerbe vom 23. Dezember 1909, in welchem der Herr Minister aussprach, daß er nach Anhören des Gutachtens der Königlichen Technischen Deputation für Gewerbe eine baldige Vorschrift für das Anbohren aller Stehbolzenverankerungen erlassen wollte, ohne eine Beratung der Normenkommission in dieser Sache abzuwarten. Der Vorstand der Normenkommission hatte auf das Schreiben des Herrn Reichskanzlers hin eine gemeinschaftliche Sitzung der beiden Ausschüsse für Land- und Schiffsdampfkessel zum 12. Februar nach Berlin einberufen. Inzwischen waren bei dem Vorstand der Normenkommission von verschiedenen größeren Kesselbaufirmen sowie vom Württembergischen Bezirksverein Deutscher Ingenieure Schreiben eingelaufen, die sich alle gegen die beabsichtigte Vorschrift der Stehbolzendurchbohrung aussprachen.

Die Versammlung hat dann im Beisein der Herren Regierungsvertreter die Angelegenheit eingehend besprochen und kam nach gründlicher Erwägung aller in Betracht kommenden Umstände zu dem Resultat, daß eine beschleunigte Behandlung der Angelegenheit nicht nötig sei, und faßte einstimmig nachfolgenden Beschluß:

„Die Ausschüsse für Land- und Schiffsdampfkessel sind der Meinung, daß gegen den Erlaß der von der Königlichen Preußischen Regierung in Aussicht genommenen Vorschrift betreffend die Durchbohrung der

Stehbolzen Bedenken bestehen. Zur Klarstellung der Sache wird ihre eingehende Behandlung beschlossen und zu diesem Zwecke ein Unterausschuß eingesetzt. Die vorzeitige Berufung einer Vollversammlung der Normenkommission wird nicht für erforderlich erachtet. Dringlicher als die Erlassung einer Bauvorschrift erscheint eine Anweisung an die Kesselprüfer, den mit Stehbolzen versehenen Kesseln, insbesondere solchen auf Passagierdampfern aufgestellten Kesseln besondere Aufmerksamkeit zu widmen.“

Der Unterausschuß, bestehend aus den Herren Eckermann, Reischle, Berninghaus für Landkessel und den Herren Professor Dieckhoff, Kommerzienrat Sachsenberg und Oberingenieur Rosenberg für Schiffskessel, war nach weiterer Sammlung von Materialien zu einer Sitzung zum 14. Juni 1910 zu einer Konferenz in Eisenach zusammengetreten. Der Unterausschuß konnte nach längerer Beratung auch hier die Notwendigkeit der Durchbohrung nicht anerkennen und faßte nachstehenden Beschluß, welchen er der Normenkommission in seiner im Oktober 1910 stattfindenden 3. ordentlichen Versammlung zur Annahme empfahl:

„Der von den beiden Ausschüssen der Deutschen Dampfkessel-Normenkommission am 12. Februar d. Js. eingesetzte Unterausschuß ist in der heutigen Verhandlung einstimmig zu dem Ergebnis gelangt, daß schwere Bedenken gegen die angeregte behördliche Vorschrift vorliegen, die Stehbolzen der Dampfkessel mit einer Längsbohrung zu versehen, und empfiehlt deshalb einhellig, die Vorschrift abzulehnen.

Der Unterausschuß ist vielmehr der Meinung, daß der Zweck der angeregten Vorschrift vollkommener erreicht wird durch eine gründliche, in angemessenen Zeiträumen zu wiederholende Untersuchung der in Betracht kommenden Kessel, wobei solchen auf Passagierdampfern aufgestellten besondere Aufmerksamkeit zu widmen ist.

Durch dieses Vorgehen werden nicht nur die neuen, sondern auch die bereits im Betriebe befindlichen Kessel betroffen.

Zur Begründung wird auf den Sitzungsbericht von heute und vom 12. Februar dieses Jahres verwiesen.“

Auch die am 29. Oktober 1910 in Berlin zusammengetretene dritte ordentliche Versammlung hat die Notwendigkeit einer behördlichen Vorschrift, daß Stehbolzen mit Längsbohrung versehen sein müßten, einstimmig verneint.

b) D e u t s c h e r S c h u l s c h i f f v e r e i n .

An der unter dem Vorsitz Seiner Königlichen Hoheit des Großherzogs von Oldenburg stattgefundenen außerordentlichen Mitgliederversammlung in der Seebadeanstalt in Travemünde am 4. Juli nahm der Vorsitzende Herr Geheimer Regierungsrat Professor Busley als unser Vertreter teil. Mit dieser Tagung war den Teilnehmern zum erstenmal die Gelegenheit geboten, beide Schulschiffe besichtigen zu können. Das neue Schulschiff „Prinzeß Eitel Friedrich“ war erst am 6. April d. J. von der Werft Blohm & Voß in Hamburg übernommen. Alle Besucher sind sich einig darüber gewesen, daß die Werft mehr als erwartet geliefert habe und daß ein gleich schönes Schiff in der deutschen Seglerflotte kaum existiere.

Die Mitgliederzahl hat sich in den 10 Jahren seit der Begründung bedeutend gehoben. Dank den Bemühungen der sächsischen und bayerischen Vereinigungen beträgt sie bereits mehr als 800, eine Zahl, die hoffentlich auch auf die Finanzlage des Vereins ihre günstige Wirkung nicht verfehlen wird. Wegen der Indienstellung von zwei Schulschiffen ist nämlich fortan mit beträchtlich höheren Ausgabesummen zu rechnen. Zur Steigerung seiner dauernden Einnahmen muß sich daher der Verein weiter auf die schon so häufig bewährte Opferwilligkeit seiner Mitglieder verlassen.

c) D e u t s c h e r N a u t i s c h e r V e r e i n u n d V e r b a n d D e u t s c h e r S e e s c h i f f e r v e r e i n e .

Die zweite gemeinsame Tagung dieser beiden angesehenen Verbände, fortan Deutscher Seeschiffahrtstag genannt, fand am 14. und 15. März unter dem Vorsitz des Herrn Geheimen Kommerzienrats Aug. Schultze-Oldenburg im großen Sitzungssaale der Berliner Handelskammer statt. Unsere Gesellschaft war durch ihren Vorsitzenden und durch ihren Geschäftsführer vertreten. Aus der Fülle gediegener Vorträge heben wir einen auch in schiffbautechnischer Hinsicht interessanten Bericht über den Erweiterungsbau des Kaiser-Wilhelm-Kanal hervor, den der Präsident des Kaiserlichen Kanalamtes, Herr Dr. Kautz-Kiel, in erschöpfendem Umfang erstattete. Dem Museum für Meereskunde wurde ein Besuch abgestattet. Der Direktor, Herr Geheimrat Professor Penck, erläuterte den Teilnehmern die Einrichtungen dieses Institutes, dessen Sammlungen einen lehrreichen Überblick über alle Gebiete des Seewesens gestatten.

d) Das Deutsche Museum von Meisterwerken der Natur-
wissenschaft und Technik in München

hielt seine sechste Ausschußsitzung, auf welcher unser Vorsitzender die Schiffbautechnische Gesellschaft vertrat, am 29. September ab. Als Geschenk des Kaisers überreichte Herr Geheimer Oberbaurat P. Hossfeld-Berlin dem Museum ein Modell des deutschen Dreadnoughtpanzers „Rheinland“, das in allen Teilen seinem Vorbild getreu nachgebildet ist und einen beträchtlichen Wert darstellt.

Kundgebungen des Allerhöchsten Protektors.

Seine Majestät der Kaiser hatte auch diesmal wieder die Gnade, das Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft nebst einem Glückwunschsreiben Seiner Königlichen Hoheit unseres Ehrenvorsitzenden zum Geburtstag entgegenzunehmen und Allerhöchst seinen Dank in nachstehendem Schreiben kundzutun:

Durchlauchtigster Fürst,
freundlich geliebter Vetter und Bruder!

Euere Königliche Hoheit haben als Ehren-Vorsitzender der Schiffbautechnischen Gesellschaft Mir auch zu Meinem diesjährigen Geburtstage freundliche Glückwünsche und zugleich das neueste Jahrbuch dieser Gesellschaft zukommen lassen. Für diese Aufmerksamkeiten unterlasse Ich nicht, Euerer Königlichen Hoheit wie der Schiffbautechnischen Gesellschaft Meinen herzlichen Dank auszusprechen.

Ich verbleibe mit den Gesinnungen unveränderlicher Hochachtung und Freundschaft

Euerer Königlichen Hoheit
freundwilliger Vetter und Bruder
(gez.) Wilhelm.

Berlin im Schloß,
den 14. Februar 1910.

An des Großherzogs von Oldenburg Königliche Hoheit.

Gedenktage.

Im Kreise der Gesellschaftsmitglieder sind nach unserer Kenntnis folgende Jubiläen in diesem Jahr gefeiert worden:

Mr. le Commandeur **K r a f t d e l a S a u l x**, Dr.-Ing. h. c., Chefkonstrukteur der Société Cockerill in Seraing, feierte am 12. Februar sein 50 jähriges Dienstjubiläum.

Unser Vorstandsmitglied, Herr Vizepräsident des Norddeutschen Lloyd **F r. A c h e l i s**, Bremen, vollendete am 3. März sein 70. Lebensjahr.

Herr Geheimer Oberregierungsrat, Professor Dr.-Ing. **M a r t e n s**, Direktor des Königl. Materialprüfungsamtes in Groß-Lichterfelde, beging am 6. März seinen 60. Geburtstag.

Herr Geheimer Baurat und Marineschiffbaudirektor a. D. **T h. Z e y s i n g** feierte am 15. Juni in Stettin in voller Rüstigkeit seinen 80. Geburtstag.

Unser Vorstandsmitglied, Herr Konsul Dr.-Ing. **O. S c h l i c k** vollendete am 18. Juni sein 70. Lebensjahr.

Allen Jubilaren übermittelte der Vorstand seine Glückwünsche telegraphisch. Zur Erinnerung an die Verdienste des Herrn Geheimrat Professor **M a r t e n s** um die Förderung des technischen Prüfungswesens beteiligte sich die Schiffbau-technische Gesellschaft durch eine Spende an der Errichtung seiner Büste im Königlichen Materialprüfungsamt.

VI. Bericht über die zwölfte ordentliche Hauptversammlung

in der Aula der Königlichen Technischen Hochschule zu Charlottenburg
am 17., 18. und 19. November 1910.

Erster Tag.

Nach einer mehrjährigen Pause wurde der Hauptversammlung der Schiffbau-technischen Gesellschaft diesmal wieder die hohe Ehre zuteil, Seine Majestät den Kaiser, unseren Allerhöchsten Protektor, am zweiten Versammlungstage in unserer Mitte zu sehen. Da auch Seine Königliche Hoheit der Großherzog von Oldenburg Höchstseiner Erscheinen nur für diesen Tag in Aussicht gestellt hatte, wurden die Verhandlungen am ersten Versammlungstage unter dem Vorsitz des Herrn Geheimrat und Professor Busley ausnahmsweise mit der Erledigung der geschäftlichen Angelegenheiten der Gesellschaft eröffnet. Das vor der Hauptversammlung verlesene und genehmigte Protokoll auf Seite 67 bietet näheren Aufschluß über den Verlauf dieses ersten Teiles des Programms.

Den Reigen der Vorträge eröffnete Herr Professor J. Stumpf-Charlottenburg mit einem als Fortsetzung seines vorjährigen Vortrages aufzufassenden Bericht über „Die weitere Entwicklung auf dem Gebiete des Gleichstrom-Dampfmaschinenbaues“. Die fesselnden Ausführungen des temperamentvollen Redners sowie die eifrige Diskussion, an der sich die Herren Dr. ing. Schmidt-Kassel, Oberingenieur Lichtensteiner-Mannheim, Direktor Henkel-Kassel, Direktor Gerdau-Düsseldorf und Direktor Fischer-Mannheim beteiligten, erbrachten den Nachweis, daß sich das Gleichstromprinzip, wenn auch unter dem Widerspruch der älteren konkurrierenden Systeme, allmählich Geltung zu verschaffen scheint.

Als zweiter Redner trug Herr Fregattenkapitän Thorbecke-Charlottenburg über das Thema: „Der Aufbau schwerer Geschütztürme an Bord von Schiffen“ vor. In knappen, scharfen Umrissen beleuchtete der Verfasser die Beziehungen der Geschützaufstellung zum

Schiff- und Maschinenbau und formulierte kurz die Forderungen, welche vom artilleristischen Standpunkt aus an die Konstruktion der Geschütztürme und an den Kriegsschiffbau überhaupt gestellt werden müssen. Reicher Beifall lohnte diese lehrreichen Darbietungen, deren Einzelheiten in der Diskussion von den Herren Dipl.-Ing. Orbanowski-Hamburg und Wirkl. Geh. Oberbaurat Dr. ing. Veith-Berlin noch ergänzt wurden.

Nach der einstündigen Frühstückspause erhielt Herr Direktor Saiuberlich von der Schiffswerft J. Frerichs & Co. A.-G., Osterholz-Scharmbeck, das Wort zu seinen Mitteilungen über „Schiffs-Dieselmotore“, deren Einführung gegenwärtig eine brennende Frage nicht nur für die Techniker, sondern ebenso für die Interessenten unserer Seeschifffahrt und Hochseefischerei bildet. Die praktischen Ausführungen und Vergleiche zwischen Dampf- und Motorschiffen, von denen Herr Direktor Saiuberlich berichtete, konnten den vorteilhaften Eindruck, welchen die Versammlung von diesem Vortrag empfing, nur verstärken.

Auch Herr Ingenieur O. Weiß-Charlottenburg erntete allseitigen Beifall für seinen wohlgelungenen, durch zahlreiche Lichtbilder und Modelle unterstützten Vortrag über die „Verwendung elektrischer Fernthermometer an Bord“.

Zweiter Tag.

Zur festgesetzten Zeit hatte sich wieder eine stattliche Zahl von etwa 600 Gesellschaftsmitgliedern und Gästen aus den Kreisen der hohen Zivil- und Militärbehörden in der Aula eingefunden. Pünktlich um 9 Uhr erschien Seine Königliche Hoheit der Großherzog und eröffnete die Versammlung mit dem Vortrag des Herrn Geheimen Regierungsrat Professor Dr. Cranz-Charlottenburg über: „Bewegungsercheinungen beim Schuß“.

Das Gebiet, dessen Behandlung sich der Herr Vortragende zur Aufgabe gestellt hatte, war ein so umfangreiches, daß jeder Teil für sich genügend Stoff zu einer besonderen Abhandlung hätte bieten können. Mit meisterhaftem Geschick beschränkte sich aber der Redner auf die allgemein und den Techniker besonders interessierenden Vorgänge. Er war mit seinen Ausführungen noch nicht zu Ende, als um 10 Uhr Seine Majestät der Kaiser, begleitet von Seiner Exzellenz dem Staatssekretär des Reichsmarineamts, Herrn v. Tirpitz, und Seiner Magnificenz dem Rektor der Technischen Hochschule, Herrn Geheimrat

Professor Dr. ing. Müller-Breslau, die Aula betrat. Auf Allerhöchsten Befehl setzte Herr Geheimrat Cranz seinen Vortrag fort und wiederholte die kinemographischen Vorführungen, welche dankbare Aufnahme fanden.

In der Diskussion, welche von Herrn Geheimen Marine-Baurat Bürkner-Berlin eröffnet wurde, ergriff auch Seine Majestät der Kaiser das Wort zu einer Mitteilung, welche seine langjährigen persönlichen Beobachtungen bezüglich des Ein- und Ausschusses beim Wilde betraf. Lebhafter, anhaltender Beifall folgte den Ausführungen des kaiserlichen Redners.

Als nächstes Thema behandelte Herr Direktor Frahm - Hamburg seine eigene Erfindung: „Neuartige Schlingertanks zur Abdämpfung von Schiffsrollbewegungen“, deren praktische Verwendbarkeit er seinen Zuhörern durch mehrere wohlgelungene Experimente vor Augen führte. Auch diesen Darbietungen, über deren Tragweite man sich großen Hoffnungen hingeben kann, folgte Seine Majestät der Kaiser mit sichtlichem Interesse und sprach am Schlusse Herrn Direktor Frahm Allerhöchstseine Anerkennung aus.

An der Diskussion beteiligten sich die Herren Geheimer Oberbaurat Hüllmann-Berlin und Dr. ing. Horn-Kiel. Der letztere hat seine damalige Kritik inzwischen zu einer Abhandlung über die Theorie der Schlingertanks erweitert, welche, wie an dieser Stelle bemerkt sein mag, als besonderer Beitrag in dieses Jahrbuch aufgenommen ist.

Mehr an Herz und Gemüt als an den Verstand wendete sich die nun folgende „Vorführung von Lichtbildern nach farbigen Photographien von Spitzbergen und den Polarregionen“ durch Herrn Geheimen Regierungsrat und Professor Miethe-Charlottenburg. Die von Geist und Witz getragenen Erläuterungen, mit welchen Herr Geheimrat Miethe sein im vorigen Jahr auf einer arktischen Studienreise gewonnenes Bildermaterial begleitete, wirkte sichtlich anregend und erheiternd auf die Hörschaft.

Der von Herrn Regierungsrat Dr.-Ing. H. Mehlis-Charlottenburg angekündigte Vortrag über „Heißdampfanlagen mit Ventilmaschinen für Schiffsbetrieb“ wurde wegen ernster Erkrankung des Herrn Referenten in letzter Stunde von Herrn Oberingenieur Lichtensteiner-Mannheim übernommen. Dieser Aufgabe entledigte sich Herr Lichtensteiner mit Geschick; seinen Ausführungen konnte man entnehmen, daß der Einführung von Ventilsteuerungen nach dem System Lenz in den Schiffsmaschinenbau vielleicht noch die Lösung wichtiger Aufgaben vorbehalten ist. Durch die Erfahrungen, welche Seine Königliche Hoheit der Großherzog von Olden-

burg an Bord der „Lensahn“ über die Lentzsche Steuerung gesammelt hatte und der Versammlung bekannt gab, gewann die Diskussion, an welcher sich auch die Herren Professor Mentz-Danzig, Direktor Henkel-Kassel und Oberingenieur Knauer-Bremen beteiligten, erhöhtes Interesse.

Als letztes Thema folgte der Vortrag des Herrn Dr. ing. Gebers über: „Die Entwicklung einer neuen Schleppdampferart für Schifffahrtskanäle durch Modellversuche“. Der Ausbau der künstlichen Wasserstraßen, welchen unsere Regierung gerade gegenwärtig zu fördern bestrebt ist, sicherte diesem Thema von vornherein eine weitgehende Beachtung. Herr Dr. Gebers konnte auch seine langwierigen Versuche in einige wichtige Hauptergebnisse zusammenfassen, die für den Betrieb unserer zukünftigen Mittellandkanäle von großer Bedeutung sind. Wohlverdienter Beifall lohnte den Redner.

Dritter Tag.

Der dritte Tag war der Besichtigung der Königlichen Gewehrfabrik in Spandau gewidmet. Ungefähr 130 Gesellschaftsmitglieder fuhren mit dem fahrplanmäßigen Zuge 9,35 Uhr vom Lehrter Hauptbahnhof nach Spandau, bestiegen die dort bereitgestellten elektrischen Straßenbahnwagen und gelangten kurz nach 10 Uhr ans Ziel. Herr Major Weißhaupt nebst drei seiner Herren Assistenten übernahmen die Führung des Besuches, der um 12 Uhr mittags beendet war. Eine Beschreibung der besichtigten Anlagen findet sich mit Abbildungen im letzten Kapitel dieses Jahrbuches.

Nach der Besichtigung begaben sich einige Herren, welche zugleich Mitglieder des Deutschen Schulschiffvereins sind, unter Führung Seiner Königlichen Hoheit des Großherzogs von Oldenburg im Automobil nach Zehlendorf, um das vom Verein „Seemannserholungsheim“ neuerbaute, für erholungsbedürftige Offiziere und Mannschaften der Kriegs- und Handelsmarine bestimmte „Seemannsheim“ kennen zu lernen. Auch über diesen Ausflug befindet sich am Ende dieses Bandes eine kurze Besprechung.

VII. Protokoll

über die geschäftliche Sitzung der zwölften Hauptversammlung
am Donnerstag, den 17. November 1910.

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

1. Vorlage des Jahresberichtes.
2. Bericht der Rechnungsprüfer und Entlastung des geschäftsführenden Vorstandes von der Geschäftsführung des Jahres 1909.
3. Bekanntgabe der Namen der neuen Gesellschaftsmitglieder.
4. Ergänzungswahlen des Vorstandes. Es sind zu wählen: Zwei fachmännische und zwei nichtfachmännische Beisitzer.
5. Wahl der Rechnungsprüfer für das Jahr 1910.
6. Sommerversammlung 1911.
7. Sonstiges.

Getagt wurde unter dem Vorsitz des Herrn Geheimen Regierungsrat und Professor Busley und in Gegenwart von etwa 120 Gesellschaftsmitgliedern, die sich allmählich eingefunden hatten.

1. Nach der Eröffnung der Sitzung durch den Vorsitzenden genehmigt die Versammlung den mit den Drucksachen bereits in der vorigen Woche versandten Jahresbericht 1910. Auf seine Verlesung wird verzichtet. Der Geschäftsführer bringt nur die Namen der im Laufe des Jahres eingetretenen, ausgetretenen und verstorbenen Mitglieder zur Verlesung. Zum Andenken an die Verstorbenen erhebt sich die Versammlung von ihren Sitzen.

2. Darauf erstattet Herr Direktor Masing den Bericht der Rechnungsprüfer für das Jahr 1909 und empfiehlt die Entlastung des geschäftsführenden Vorstandes, welche einstimmig genehmigt wird.

3. Da die Bekanntgabe der im Jahre 1910 bisher beigetretenen Mitglieder bereits unter Punkt 1 der Tagesordnung geschehen ist, verzichtet die Versammlung auf die nochmalige Verlesung.

4. Zur Neuwahl stehen laut Tagesordnung zwei fachmännische und zwei nichtfachmännische Beisitzer. Herr Geheimrat Strasser-Berlin, bringt die Wiederwahl der bisherigen Vorstandsmitglieder in Anregung. Ohne Widerspruch und auf einstimmigen Beschluß aller Anwesenden erfolgt die Wiederwahl des Herrn Kommerzienrat Gotthard Sachsenberg - Roßlau als fachmännischen Beisitzers und der Herren Geheimer Kommerzienrat August Schultze-Oldenburg und Konsul Ed. Woermann - Hamburg, als nichtfachmännischer Beisitzer. Für das ausscheidende Vorstandsmitglied, Herrn Geheimen Baurat R. Zimmermann - Eutin (Holstein), wird Herr Geheimer Baurat Justus Flohr - Stettin-Bredow als fachmännischer Beisitzer neu gewählt. Die gewählten Herren nehmen die Wahl dankend an.

5. Die bisherigen Rechnungsprüfer, Herr Direktor Masing - Stettin, und Herr Rechtsanwalt Dr. Vielhaben-Hamburg, werden ebenfalls einstimmig wiedergewählt und erklären sich mit der Wahl einverstanden.

6. Auf Vorschlag des Vorstandes wird mit Rücksicht auf das im Juli 1911 stattfindende 50 jährige Jubiläum der Institution of Naval-Architects die nächste Sommerversammlung der Schiffbautechnischen Gesellschaft in Kiel um ein Jahr, auf 1912, verschoben.

7. Da keine Anträge von seiten der Mitglieder eingelaufen sind, schließt der Vorsitzende nach Verlesung des Protokolls durch den Geschäftsführer und nach Genehmigung des Inhaltes durch die Versammlung die Sitzung um 9 Uhr 30 Minuten.

C h a r l o t t e n b u r g , den 17. November 1910.

gez. B u s l e y ,
Vorsitzender.

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

VIII. Unsere Toten.

Von unseren im Jahre 1910 verstorbenen Mitgliedern sind wir durch die dankenswerte Unterstützung von Seiten ihrer Angehörigen in der Lage, folgenden Herren einen Nachruf zu widmen:

1. Herr Henry Schmidt, Beeidigter Dispacheur und Syndikus des Vereins Hamburger Assekuradeure, Hamburg, gestorben am 9. November 1909.
2. Herr Wilhelm Renner, Oberingenieur, Budapest, gestorben am 16. Januar 1910.
3. Herr Johann Einbeck, Ingenieur, Kiel, gestorben am 9. Februar 1910.
4. Herr Berthold Krumbain, Diplom-Ingenieur, Elbing, gestorben am 12. März 1910.
5. Herr Carl Radermacher, Schiffbau-Ingenieur, Godesberg a. Rh., gestorben am 17. März 1910.
6. Herr Edmund Lachmann, Dr.-jur., Justizrat, Berlin, gestorben am 28. März 1910.
7. Herr Hans Richter, Maschinenbaudirektor der Germaniawerft, Kiel, gestorben am 6. April 1910.
8. Herr Herm. Klust, Ober-Ingenieur, Elbing, gestorben am 11. Mai 1910.
9. Herr Axel A. Johnson, Generalkonsul und Reeder, Stockholm, gestorben am 13. Mai 1910.
10. Herr Paul Heckmann, Geheimer Kommerzienrat, Berlin, gestorben am 23. Mai 1910.
11. Herr G. Evers, Schiffbau-Ingenieur, Bevollmächtigter des Germanischen Lloyd, Bremen, gestorben am 7. Juni 1910.
12. Herr Enrique Garcia de Angulo, Excellenz, Général du Génie maritime Espagnol, Madrid, gestorben am 21. Juni 1910.

13. Herr O. J. D. Ahlers, Direktor, Bremen, gestorben am 14. Juli 1910.
14. Herr J. Loewe, Dr.-ing. Geheimer Kommerzienrat, Berlin, gestorben am 28. August 1910.
15. Herr E. Kintzel, Torpeder-Kapitänleutnant a. D., Dresden, gestorben am 30. August 1910.
16. Herr Emil Magnus, Vorsitzender im Aufsichtsrat der Neptunwerft-Rostock, Hamburg, gestorben am 31. August 1910.
17. Herr Franz Clouth, Generaldirektor, Köln-Nippes, gestorben am 7. September 1910.
18. Herr H. Mehliß, Dr.-ing. Regierungsrat, Charlottenburg, gestorben am 26. November 1910.

HENRY SCHMIDT

wurde am 4. November 1850 geboren, stand also im 60. Lebensjahre, als er auf einer Geschäftsreise nach Rußland am 9. November 1909 in Berlin plötzlich einem Herzschlag erlag.

Henry Schmidt war 30 Jahre lang Generalsekretär, Syndikus und Dispacheur des Vereins Hamburger Assecuradeure gewesen. Seine hervorragenden Geistesgaben und die in der langjährigen Praxis erworbenen Kenntnisse befähigten ihn zu außerordentlichen Leistungen auf dem schwierigen Gebiet der richtigen Behandlung und Erledigung von Seehavariefällen. Häufige Reisen ins Ausland haben seinen Namen weit über Hamburgs Grenzen hinaus bekannt gemacht. Die Abwicklung vieler komplizierter Bergungs- und Havariefälle wurde auf Ansuchen hiesiger und ausländischer Interessenten von ihm durchgeführt; überall wußte man seine Kenntnis der einschlägigen Gesetze aller Nationen zu schätzen.

Am 1. Januar 1901 gründete Schmidt als Dispacheur und Havarievertreter auswärtiger Assekuranzgesellschaften eine eigene Firma, welche das Privatdispachewesen in Hamburg zu hohem Ansehen brachte. Von den Handelskammern Schleswig-Holsteins wurde Schmidt im Jahre 1903 zum beeidigten Dispacheur bestellt, später auch für den Handelskammerbezirk Harburg a. E.

Auf die neuere Schiffahrtsgesetzgebung hat Henry Schmidt durch Teilnahme an Kongressen teils als Vertreter der Assecuradeure, teils aus persönlichem Interesse miteingewirkt.

Der Entschlafene war Ritter der französischen Ehrenlegion und Inhaber des türkischen Medjijieordens.

WILHELM RENNER.

Wilhelm Renner wurde im Jahre 1854 in Gabel (Böhmen) geboren und vollendete seine technischen Studien in Wien und an den Schiffbauschulen von Berlin und Triest. Seine erste Stellung erhielt er im Jahre 1877 beim Oesterreichischen Lloyd. Im Jahre 1888 übernahm er die Leitung der Schiffswerft von Moeller & Holberg in Stettin, auf welcher er in kurzer Zeit, binnen 3 Jahren, hundert Schiffe und ein Schwimmdock erbaute.

Im Jahre 1893 wurde Wilhelm Renner zum Direktor der Schiffswerft der Donau-Dampfschiffahrts-Gesellschaft in Budapest-Altofen ernannt, in welcher Stellung er das erste Schwimmdock mit elektrischem Betrieb nach seiner eigenen Erfindung konstruierte. Auch an der „Milleniums-Ausstellung 1896“ zu Budapest war er mit seiner Firma erfolgreich beteiligt, was ihm viele Ehrungen eintrug. Er wurde zum Mitglied der Jury erwählt und erhielt 1897 während der Brüsseler Ausstellung die goldene Medaille und später das Ritterkreuz des Franz Joseph-Ordens als Anerkennung für seine Leistungen.

Auf eigenen Wunsch schied er von der Donau-Dampfschiffahrts-Gesellschaft aus Budapest, um sich in Deutschland als Zivilingenieur niederzulassen. Als solcher war er auch in Holland einige Jahre tätig, erbaute in Rotterdam ein Schwimmdock und kehrte dann wieder nach Budapest zurück, wo er die Leitung der Schiffswerft der Nicholson'schen Maschinenfabrik A.-G. übernahm. Im Dezember 1909 unternahm er im Auftrage seiner Gesellschaft eine Geschäftsreise nach Rußland, wirkte dort eifrig für ihre Interessen, holte sich aber den Tod, indem er in Rußland von den schwarzen Blattern angesteckt und 10 Tage nach seiner Rückkehr von dieser tückischen Krankheit unter qualvollen Leiden am 16. Januar dahingerafft wurde.

Die Schiffbautechnische Gesellschaft, an deren Veranstaltungen Wilhelm Renner stets eifrigen Anteil nahm, wird sein Andenken in hohen Ehren halten.

KARL JOHANNES EINBECK

wurde in Berlin am 26. April 1844 als Sohn des beim zweiten Garderegiment stehenden Majors Einbeck geboren, verlebte dort seine Kindheit, besuchte das Friedrichs-Gymnasium und bestand dort im Jahre 1864 das Abiturium als Primus omnium. Danach arbeitete er ein Jahr praktisch in der Berliner Maschinenfabrik von Wedding und in der Artilleriewerkstatt, studierte fünf Semester in Karlsruhe und erwarb sich im Jahre 1869 die Qualifikation zum Gewerbeschullehrer. Nach vorübergehender Tätigkeit bei Borsig und in kleineren Werken in Wien

und Breslau gründete Einbeck Anfang der 1870er Jahre mit seinem Freunde Vetter die Firma „Einbeck & Vetter“ für Heizungs- und Ventilationsanlagen. Nach einigen Jahren trat er als Chefingenieur bei der Firma „Rietschel & Henneberg“ ein und übernahm im Jahre 1884 die Vertretung der Firma Bechem & Post in Hagen i. W. für Süddeutschland, nahm seinen Wohnsitz in Stuttgart, arbeitete für Gebrüder Sulzer in Winterthur und las an der Technischen Hochschule als Privatdozent über die Fächer Heizung und Lüftung. Anfangs 1889 wurde Einbeck von Herrn Post nach Hagen berufen und wurde dort Mitbegründer, später Direktor der Hagener Accumulatoren-Fabrik A.-G. In dieser Stellung, mit welcher er in das ihm fernliegende Gebiet der Elektrizität übertrat, verblieb er, abgesehen von einer zweijährigen Unterbrechung seiner Tätigkeit in Landsberg bei der Firma Paucksch, bis zum Herbst 1907 in Berlin tätig.

Um sich allmählich aus dem geschäftlichen Betriebe zurückzuziehen, verlegte er seinen Wohnsitz nach Kiel, blieb aber als Vertreter der Hagener Akkumulatoren-Fabrik besonders der Kaiserlichen Marine gegenüber für Unterseebootlieferungen unausgesetzt tätig, bis ihm eine im Herbst 1909 eintretende Krankheit, welche am 9. Februar 1910 zum Tode führte, dieser Tätigkeit entriß.

BERTHOLD KRUMBEIN

als Sohn des Restaurateurs Georg Krumbein am 11. November 1881 in Meiningen geboren, besuchte das dortige Herzogliche Realgymnasium, legte Ostern 1902 das Abiturientenexamen ab und widmete sich alsdann dem Schiffbau.

Seine praktische Ausbildung erhielt er auf der Werft des Stettiner Vulkan, den Howaldtwerken in Kiel, der Werft von Blohm & Voß in Hamburg und dem Vulkan in Vegesack, sowie durch Seereisen nach Holland und Amerika.

Im Herbst 1902 bezog er die technische Hochschule zu Berlin, bestand nach neunsemestrigem Studium im Juli 1907 die Diplom-Hauptprüfung und war nach beendigem Studium ungefähr ein Jahr lang als Assistent für theoretischen und praktischen Schiffbau bei Herrn Geheimrat Professor Flamm tätig. Im März 1908 wurde er von den Schichauwerken in Elbing engagiert und arbeitete dort hauptsächlich im Torpedobootsbau.

Am 12. März 1910 verstarb er nach längerem schweren Krankenlager in Hamburg, wo er im Kreise seiner Angehörigen vergebens Genesung erhoffte. Ein schlichtes, nicht auf Äußerlichkeiten berechnetes Wesen erwarb ihm viele Freunde, die mit den Seinen über seinen frühen Heimgang trauern.

CARL AUGUSTUS RADERMACHER

wurde am 11. Juni 1832 in Düsseldorf als Sohn des bekannten Portraitmalers Mathias Radermacher geboren. Seine Jugend verlebte er in seiner Vaterstadt, studierte dann Schiffbaufach an der Technischen Hochschule in Karlsruhe und ging zu seiner praktischen Ausbildung im Jahre 1858 nach England. Dort konstruierte er im Jahre 1861 mit dem Kapitän C. Cowles das erste „Turret“-Schiff und stand bis zum Jahre 1875 im Dienste der Londoner Firma Sir Edward Reed, hauptsächlich mit Entwürfen von Kriegsschiffen für die britische Marine beschäftigt.

Nach 17 jähriger Abwesenheit kehrte er im Jahre 1875 wieder in sein Vaterland zurück, um seine wertvollen Kenntnisse auf deutschen Werften auszuüben. Nach seiner Pensionierung im Jahre 1900 zog er sich nach Godesberg zurück, wo er unermüdlich wissenschaftlich tätig blieb bis zu seinem am 17. März erfolgten Tod.

EDMUND LACHMANN

wurde am 31. Dezember 1853 als Sohn des Geheimen Kommerzienrates S a l o m o n L a c h m a n n geboren. Er besuchte zunächst die Gemeindeschule und sodann das französische Gymnasium in Berlin, bestand im Herbst 1873 als Primus omnium die Reifeprüfung, studierte in Berlin und Heidelberg Rechtswissenschaft, bestand am 10. März 1877 die Staatsprüfung und promovierte im Sommer desselben Jahres in Leipzig zum Dr. jur. Während seiner Studienzeit diente er (1874—75) als Einjährig-Freiwilliger bei dem ersten Garde-Drägerregiment in Berlin und wurde im Mai 1880 Reserveoffizier. Als Referendar war er in Freienwalde a. O., Berlin und Frankfurt a. M. tätig. Am 9. Oktober 1882 bestand er das Assessorexamen, verwaltete sechs Monate lang kommissarisch eine Richterstelle in Bernau und ließ sich Anfang 1884 in die Liste der Rechtsanwälte beim Königlichen Landgericht I eintragen, ohne jedoch eine Praxis auszuüben. Am 24. Juli 1902 wurde er zum Justizrat ernannt. Im Jahre 1883 war er in die Berliner Handelsgesellschaft eingetreten, um das Bankwesen kennen zu lernen. Er wandte sich aber bald der Industrie zu und übernahm am 1. Januar 1884 mit seinem Bruder, Dr. P a u l L a c h m a n n, die neuen Berliner Messingwerke Wilhelm B o r c h e r t j u n., deren Inhaber er bis zu seinem Tode war.

Bald nach Übernahme der Fabrik begann er einen großen Teil seiner Zeit den Arbeiterfragen zu widmen. Die Ausarbeitung der Statuten der Metallberufsgenossenschaft sind sein persönliches Werk. Seit Begründung der Berufsgenossen-

schaft war er Vorsitzender der Sektion II und Mitglied des Vorstandes, seit dem 1. Juli 1893 Vorsitzender der Norddeutschen Metallberufsgenossenschaft, seit Begründung des Verbandes der Deutschen Berufsgenossenschaft Mitglied des Vorstandes, und seit zehn Jahren stellvertretender Vorsitzender des Verbandes. Auf ihn als den Vorsitzenden des Ausschusses entfiel die wesentliche Arbeit. Vom Reichsamt des Innern und vom Reichsversicherungsamt wurde er vielfach in Fragen der sozialen Gesetzgebung als Berater hinzugezogen. Bis zu seinem Tode gehörte er dem Vorstande des Zentralvereins für das Wohl der arbeitenden Klassen, dem Ausschuß des Verbandes Berliner Metallindustrieller und dem Ausschuß des Gesamtverbandes der Metallindustriellen Deutschlands als Mitglied an. An den Folgen eines Unfalls starb er am 28. März 1909.

HANS RICHTER.

Am 6. April verschied in Kiel in noch nicht vollendetem 42. Lebensjahre der Maschinenbaudirektor der Germaniawerft H a n s R i c h t e r. Ein schwerer Typhusanfall hatte ihn auf das Krankenlager geworfen, eine unerwartet auftretende Verschlimmerung setzte seinem Leben das Ziel.

H a n s R i c h t e r wurde am 6. Mai 1868 in Mariendorf bei Berlin als Sohn des Pfarrers R i c h t e r geboren. Nach dem Besuch des Luisenstädtischen Gymnasiums zu Berlin studierte er auf der Technischen Hochschule zu Charlottenburg und lenkte schon damals durch seine scharfe Auffassungsgabe die Aufmerksamkeit seiner Lehrer, der Professoren S l a b y und R i e d l e r, auf sich. Nach Beendigung seiner Studien wurde R i c h t e r zunächst einige Zeit Assistent bei Professor G u t e r m u t h in Aachen, genügte darauf seiner einjährigen Militärpflicht bei der Werftdivision in Wilhelmshaven und kam im Jahre 1895 zur Maschinenbaugesellschaft Augsburg - Nürnberg, wo ihm im Außendienst des Dampfmaschinenbaues Montagen sowie Abnahme und Übernahme von Anlagen übertragen wurden. Hier fand er die Gelegenheit, die Bedürfnisse der Praxis eingehend zu studieren. In kurzer Zeit stieg R i c h t e r bis zum stellvertretenden Direktor der Nürnberger Maschinenfabrik empor. Eine seiner ersten bedeutenden Aufgaben war die Lieferung der großen Dampfmaschine, mit der das Nürnberger Werk im Jahre 1900 die Weltausstellung in Paris beschickte. Sein größtes Verdienst um den deutschen Maschinenbau erwarb sich Richter wohl in dieser Zeit bei dem Bau der Nürnberger Großgasmaschinen, denn seinem wagemutigen Eingreifen, seiner Energie, mit der er althergebrachte Formen und Konstruktionen beiseite schob, ist wohl in

erster Linie der beispiellos rasche Aufschwung des Großgasmaschinenbaues in Deutschland zu danken.

Sehr erklärlich ist es deshalb, daß er die Aufmerksamkeit eines unserer bedeutendsten Großindustriellen, August Thyssens, auf sich lenkte und dieser ihn im Jahre 1905 zum Leiter seiner Mülheimer Maschinenfabrik berief. Richter baute hier nicht nur die im Entstehen begriffene Maschinenfabrik zu einem erstklassigen Unternehmen aus, sondern führte auch den Neubau des Mülheimer Stahlwerkes mit Komprimieranlagen durch. Ferner baute er in jener Zeit große Kraftzentralen für Hochofenanlagen, brachte z. B. die Kerpely-Generatoren in der Rheinisch-Westfälischen Eisenindustrie zur Einführung und baute die ersten elektrisch angetriebenen Walzenstraßen in Mülheim.

Am 1. Juli 1908 nahm Richter die Stellung des Maschinenbaudirektors der Germaniawerft in Kiel an, um hier den Umschwung, der im Schiffsmaschinenbau infolge Verdrängung der Kolbenmaschine durch die Dampfturbine und den Dieselmotor hervorgerufen wurde, in die richtigen Bahnen zu lenken. Mit seiner ganzen großen Willens- und Schaffenskraft widmete sich Richter diesen Aufgaben und hatte schon nach kurzer Zeit die Freude, Erfolge auch auf diesem ihm bisher fremden Spezialgebiet sich anbahnen zu sehen. Doch der Allbezwinger Tod setzte dem Streben des rastlosen, auf der Höhe seines Schaffens stehenden Mannes, für alle unerwartet, ein Ziel.

Eine vielversprechende Hoffnung des deutschen Maschinenbaues ist mit ihm zu Grabe getragen.

HERMANN KLUST

am 6. Oktober 1849 zu Brieg in Schlesien geboren, widmete sich nach Beendigung seiner Schulzeit anfänglich dem Kaufmannsstande. Da ihm diese Tätigkeit jedoch nicht zusagte, vertauschte er sie mit dem Ingenieurberuf, arbeitete praktisch in einer Schlosserei, absolvierte die Gewerbeschule und folgte dem Ruf eines Freundes nach Elbing, der dort bei der Firma F. Schichau angestellt war. Auf dieser Werft verblieb er als Obergeringieur und Prokurist fast vierzig Jahre lang bis zu seinem in Bad Kissingen erfolgten Tod am 11. Mai 1910.

Der Verstorbene genoß das vollste Vertrauen des verstorbenen Herrn F. Schichau und dessen Nachfolgers, des Herrn Geheimrat Dr.-Ing. Carl H. Ziese. Mit der Fabrik zusammen ist er groß geworden; ihr Wachstum ist zum Teil das Werk seiner hohen fachmännischen Intelligenz und seiner Pflichterfüllung.

AXEL JOHNSON.

Mit dem Generalkonsul Herrn Axel Johnson in Stockholm ist der hervorragendste Vertreter der Reederei und zugleich des ganzen Geschäftslebens Schwedens dahingegangen.

Er wurde am 23. März 1844 in Jönköping geboren. Sein Lebenswerk stellt den siegreichen Kampf des aus bescheidenen Anfängen hervorgegangenen, zähe arbeitenden und rechtschaffenen Kaufmanns dar. Bei seinem Tode hinterließ er in größter Blüte die von ihm im Jahre 1873 gegründete Stockholmer Firma A. Johnson & Co., das bedeutendste Kohlengeschäft Schwedens, ebenso die Reederei-Aktien-Gesellschaft Nordstjernan, die Avesta Eisen- und Stahlwerke, sowie mehrere andere bedeutende Bergwerke.

Schon frühzeitig richtete Johnson seine Bestrebungen auf die Erzielung überseeischer Verbindungen, zuerst nach dem Osten, nach Siam, für welches Land er 1884 zum Konsul, 1892 zum Generalkonsul ernannt wurde. Später wandte sich sein Blick nach Südamerika. Bereits seit 1880 an der Schifffahrt als Schiffseigner und Reeder interessiert, wurde er allmählich der erste Pionier in der Schaffung direkter überseeischer Schifffahrtsverbindungen zwischen Schweden und Südamerika, indem er im Jahre 1904 die nach ihm benannte „Johnson-Linie“ ins Leben rief. Diese Gesellschaft vermittelt jetzt einen regelmäßigen monatlichen Dienst zwischen Schweden, Argentinien und Brasilien. Wohl fand er bei der Gründung dieses großartigen Unternehmens die Unterstützung des schwedischen Staates, doch hat er als guter Patriot und als mutiger Kaufmann sich nicht gescheut, seine eigenen Mittel zur Durchführung seiner Pläne hinzugeben. Heute erfreut sich die Johnson-Linie eines stetigen Aufschwungs.

Auch im Erztransport zwischen Narvik, Rotterdam und Antwerpen nimmt die Johnsonsche Reederei eine hervorragende Stellung ein. Sie verfügt jetzt über eine moderne Dampferflotte von insgesamt 87 000 Tonnen Gehalt. Mehrere Schiffe hiervon wurden auf den Kieler Howaldtwerken erbaut. Nach seinem Tode werden die Unternehmungen Johnsons von seinen beiden ältesten Söhnen in seinem Sinne weitergeführt.

Mit seiner hohen Begabung und feinen Bildung verband Johnson die Liebenswürdigkeit des vollkommenen Weltmannes. Zudem war er ein warmerherziger Menschenfreund, wie seine namhaften Spenden für das Marineheim und das Seemannsheim zu Stockholm beweisen. Für das Vertrauen und die Wertschätzung, die er genoß, legen die zahlreichen Ehrenämter, sowie die hohen Ordensauszeichnungen, die ihm verliehen wurden, beredtes Zeugnis ab.

Nach kurzem Krankenlager starb er am 13. Mai 1910 an den Folgen einer Blinddarmentzündung. An der Bahre trauern seine Mitbürger um einen ihrer Tüchtigsten und Besten, desgleichen seine vielen Freunde im Auslande. Die Mitglieder der Schiffbautechnischen Gesellschaft, der er seit 1902 angehörte, wissen sich seiner liebenswürdigen Persönlichkeit noch von der Stockholmer Reise her gut zu erinnern und werden sein Andenken stets in Ehren halten.

PAUL HECKMANN.

Paul Heckmann wurde am 17. August 1849 zu Berlin als Sohn des Geheimen Kommerzienrats August Heckmann geboren. Nach Absolvierung der Friedrich-Werderschen Oberrealschule studierte er Maschinenbau auf den Technischen Hochschulen zu Berlin und Karlsruhe. An dem Feldzuge 1870/71 nahm er bei dem 1. Brandenburgischen Dragoner-Regiment Nr. 2 teil und wurde vor dem Feind zum Offizier befördert. Im Jahre 1877 trat er dann als Teilhaber in das von seinem Großvater 1819 gegründete Geschäft, die Firma C. Heckmann in Berlin ein, welche ein Kupfer- und Messingwalzwerk, sowie Maschinen- und Apparatebauanstalten betrieb. Letzteren Abteilungen widmete er bis zu ihrem Übergang auf die Firma Friedrich Heckmann, also fast 30 Jahre lang seine Tätigkeit, während die Walzwerke im Jahre 1888 nach Duisburg verlegt wurden. Als diese Walzwerke, zu denen noch ein neues in Aschaffenburg hinzukam, später von der Aktiengesellschaft C. Heckmann übernommen wurde, trat er in den Aufsichtsrat derselben ein.

Neben seiner Berufstätigkeit interessierte er sich in hohem Maße für die gemeinsamen Angelegenheiten der Industrie und des Handels und hat sich in vielen Vereinigungen wirtschaftlicher Art lange Jahre hindurch an leitender Stelle betätigt. Er war lange Zeit Ältester der Kaufmannschaft von Berlin und wurde bei der Gründung der Berliner Handelskammer deren erster Vizepräsident. Zwanzig Jahre lang wirkte er als zweiter Vorsitzender der Metall-Berufsgenossenschaft, gehörte dem Vorstand des Dampfkesselrevisionsvereins sowie dem der neuen Berliner Maschinenbauer-Krankenkasse an, war Mitglied der Vertrauenskommission des Verbandes Berliner Metallindustrieller, in dessen engerem Vorstand er zwölf Jahre lang tätig war.

Als bei der Hundertjahrfeier der Technischen Hochschule in Charlottenburg die Jubiläumsstiftung der Deutschen Industrie gegründet wurde, trat er als deren erster Schatzmeister und nachheriger stellvertretender Vorsitzender an die Spitze. Auch dem Deutschen Museum von Meisterwerken der Naturwissenschaft und Technik in München gehörte er als Vorstandsmitglied an.

In den letzten Jahrzehnten seines Lebens konzentrierte P a u l H e c k m a n n seine Arbeitskraft auf die Berufsverbände der Metallindustrie und erntete für seine rastlose, zielbewußte Tätigkeit auf diesem Gebiet große Anerkennung. Den Gesamtverband Deutscher Metallindustrieller, die größte metallindustrielle Berufsvereinigung Deutschlands, hat er mitbegründet und zwanzig Jahre in demselben den Vorsitz geführt. Das Emporblühen dieser Vereinigung, die jetzt 34 Bezirksverbände und vier angeschlossene Vereine mit insgesamt etwa 3000 Betrieben und 500 000 Arbeitern umfaßt, ist in der Hauptsache seiner Initiative und seinem Organisationstalent zu danken. Als sich die Arbeitgeber durch wiederholte Streiks zu dem Verein Deutscher Arbeitgeberverbände zusammzutreten veranlaßt sahen, trat H e c k m a n n wiederum an ihre Spitze.

In allen diesen ehrenamtlichen Stellungen hat H e c k m a n n sich die Hochachtung und Anerkennung aller, die mit ihm in Berührung kamen, erworben. Auch sind ihm äußere Ehren durch Verleihung von Orden und Titeln in reichem Maße zuteil geworden.

Am 23. Mai 1910 setzte in Bad Kissingen ein Herzschlag diesem tätigen Leben ein Ziel.

GEORG EVERS.

G e o r g W i l h e l m E v e r s wurde am 8. August 1859 zu Lübeck als Sohn des Schiffbaumeisters T h e o d o r H e l l m u t h E v e r s geboren. Nach Absolvierung der Großheimschen Realschule in seiner Vaterstadt erlernte er 1876—1879 den Schiffbau praktisch auf der W. Z e l t z s c h e n Werft in Rostock und erwarb sich gleichzeitig während der Wintersemester auf der Schiffbauschule von P. H e i t m a n n seine theoretische Ausbildung. Im Jahre 1880 trat er nach Ableistung seiner Militärflicht als Schiffbauingenieur beim „Stettiner Vulkan“ ein. Im Sommer 1882 ging er, um seine Ausbildung zu vervollkommen, nach England und war 2½ Jahre auf der Werft von J o h n E l d e r & C o. sowie im technischen Bureau der B a r r o w - S h i p b u i l d i n g C o m p a n y in Barrow i. F. tätig. Von hier aus folgte er einem Rufe als Bureauchef und Konstrukteur an die Germaniawerft in Kiel, um nach 1½ Jahren die Stelle eines Betriebsingenieurs an der Aktiengesellschaft „Weser“ in Bremen zu übernehmen, die er 2½ Jahre inne hatte und Anfang 1889 aufgab, um die Werft seines Vaters in Lübeck zu übernehmen. Da er aber zu der Überzeugung gekommen war, daß dieses Unternehmen wegen der ungünstigen zeitlichen und örtlichen Verhältnisse nicht den erhofften Erfolg bringen könnte, löste er es im Jahre 1893 auf und folgte einem Rufe als Direktor an die Bremer-Schiffbau-Gesellschaft in Vegesack, welchen Posten er

bis zur Fusion dieser Gesellschaft mit der Langeschen Werft inne hatte. Von 1895 bis 1896 bekleidete er die Stellung eines stellvertretenden Direktors an den Oderwerken zu Stettin, um dann 1897 wieder nach Bremen überzusiedeln, wo er der Bevollmächtigte des Germanischen Lloyd für das Weser- und Emsgebiet und für die östlichen Provinzen von Holland wurde. Daneben war er als Sachverständiger und als Vertreter der Seeberufsgenossenschaft tätig. Am 7. Juni 1910 starb er plötzlich auf Gut Aumund bei Vegesack.

Wegen seines sicheren fachmännischen Urteils wurde E v e r s von den Werften und Schiffahrtsgesellschaften als Sachverständiger sehr geschätzt. Seine Fachgenossen werden ihm stets ein freundliches Andenken bewahren.

ENRIQUE GARCIA DE ANGULO.

Don Enrique Garcia de Angulo wurde am 14. November 1841 in Madrid geboren. Im Januar 1863 trat er als Schüler in die Ingenieurschule der spanischen Marine ein und wurde nach Absolvierung derselben als Ingenieur erster Klasse (Kapitän) nach Manila entsandt, woselbst er drei Jahre verblieb. Durch seinen Eifer und seine Tüchtigkeit lenkte er schon damals die Aufmerksamkeit seiner Vorgesetzten auf sich. Nach seiner Rückkehr von den Philippinen wurde er mit verschiedenen Aufträgen von seiner Behörde nach China entsandt, nahm später an Bord des spanischen Geschwaders an den Kämpfen bei Carthagena teil und leitete im Jahre 1875 die Ausbesserungsarbeiten an dem havarierten Transportschiff „Ferrol“ mit solchem Geschick, daß die Regierung ihm öffentlich in einem königlichen Erlaß ihren Dank aussprach. Bald darauf wurde er ins Ministerium berufen, wo er häufig Gelegenheit fand, seine glänzenden Fähigkeiten zu bewähren.

Aus verschiedenen Anlässen wurde er von seiner Behörde mit wichtigen Aufträgen ins Ausland gesandt und entledigte sich dieser Missionen stets zur Befriedigung seiner Vorgesetzten. Im Jahre 1877 ging er als Vorsitzender einer Marinekommission, welche den Stand und die Fortschritte des Torpedobootsbaues studieren sollte, nach Österreich-Ungarn und Italien. Auch in Berlin und Kiel ist er gewesen zur Übernahme des Torpedomaterials. Außerdem bereiste er Dänemark und Rußland und weilte im Jahre 1884 in Konstantinopel, um den Berdanschens Telemeter zu prüfen. Auch auf dem Schiffbaukongreß in Paris im Jahre 1900 sowie auf dem in Bordeaux 1907 vertrat er die spanische Marine.

Im September 1903 erhielt Angulo seine Ernennung zum Generalinspektor des Ingenieurkorps; im Jahre 1906 wurde er Vorsitzender der Kommission, welcher

die Entscheidung über die Veröffentlichung von Mitteilungen über die spanische Marine oblag.

Da er im November 1909 das zulässige Dienstalter überschritten hatte, trat er in diesem Jahre zur Reserve über und damit in den Ruhestand. Bald darauf ereilte ihn am 21. Juni zu Madrid der Tod.

Nicht nur durch seine hohe Bildung und Begabung, sondern mehr noch durch den Adel seiner Gesinnung hat er sich in den Herzen derer, die sich seiner persönlichen Bekanntschaft erfreuen durften, ein unvergängliches Denkmal gesetzt. Die spanische Marine und alle Fachkollegen im In- und Ausland werden ihm ein seiner Persönlichkeit würdiges Andenken bewahren.

O. J. D. AHLERS.

Am 14. Juli starb in Bremen nach kurzem Krankenlager an den Folgen eines Schlaganfalls der Direktor und Mitbegründer der Deutschen Dampfschiffahrtsgesellschaft „Hansa“, Herr O. J. D. A h l e r s. Am 24. Oktober 1848 in Elsfleth geboren, hat er nicht ganz das 62. Lebensjahr vollendet.

Ein erfolgreiches, rastlos tätiges Kaufmannsleben ist mit ihm dahingegangen. Seine Ausbildung hat der Verstorbene in jungen Jahren in Nordamerika vollendet. In die Heimat zurückgekehrt, arbeitete er längere Zeit in einer größeren oldenburgischen Reederei und übernahm im Jahre 1881 auf Beschluß des Aufsichtsrates die Leitung der damals neugegründeten deutschen Dampfschiffahrtsgesellschaft „Hansa“, für die er mit dem größten Erfolg bis zu seinem Tode ununterbrochen tätig war.

Aus kleinen Anfängen heraus hat er die „Hansa“ zur drittgrößten deutschen Reederei und zur größten deutschen sogenannten „reinen“ Frachtschiffahrtsgesellschaft emporgearbeitet. Während die Gesellschaft sich ursprünglich nur den Verkehr Bremens mit Rußland und Italien angelegen sein ließ, ging sie auf seine Initiative allmählich immer mehr zur transatlantischen Fahrt über und beschäftigt jetzt ihre stattlichen, modernen Dampfer in regelmäßigen Linien nach und von Ostindien, Java, Australien, Nordamerika, den Laplataländern und Südafrika.

Als Herr A h l e r s im Dezember 1906 sein 25 jähriges Direktorjubiläum feierte, wurden ihm von allen Seiten die erhebendsten Beweise der Anerkennung und Sympathie entgegengebracht. Trotz seiner außerordentlichen kaufmännischen Fähigkeiten und Erfolge war der Verstorbene im privaten Leben eine zurückhaltende Natur von großer Bescheidenheit, die es nicht liebte, an die Öffentlichkeit zu treten, sondern vorzog, alle ihre Kräfte unzersplittert dem von ihm geleiteten und geliebten Unternehmen zu widmen.

I. LOEWE.

Der Geheime Kommerzienrat Dr.-Ing. I s i d o r L o e w e kam am 24. November 1848 zu Heiligenstadt im Eichsfeld als Sohn eines kinderreichen aber mittellosen Kantors zur Welt. Durch eine Freistelle wurde ihm der Besuch des katholischen Gymnasiums seiner Vaterstadt ermöglicht, welches er bis zur Unterprima besuchte. Danach trat er als Lehrling in das K r a u s e sche Bankgeschäft in Berlin ein, ging später nach Posen zur Ostdeutschen Bank, war dann bei der Posener Spritfabrik tätig und wurde bei letzterer in sehr jungen Jahren Direktor. Im Jahre 1874 kam er wieder nach Berlin zurück und trat in das Geschäft seines Bruders L u d w i g L o e w e ein, der ihn erst zum Prokuristen und schließlich zum persönlich haftenden Gesellschafter seiner Fabrik ernannte.

Mit I s i d o r L o e w e hat Deutschland einen seiner fähigsten Finanz- und Industriekapitäne verloren. In seinem arbeitsreichen Leben hat er eine ganze Reihe neuer Industriezweige gegründet und stets zugegriffen, wo epochemachende Erfindungen zu finanzieren waren. Ihm verdanken wir vor allem die Förderung der Handfeuerwaffen- und der Präzisionsmaschinenindustrie. Er hat in erster Reihe derjenigen gestanden, welche die Elektrizitätsindustrie in allen ihren Zweigen und die Automobilindustrie vorwärts brachten. Im Bau großer Maschinen, Gasmotoren, elektrischer Schnellbahnen, Überlandzentralen, in der Verwertung der Braunkohle für die Elektrizität und des überhitzten Dampfes haben die von ihm gegründeten Gesellschaften die Führung gehabt. Seine Initiative, seine großzügige Tatkraft schreckte vor keiner Schwierigkeit zurück.

Natürlich hat sein Wagemut auch manchmal Fehlschläge erlitten, wie bei der Gründung der Deutschen Nilswerke und der Ascherslebener Maschinenfabrik. In beiden Fällen handelte es sich um die Verwertung von Erfindungen, welche ihrer Zeit zu weit voraus waren, in welche aber unsere Industrie mit der Zeit hineinwachsen wird, auch in finanzieller Hinsicht. Seiner überragenden Bedeutung für die deutsche Industrie können diese Fehlschläge jedenfalls keinen Abbruch tun.

I. L o e w e besaß eine ungeheure Arbeitslust und Arbeitskraft, die ihn unverzagt an das Größte, aber mit liebevollem Interesse auch an geringfügige Aufgaben herantreten ließen. Diesen Eigenschaften, gepaart mit großer persönlicher Bescheidenheit und Liebenswürdigkeit hatte er seine Erfolge und seine Beliebtheit zu verdanken.

Trotz seiner anstrengenden geschäftlichen Tätigkeit hatte er sich einen eigentlich ganz unmodernen Idealismus bewahrt. Zeit seines Lebens legte er auf ein Zusammengehen von Wissenschaft und Praxis den allergrößten Wert. Wegen

dieser Verdienste wurde er denn auch von der Technischen Hochschule zu Charlottenburg durch Verleihung der Würde eines Ehrendoktors ausgezeichnet.

Gegen Schluß seines Lebens zog er sich vor der Öffentlichkeit mehr und mehr zurück; in der Stille blieb er aber weiter eifrig tätig. Besonders der Luftschiffahrt brachte er Interesse entgegen. Mit Zeppelin und Orville Wright stand er in engen persönlichen Beziehungen. Er war auch hervorragend an den Bestrebungen zur Verwertung der Torfgase und an manchen anderen Unternehmungen interessiert, von denen man weniger erfahren hat.

Loewe war eine einfache und anspruchslose Natur, ein liebevoller Gatte und Vater, ein treuer, stets hilfsbereiter Freund. Dem körperlich frischen und geistig überaus elastischen Manne hätte man noch eine lange Lebensdauer prophezeit. Am 28. August starb er jedoch schon im Alter von 62 Jahren.

Sein Name wird fortleben in der Geschichte der deutschen Industrie.

JAKOB KINTZEL.

E d u a r d J a k o b K i n t z e l, geboren am 15. Oktober 1864 zu Stromberg (Kreis Kreuznach, Reg.-Bez. Koblenz), verlebte die ersten Kinderjahre in seiner Vaterstadt. Nach dem Kriege 1870/71 übersiedelten seine Eltern nach Diedenhofen, wo J a k o b K i n t z e l das städtische Gymnasium bis zu seinem 15. Lebensjahre besuchte, um dann Schriftsetzer zu werden. In seinem vierten Lehrjahr wurde er als Maschinenmeister ausgebildet und arbeitete als solcher in Paris und Metz bis zu seinem Eintritt ins Militär. Am 1. Oktober 1885 wurde er zur Matrosenartillerie nach Wilhelmshaven einberufen. 21 Jahre alt, gesund und stark, mit Leib und Seele Soldat, fiel ihm der Dienst nicht schwer. Von der Artillerie trat er zur Torpedoabteilung über, wurde Maat, Obermaat und erwarb sich im Jahre 1890 die Rettungsmedaille am Bande.

Auf der Deckoffizierschule bestand er sein Examen mit „Vorzüglich“; seine Beförderungen zum Deckoffizier, Oberdeckoffizier und Unterleutnant erfolgten regelmäßig sehr früh.

Als Oberleutnant verheiratete er sich im Jahre 1903 mit Fräulein K a t h a - r i n a E x a c o u s t o s aus Konstantinopel, welcher Ehe 3 Kinder entsprossen. Im Jahre 1906 erfolgte seine Pensionierung. Schon am 30. August 1909 starb er an den Folgen einer Erkältung im Alter von erst 45 Jahren.

EMIL MAGNUS

wurde am 9. April 1855 in Hannover als jüngster Sohn des Bankiers B. Magnus geboren. Er besuchte das dortige Realgymnasium und erhielt seine kauf-

männische Ausbildung in einem Bankhaus in Frankfurt a. M. Im Jahre 1876 trat er in Hamburg, dem Ort seiner späteren Wirksamkeit, in das kurz vorher von seinem Bruder gegründete Bankgeschäft Max Magnus ein, das er später mit Herrn William Friedmann unter der Firma Magnus & Friedmann weiterführte. Seiner militärischen Dienstpflicht genügte er in seiner Vaterstadt Hannover. Veranlaßt durch die Interessen seiner Firma, widmete er sich der Mitverwaltung industrieller Gesellschaften. So wurde er Vorsitzender der Schiffswerft und Maschinenfabrik A.-G. „Neptun“ in Rostock, gehörte ferner dem Aufsichtsrat der „Dortmunder Union A.-G.“, der „Flensburger Elektrizitätswerke“, der „Metallindustrie A.-G. F. Butzke & Co.“ in Berlin, der „Mecklenburg-Strelitzschen Hypothekenbank“, der „Baltischen Mühlen A.-G.“ in Kiel und außerdem noch einer Anzahl kleinerer Gesellschaften von lokaler Bedeutung an.

Er starb am 31. August an einem Herzschlag.

FRANZ CLOUTH,

eine der markantesten Persönlichkeiten der rheinischen Großindustrie, Begründer und Seniorchef der nach ihm benannten Rheinischen Gummiwarenfabrik in Cöln-Nippes, wurde am 18. Februar 1838 in Cöln geboren und erhielt seine Schulbildung und kaufmännische Lehre in seiner Vaterstadt. Nachdem er zu seiner weiteren Ausbildung einige Jahre im Auslande zugebracht, kehrte er 1860 nach Cöln zurück, um hier ein eigenes Geschäft zu gründen. Frühzeitig wandte er sich der Gummiwarenfabrikation zu, die damals noch in ihren Anfängen steckte und kaum die Bedeutung ahnen ließ, die sie heute im Welthandel einnimmt. Bereits 1864 begann er in kleinen Verhältnissen selbst zu produzieren. Der ungeheuere wirtschaftliche Aufschwung, welchen Deutschland nach den politischen Ereignissen der Jahre 1870 und 1871 genommen, blieb nicht ohne günstige Rückwirkung auf die Ausdehnung des Geschäfts, so daß im Jahre 1875 die Errichtung einer neuen größeren Fabrik in Nippes erforderlich wurde, die von Jahr zu Jahr an Ausdehnung zunahm. Die immer weitere Kreise ziehende Entwicklung der Elektrotechnik, deren Bedeutung für die Zukunft F r a n z C l o u t h mit klarem Blicke erkannte, veranlaßte ihn im Jahre 1891 neben seinem bisherigen Fabrikbetrieb zu der Errichtung einer Fabrik von isolierten Drähten und Kabeln jeder Art überzugehen. Die Ausdehnung des Kabelwerkes ließ es wünschenswert erscheinen, die bis dahin mit der Gummiwarenfabrik gemeinsame Verwaltung selbständig zu gestalten, weshalb diese ganze Abteilung im Jahre 1898 in ein besonderes Unternehmen unter der Firma „Land- und Seekabelwerke-Aktiengesellschaft“ mit F r a n z

Clo u t h als Vorsitzendem im Aufsichtsrat umgewandelt wurde. Eine wesentliche Veranlassung hierzu war auch die Absicht, die Herstellung von Seekabeln in den Bereich der Fabrikation zu ziehen, da die wirtschaftliche, namentlich die kolonialpolitische Entwicklung Deutschlands darauf schließen ließ, daß sie in nächster Zeit auf dem Gebiete der transatlantischen Kabelverbindungen in Wettbewerb mit England treten müßte. Diese Umstände führten Clo u t h zu der Notwendigkeit der Errichtung eines Seekabelwerkes an der Meeresküste, und die junge Aktiengesellschaft ging auf seine Initiative sofort daran, sich in Nordenham an der unteren Weser auf oldenburgischem Gebiet ein geeignetes Gelände zur Errichtung eines Filialwerks zu sichern. Aus dem gemeinschaftlichen Vorgehen der Firma mit einer anderen und mit ihren Bankgruppen gingen als erste Schöpfung die „Deutsch-Atlantische Telegraphen-Gesellschaft“ in Cöln und im weiteren die „Norddeutschen Seekabelwerke“ in Nordenham hervor. Durch diese Schöpfungen und die weitere Entwicklung Nordenhams ist eine selbständige deutsche Seekabelindustrie und Seekabelpolitik erst möglich geworden. Die Folge war die Bildung der „Deutsch-Niederländischen“, der osteuropäischen und der südamerikanischen Telegraphengesellschaften, in deren Aufsichtsräten F r a n z C l o u t h seinen Platz hatte.

Wie früher der Elektrotechnik, so hat F r a n z C l o u t h in den letzten Jahren auch der Luftschiffahrt sein Interesse zugewandt. Er betätigte es durch den Bau von Luftballons und lenkbaren Luftschiffen, deren eines im Jahre 1909 auf der Ausstellung in Frankfurt a. M. und durch seine Fahrten nach Brüssel Anerkennung gefunden hat.

Trotz der außerordentlichen Anforderungen, die der Betrieb seiner Fabriken an seine Person stellte, fand F r a n z C l o u t h noch Zeit zu weiten Studienreisen, die ihn durch ganz Europa, durch Afrika und nach Indien führten. Ihn beschäftigte besonders das Problem des plantagenmäßigen Anbaues von Kautschuk. Auch literarisch betätigte er sich durch eine Monographie über die Kautschukindustrie.

Unerwartet erlitt er am 7. September den Tod. Sein rastloses, weithin befruchtendes Wirken hat aber damit kein Ende gefunden, sondern wird noch viele Jahre sein Leben überdauern.

HEINRICH MEHLIS.

H e i n r i c h M e h l i s wurde am 2. Juli 1873 zu Berlin als Sohn des Ingenieurs und Mitbesitzers der Maschinenfabrik „C y k l o p“ von M e h l i s & B e h r e n s , geboren. Nach Erlangung des Reifezeugnisses auf dem Lessing-

Gymnasium seiner Vaterstadt wandte er sich Ostern 1892 dem Studium des Maschinenbaues zu. Er begann seine Laufbahn mit einem Jahre praktischer Tätigkeit als Maschinenbauleve in der Königlichen Eisenbahnwerkstatt zu Magdeburg. Im Sommer 1893 ging er, angelockt durch die großartigen Erfolge der Technik in der neuen Welt, für einige Monate nach den Vereinigten Staaten von Nordamerika, die er von Ost nach West durchquerte. Er bezog sodann zunächst die Technische Hochschule zu München und später zu Berlin. Um den Maschinendienst auf unseren transatlantischen Dampfern kennen zu lernen, fuhr er im Jahre 1896 als Maschinenassistent auf dem Lloydampfer „Willehad“, auf welchem er eine Reise nach Baltimore ausführte. Im Herbst 1897 legte er das Examen zum Regierungsbauführer ab. Da er dem Schiffsmaschinenbau ein besonders lebhaftes Interesse entgegenbrachte, nahm er hierauf eine Stellung als Ingenieur auf der Stettiner Werft vorm. M ö l l e r & H o l b e r g, den heutigen „Oderwerken“ an, welche er ein Jahr lang bekleidete. Hierauf folgten wieder mehrere Studienreisen nach England und Schottland. Im Jahre 1898 bewarb er sich durch eine Preisarbeit über ein Schiffshebeprojekt um den Beuthpreis. Das Schiedsrichterkollegium erkannte ihm für seine Arbeit einstimmig die goldene Beuthmedaille und den Staatspreis zu. Da seine hervorragende Leistung als häusliche Probearbeit für die Staatsprüfung im Maschinenbau anerkannt wurde, konnte er nach Ablegung der mündlichen Prüfung bereits am 17. November 1900 zum Königlichen Regierungsbaumeister ernannt werden.

Seiner Neigung für den Schiffsmaschinenbau treu bleibend, trat er mit dem Beginn des Jahres 1901 als technischer Hilfsarbeiter in das Reichsmarineamt ein. Er arbeitete hierselbst ein Jahr lang und trat im folgenden Jahre wieder in den Dienst der preußischen Eisenbahnverwaltung.

Seine besondere Veranlagung und Neigung zu einer technisch konstruktiven Tätigkeit mit kaufmännischer Disponierung veranlaßte ihn, im Herbst 1902 seinen Abschied aus dem Staatsdienste zu nehmen, um sich zur Vertiefung seines Wissens durch Privatstudien mit den verschiedensten Fragen der Technik zu beschäftigen und hierzu Stellung zu nehmen. In diese Zeit fallen zahlreiche Vorträge und Aufsätze aus verschiedenen technischen Gebieten, die er zumeist in „Glaser's Annalen für Gewerbe und Bauwesen“ erscheinen ließ. Besonders zu nennen sind seine Abhandlungen über: „Moderne Werft- und Hafenkrane schwerster Konstruktion“, ferner: „Die schiefe Ebene der North British Railway zu Glasgow“. Außerdem beteiligte er sich in dieser Zeit an der vom „Verein deutscher Maschineningenieure“ ausgeschriebenen Preisarbeit über: „Schnellfahrende Dampflokomotivzüge“. Mit der Lösung dieser Aufgabe erzielte er wiederum einen Erfolg. In

Anerkennung des Wertes seiner dargelegten Ideen wurde er mit zwei anderen Bewerbern zu einer engeren Konkurrenz über das Thema: „Eine Dampfschnellbahnlokomotive“ aufgefordert. Er ging aus diesem Wettbewerb aufs neue mit bestem Erfolge hervor, so daß ihn die Technische Hochschule zu Karlsruhe am 23. Juli 1903 zum Doktor-Ingenieur ernannte.

Im Jahre 1906 wurde Mehli als Hilfsreferent in das Kaiserliche Patentamt berufen. Bereits im folgenden Jahre — erst 33 Jahre alt — wurde er zum ständigen Mitgliede des Patentamtes und zum Kaiserlichen Regierungsrat ernannt.

Der Schiffbautechnischen Gesellschaft trat er durch einen Vortrag über: „Die Dampfüberhitzung und ihre Verwendung im Schiffsbetriebe“ auf der Jahresversammlung 1906 näher. Da er sich mit den Fragen der Verwendung des Heißdampfes an Bord dauernd beschäftigt hatte, beabsichtigte er auf der letzten Tagung der Gesellschaft das Thema fortzusetzen und zu erweitern. Den angekündigten Vortrag über: „Heißdampfanlagen mit Ventilmaschinen für Schiffsbetrieb“, für welchen er die Vorarbeiten bereits erledigt hatte, konnte er leider nicht mehr halten. Infolge eines plötzlich auftretenden inneren Leidens wurde er kurz vor der Versammlung auf das Krankenbett geworfen, von welchem er sich nicht wieder erheben sollte. Am 26. November wurde seinem jungen, an Anerkennungen und Erfolgen reich gesegneten Dasein, das zu den schönsten Hoffnungen berechtigte, ein unerwartetes Ziel gesetzt.

Mit M e h l i s schied nicht nur ein echter Ingenieur aus dem Leben, der mit gediegenem Wissen einen sicheren praktischen Blick verband, sondern auch ein mit hoher Lebensklugheit, vornehmen Charakter und einem warmen Herzen reichbegabter Mensch, den jeder aufrichtig wertschätzen mußte, der ihn näher kennen lernte.

Vorträge

der

XII. Hauptversammlung.

IX. Die weitere Entwicklung im Bau von Gleichstromdampfmaschinen.

Vorgetragen von J. Stumpf-Charlottenburg.

I. Die Beziehungen zwischen der Gleichstromdampfmaschine und dem Kondensator.

Wenn man die Auspuffzeit einer Gleichstromdampfmaschine, welche etwa 10% Vorausströmung und damit 90% Kompression hat, mit der Auspuffzeit einer gewöhnlichen Wechselstromdampfmaschine vergleicht, findet man, daß beide Auspuffzeiten ungefähr im Verhältnis von 1 : 2 stehen. Der in der Gleichstromdampfmaschine arbeitende Dampf muß also in der Hälfte der Zeit nach dem Kondensator befördert werden. Nun besteht aber die Tatsache, daß bei der jetzt üblichen Bauart der Wechselstromdampfmaschine schon ein nicht unerheblicher Zwischendruck zwischen dem Innern des Zylinders und dem Innern des Kondensators verbleibt, welcher auf die Überwindung der Widerstände in den fast durchgängig zu eng bemessenen Ausströmquerschnitten verwendet wird. Wenn nun bei der Gleichstromdampfmaschine die Auspuffzeit auf die Hälfte gebracht wird, so liegt eine doppelte Veranlassung vor, die Widerstände bei der Überströmung zum Kondensator durch sehr große Übertrittsquerschnitte und möglichst kurze Überströmleitungen so klein wie möglich zu machen. Dabei kommt der glückliche Umstand zu Hilfe, daß der vom Kolben gesteuerte Schlitzauslaßquerschnitt so bemessen werden kann, daß ungefähr die dreifache Größe des Querschnitts der Auslaßorgane von gewöhnlichen Wechselstromdampfmaschinen erzielt wird. Wenn nun die übrigen Übertrittsquerschnitte mit diesem großen Schlitzauslaßquerschnitt hinsichtlich ihrer Größe in Einklang gebracht werden und außerdem die Länge der Ausströmleitung so kurz wie möglich gehalten wird, so ist damit die Grundlage für einen fast vollständigen Druckausgleich zwischen dem Innern des Zylinders und dem Innern des Kondensators gegeben. Dies hat auch die Erfahrung bestätigt.

In Fig. 1 ist der Querschnitt eines Gleichstromdampfzylinders gezeichnet, wobei der Auspuffwulst mit voller Breite und mit vollem Durchmesser an einen unmittelbar unten angebrachten Einspritzkondensator angeschlossen ist. Die Einspritzung geschieht vermittels eines mit vielen Löchern versehenen, wagerecht im Kondensator untergebrachten Einspritzrohres. Wie die Zeichnung zeigt, ist hier ein gewaltiger Überströmquerschnitt gegeben, wobei die Länge der Überströmung möglichst klein gehalten ist. Die Folge ist ein vollständiger Druckausgleich zwischen Zylinder und Kondensator.

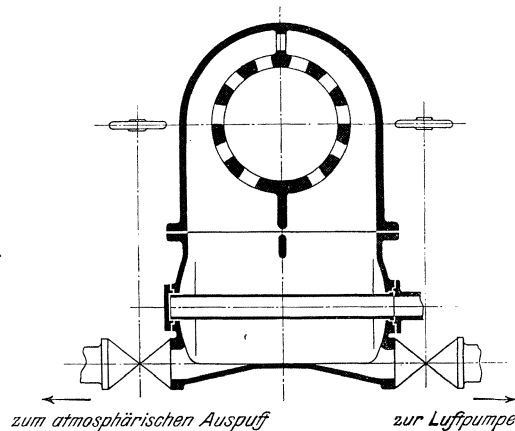


Fig. 1.

In Fig. 2 und 3 ist die Verbindung eines Gleichstromdampfzylinders mit einem Einspritzkondensator System Stumpf-Westinghouse-Leblanc gezeigt. Der Kondensatorkörper dient dabei als Unterstüzungssäule für den Gleichstromdampfzylinder. Ähnlich wie bei der Konstruktion Fig. 13 ergibt sich hier ein überaus großer Überströmquerschnitt und eine außerordentlich kleine Überströmlänge. Die Folge ist wieder ein vollständiger Spannungsausgleich zwischen Zylinder und Kondensator.

Dieser vollständige Spannungsausgleich bewirkt den Beginn der Kompression bei kleinstmöglichem Druck. Die Folge ist ein wesentlicher Gewinn an Diagrammfläche, eine entsprechende Verkleinerung des Verdichtungsraumes und der Verdichtungsflächen und eine wesentliche Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades. Die durch die Schlitzsteuerung gegebene Kürzung der Auspuffzeit bedingt eine entsprechende Verminderung der Auskühlung des Zylinderinnern vom Kondensator her. Sobald die Auspuffschlitze abgeschlossen sind, entfällt diese Auskühlung und wirkt für die ganze übrige Zeit die Heizung des Zylinders, ungeschwächt durch irgend welche Umstände, welche mit dem Auspuff im Zusammenhange stehen.

Durchaus falsch ist es, in die Verbindungsleitung zwischen Gleichstromdampfmaschine und Kondensator Ölabscheider, Wechselventile, Vorwärmer, Krümmer oder dgl. einzuschalten.

Die genannten Konstruktionsteile ergeben an dieser Stelle sehr große Widerstände und sollten deshalb grundsätzlich vermieden werden.

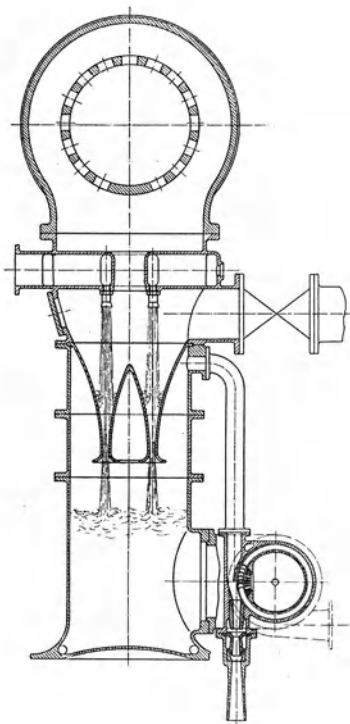


Fig. 2.

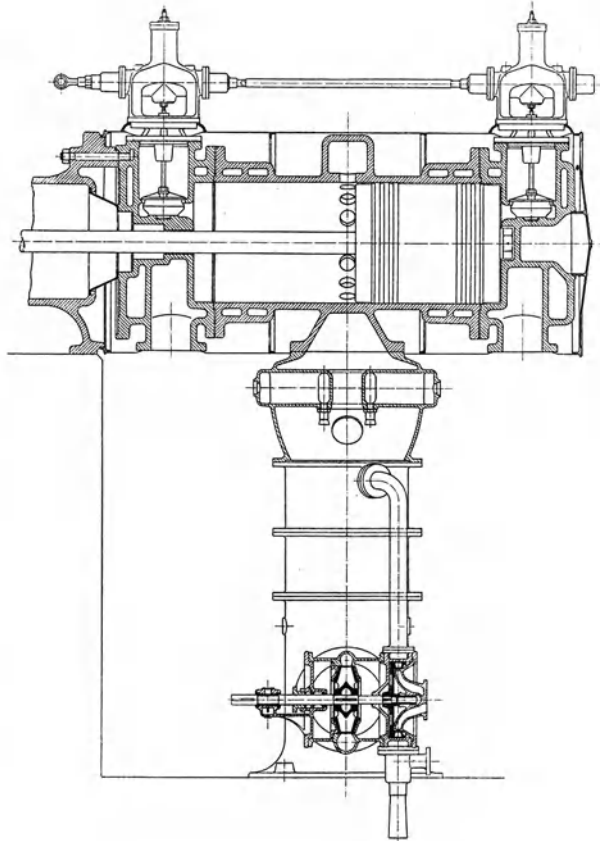


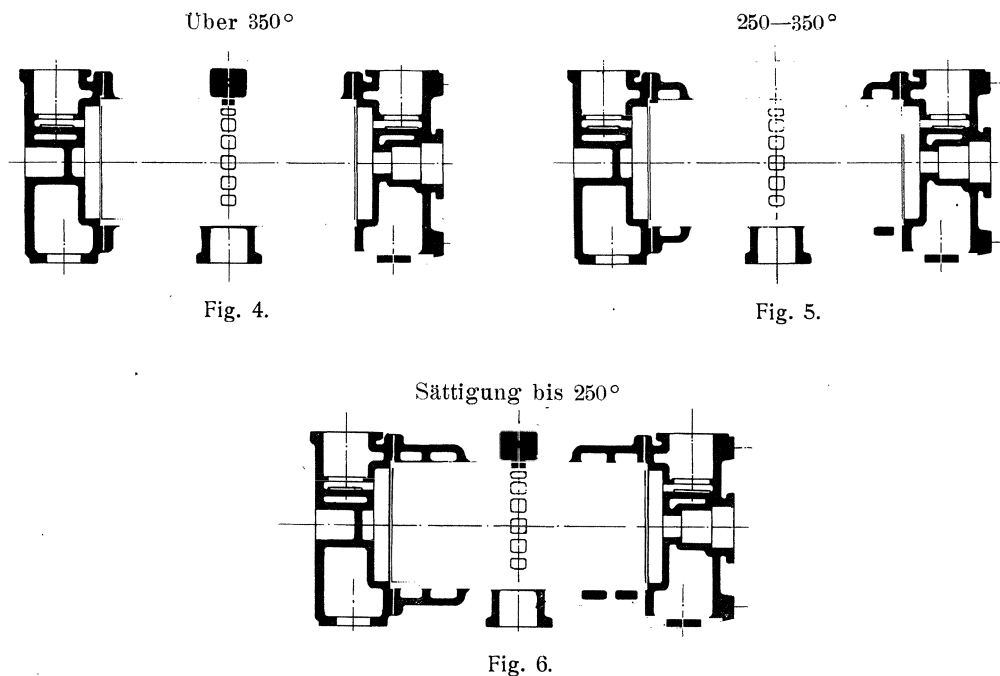
Fig. 3.

Weiter ist es zweckmäßig, die Verbindungsleitung nach der Atmosphäre an den Kondensator anzuschließen. Wenn dann die gleichfalls an den Kondensator angeschlossene Verbindungsleitung der Luftpumpe abgeschlossen wird, wirkt der Kondensator in sehr wirksamer Weise als Schalldämpfer (siehe Fig. 1, 2 und 3).

II. Die Mantelheizung.

Aus den Versuchsergebnissen geht unzweifelhaft hervor, daß die Mantelheizung um so wichtiger ist, je mehr sich die Temperatur des Betriebsdampfes der Sattdampf Temperatur nähert. Die Bedeutung der Mantelheizung nimmt also ab,

je höher der Dampf überhitzt wird. Dies ist in Fig. 4 zum Ausdruck gebracht, welche einen Gleichstromdampfzylinder mit Mantelheizung für 350° Dampftemperatur und mehr zeigt. Hierbei ist die Mantelheizung auf die Deckel beschränkt. In Fig. 5 ist die Konstruktion des Heizmantels dargestellt für eine Dampftemperatur von $250\text{--}350^\circ$ und in Fig. 6 die entsprechende Konstruktion für Sattdampftemperatur. Wie der Vergleich der drei genannten Figuren zeigt, wächst der Mantel nach der Mitte des Zylinders hin um so mehr, je mehr die Temperatur des Arbeitsdampfes sich der Sattdampftemperatur nähert. Aber auch im letzten Falle ist es empfehlenswert, zwischen dem Heizmantel und dem Kühlmantel



(letzterer gegeben durch den Auspuffwulst) eine neutrale Zone zu belassen, wo weder geheizt noch gekühlt wird. Dabei ist es zweckmäßig, den Dampf für den Mantel des Zylinders am obersten Ende des Deckels zu entnehmen, wo, Überhitzung vorausgesetzt, die Temperatur infolge der stattgefundenen Deckelheizung schon beträchtlich abgenommen hat. Eine weitere Abnahme der Temperatur findet im folgenden Zylindermantel statt; alsdann folgt die neutrale Zone, wo weder geheizt noch gekühlt wird, und dann die Kühlzone in der Mitte des Zylinders. Hiermit ist der Grundsatz durchgeführt, eine Abstufung in der äußeren Wärmezufuhr durchzuführen, derart, daß die Heiztemperatur mit der Temperatur des im Zylinder arbeitenden Dampfes zurückgeht. Der Kühlmantel in der Mitte des Zylinders hat dabei den praktischen Zweck, den Kolbenbetrieb auf eine möglichst

einwandfreie Grundlage zu stellen. An dieser Stelle, wo der Kolben die höchste Geschwindigkeit hat, wird ihm die niedrigste Betriebstemperatur geboten. Die äußere Temperatur des Zylinders, wie sie durch die Heizung festgelegt wird, ist demnach so eingerichtet, daß am Deckel und dem äußersten Zylinderende die äußere Temperatur über der Temperatur des Arbeitsmediums liegt, daß dagegen in der Mitte des Zylinders, d. i. am Ende des Kolbenlaufes die äußere Temperatur, wie sie durch die neutrale Zone und namentlich durch den Auspuffkühlmantel bestimmt ist, unter die Temperatur des Betriebsmediums sinkt.

Der Nutzen des Heizmantels eines Dampfzylinders ist, abgesehen von unvermeidbaren Nebenverlusten, gegeben durch die Differenz zwischen Bruttogewinn der Heizung und dem Verlust an Heizwärme, welche nach dem Auspuff hin abgeführt wird. Wenn man nur die Deckelfläche heizt, hat man eine Heizung, bei welcher, abgesehen von unvermeidbaren Nebenverlusten, der Bruttogewinn gleich dem Nettogewinn ist, d. h. wobei der Verlust nach dem Auspuff gleich Null ist. Man kann hierbei annehmen, daß die Heizwärme fast vollständig von dem dem Deckel angelagerten Dampf aufgenommen wird. Dieses Dampfquantum entspricht ungefähr dem Quantum, welches am Ende der Auspuffzeit im Augenblick des Abschlusses der Schlitze im Zylinder zurückbleibt. Bei einer solchen Deckelheizung fließt nie Dampf an geheizten Flächen entlang nach der Ausströmung hin aus. Es kann also hierbei nie Heizwärme nach dem Auspuff hin verloren gehen. Schlimmer schon liegen die Verhältnisse nach Fig. 5, noch schlimmer bei der Konstruktion nach Fig. 6. Bei diesen Konstruktionen wächst das Wärmequantum, welches nach dem Auspuff übertritt und damit endgültig verloren geht, immer mehr an, weil der Auspuffdampf zum Teil an geheizten Flächen entlang ausströmt. Die Versuche haben gezeigt, wenn der Heizmantel bis zum Auspuffwulst fortgesetzt wird, daß dann selbst bei Sättigung der Kulminationspunkt hinsichtlich des Nutzens der Heizung wesentlich überschritten wird. Es wächst alsdann die zum Auspuff übertretende Wärmemenge sehr rasch an und außerdem wird direkt Wärme durch Leitung in den Auspuffwulst übergeführt. Der Heizmantel wirkt ausgesprochen schädlich, wenn der Heizmantel unter dem Auspuffwulst durchgeführt wird. Der dann auftretende sehr große Verlust ist ohne weiteres erklärlich durch das große Temperaturgefälle und durch die außerordentlich hohen Auspuffgeschwindigkeiten. Es sollte deshalb stets eine neutrale Zone vorgesehen werden, welche je nach der Temperatur des Betriebsdampfes größer oder kleiner zu bemessen ist.

Die Versuche haben ergeben, daß durchschnittlich bei einer Ausbildung der Deckelheizung gemäß Fig. 4 die Temperatur des überhitzten Dampfes während des

Durchströmens des Deckels um etwa 30° abnimmt, d. h. der Frischdampf, welcher unten am Einströmstutzen des Deckels mit 300° Temperatur eintritt, hat oben, nach durchgeführter Heizung des Deckels noch 270° , es sind demnach ungefähr 15 W. E. pro Kilogramm Dampf an das Innere des Dampfzylinders abgegeben worden. Wenn man nun voraussetzt, daß diese Wärme völlig von dem Restdampfquantum aufgenommen wird, welches im Dampfzylinder nach stattgehabter Ausströmung im Augenblick des Verschlusses der Auspuffschlitze noch übrig bleibt,

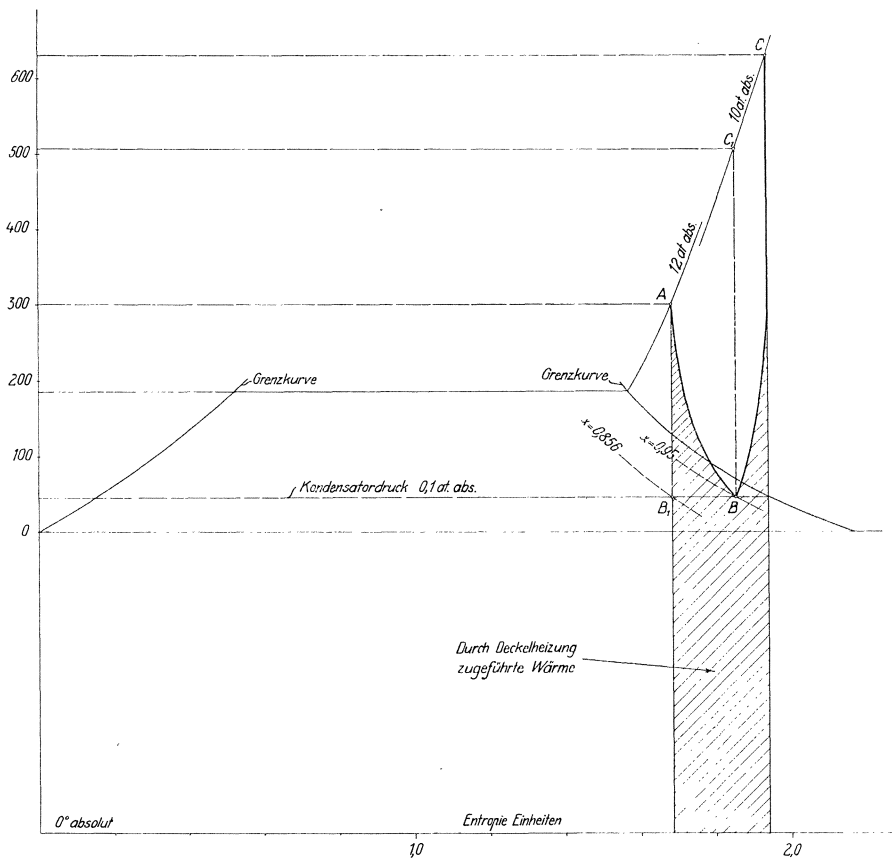


Fig. 7.

d. h. wenn man annimmt, daß nichts von dieser Heizwärme nach dem Auspuff übergetreten ist, und wenn man weiter voraussetzt, daß sich der Übertritt der Wärme in dieses Restdampfquantum der Temperaturdifferenz proportional vollzieht, so läßt sich dieser Heizvorgang gemäß Fig. 7 und 8 in einem Temperatur-Entropiediagramm zur Darstellung bringen. Das bei Sättigung zurückgebliebene Restdampfgewicht beträgt 0,122 kg, bei 300° 0,142 kg. Um die Darstellung in der Entropietafel zu ermöglichen, sind die durch Heizung zuge-

föhrten Wärmemengen auf 1 kg Restdampfgeuicht umgerechnet, was für Sättigung 82 W. E., für Überhitzung 106 W. E. ergibt. Bei einer Dampf-temperatur von 300° ergibt sich während der Expansion ein Übertritt der Wärme in das erwähnte Restdampfquantum gemäß der Linie AB, wobei also eine nicht unerhebliche Entropievergrößerung stattfindet. Hierbei ist vorausgesetzt, daß der Dampf einen Anfangsdruck von 12 Atm. abs. und einen Endexpansionsdruck von 0,8 Atm. abs. besitzt, und daß die Expansion fortgesetzt wird während der Ausströmung, so daß der Punkt B dem Kondensatordruck von 0,1 Atm. abs. entspricht, d. h. dem Punkte,

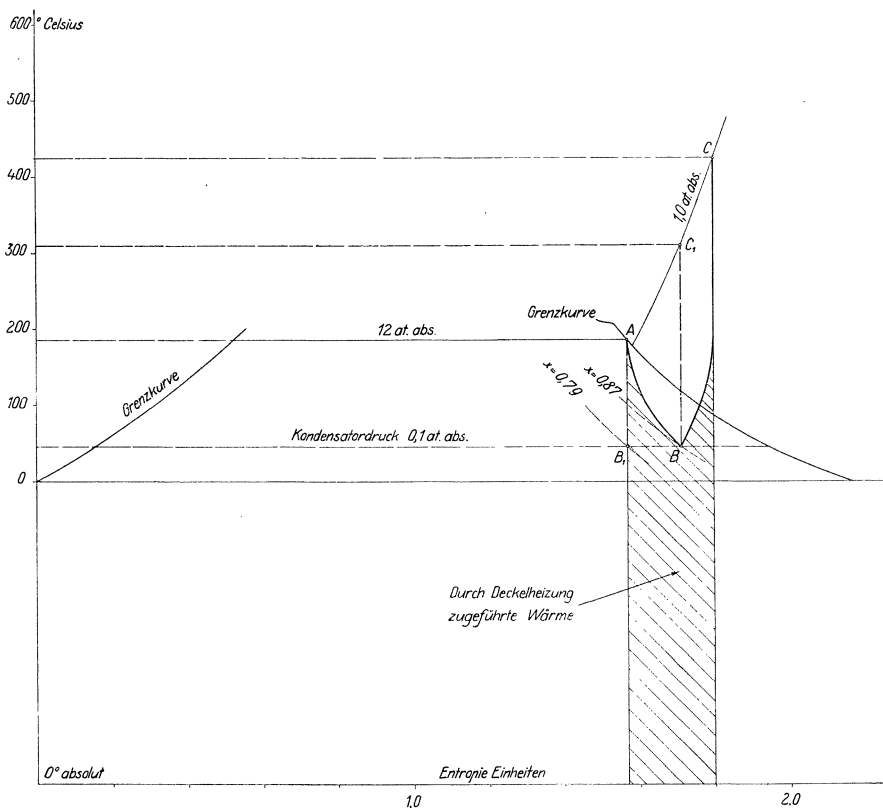


Fig. 8.

wo die Schlitzc wieder abgeschlossen werden und die Kompression beginnt. Im Anfang der folgenden Kompression findet ebenfalls noch Übertritt von Heizwärme in das Kompressionsdampfquantum mit entsprechender Vergrößerung der Entropie statt. Zugleich steigt die Temperatur, wobei natürlich der Übertritt von Heizwärme entsprechend der fortschreitenden Verminderung der Temperaturdifferenz abnimmt. Sobald die Temperatur den Anfangswert von 300° erreicht hat, wird keine Wärme mehr übertreten können. Die weitere Kompression ist rein adiabatisch angenommen entsprechend der vertikalen Linie bis zum Punkte C. Dabei ergibt sich eine Kom-

pressionsendtemperatur von etwa 630° im Punkte C. In dieser gewaltigen Temperaturentwicklung ist zum Teil das Geheimnis für den außerordentlich günstigen Dampfverbrauch der Gleichstromdampfmaschine begründet. Es findet nämlich in diesem Zusammenhange eine höchst wirksame innere Ausheizung der schädlichen Flächen statt und wird hierdurch alles in bester Weise für die nächste Füllung vorbereitet. Auch bietet diese außerordentlich große Temperatursteigerung — im Punkt C eine Gegenwirkung zu den Verhältnissen im Punkt B. Während also praktisch eine Befeuchtung der Zylinderwände entsprechend $x = 0,95$ (Punkt B) stattfinden könnte, wird diese Befeuchtung im nächsten Moment verhindert durch die energische Fortsetzung der Heizung und die darauffolgende rein adiabatische Kompression.

In Fig. 8 sind dieselben Verhältnisse unter denselben Voraussetzungen für Sattdampf behandelt. Hier wird infolge der Deckelheizung an Stelle des $x = 0,79$ ein $x = 0,87$ erreicht, während die endgültige adiabatische Kompressionstemperatur bis auf 425° , entsprechend Punkt C hinaufgetrieben wird. Selbst bei Sattdampf findet also eine überaus energische Beheizung der inneren Zylinderoberfläche durch den Kompressionsdampf statt. Auch hier ist die Gegenwirkung so bedeutend, daß eine Befeuchtung der inneren Oberfläche kaum stattfinden kann.

Bei adiabatischer Kompression ohne Wärmezufuhr würden die Endtemperaturen bei Sättigung 310° bei 300° Anfangsdampfperatur dagegen 506° betragen. Bei Wärmezufuhr unter den angenommenen Voraussetzungen sind die entsprechenden Temperaturen 425° und 630° . Außer diesem Nutzen ist der Hauptnutzen der Heizung in der unmittelbaren Beheizung der schädlichen Flächen gegeben.

Die in beiden Figuren durch Strichelung hervorgehobene Fläche stellt die durch die Deckelheizung zugeführte Wärmemenge von 82 W. E. pro Kilogramm Restdampf bei Sättigung und von 106 W. E. bei 300° Frischdampfperatur dar. Wenn auch der beschriebene Wärmevorgang durch andere Ursachen beeinflusst wird, so dürfte der nach Fig. 7 und 8 dargestellte Wärmevorgang doch zur Hauptsache ein Bild über die einschlägigen Wärmevorgänge bieten.

Vorliegende Erwägungen werden zum Teil bestätigt durch die Dampfverbrauchsergebnisse einer Gleichstromdampfmaschine, welche in Fig. 9 zusammengestellt sind. Diese Gleichstromdampfmaschine ist mit einer Deckelheizung ausgestattet, wie sie den oben gemachten theoretischen Erläuterungen zugrunde liegt. Außerdem war der Zylinder an beiden Enden mit einem Heizmantel versehen. In der Mitte war der Zylinder durch einen Auspuffwulst gekühlt. Zwischen den Heizmänteln und dem Kühlmantel waren neutrale Zonen vorgesehen, welche weder geheizt noch gekühlt waren. Die erwähnten Zylinder-

heizmäntel waren absperibar eingerichtet. Bei den Versuchen war die Deckelheizung stets in Betrieb, dagegen war die Zylinderheizung stellenweise in Betrieb, stellenweise außer Betrieb, was durch die Bezeichnung mit Mantel oder ohne Mantel, welche an den Versuchskurven angebracht sind, ausgedrückt ist. Zunächst zeigt sich, daß die Wirkung des Heizmantels um so mehr zurückgeht, je höher die Dampftemperatur ist. Während bei Sättigung sich der überraschend große Unterschied von fast einem Kilogramm zugunsten der Mantelheizung ergibt, geht dieser Betrag bei 265° auf knapp $\frac{1}{2}$ kg und bei 325° auf $\frac{2}{10}$ kg zurück, alles bezogen auf die Füllungen des günstigsten Dampfverbrauches.

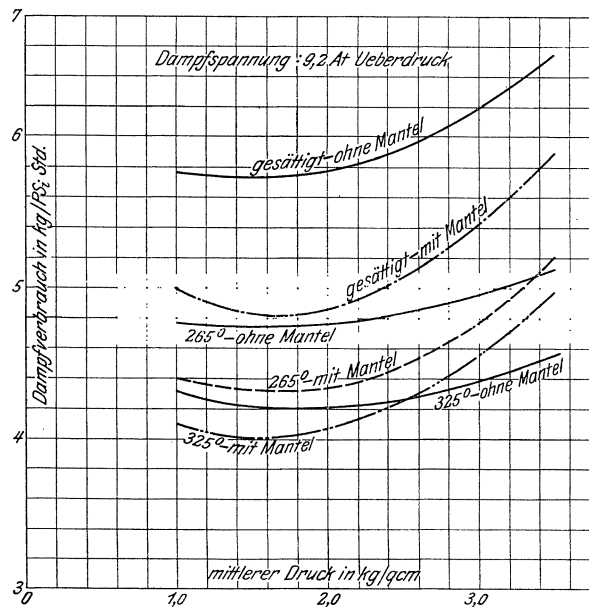


Fig. 9.

Die erwähnten Differenzbeträge verschieben sich etwas für die wirtschaftlich günstigsten Füllungen derart, daß z. B. für die höchste Betriebstemperatur von 325° kein Unterschied des Dampfverbrauches für den Betrieb mit oder ohne Zylindermantel vorhanden ist. In allen Fällen wurde der von den Mänteln verbrauchte Dampf der Maschine zur Last gelegt.

Der Punkt, wo der Betrieb mit oder ohne Zylindermantel gleiche Dampfverbrauchsergebnisse liefert, liegt bei 325° bei etwa 2,5 kg mittlerem Druck. Bei 265° Betriebstemperatur liegt derselbe Punkt bei fast 3,4 Atm. mittlerem Druck. Der entsprechende Schnittpunkt für die Sattdampfcurven ist noch weiter hinausgeschoben und entspricht einem wesentlich höheren Werte des mittleren Drucks.

Wenn man die Dampfverbrauchskurven mit Kurven von mehrstufigen

Maschinen vergleicht, findet man, daß der Dampfverbrauch der Gleichstromdampfmaschine von der Belastung viel weniger abhängig ist. Dies kommt namentlich zum Ausdruck bei den Kurven ohne Mantelheizung, wo eine nennenswerte Änderung des Dampfverbrauches zwischen 1 und 3 Atm. mittlerem Druck namentlich bei hoher Überhitzung nicht wahrzunehmen ist. Selbst bei Sättigung ist ein wesentlicher Unterschied kaum feststellbar zwischen den Grenzen 1 und 2,4 Atm. mittlerer Druck.

Weiter ist zu beachten, daß der günstigste Dampfverbrauch bei 325° hart an 4 kg heranreicht, dies bei der geringen Dampfspannung von nur 9,2 Atm. Überdruck. Damit reicht diese kaum 300 pferdige Maschine hinsichtlich ihres Dampfverbrauches an die Ergebnisse

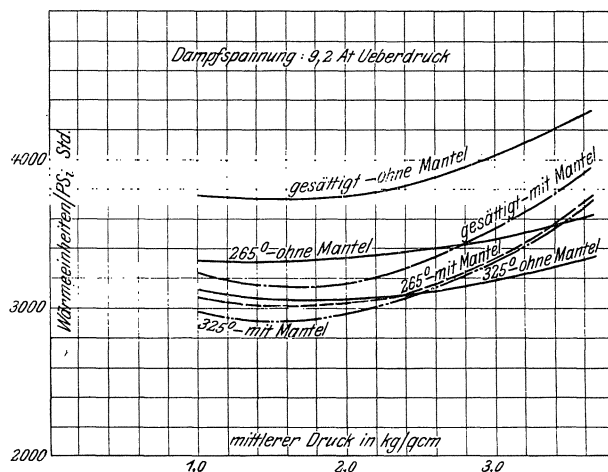


Fig. 10.

der drei 6000 pferdigen Maschinen des Berliner Elektrizitätswerks Moabit heran, welche nach den Veröffentlichungen des Herrn Direktor Datterer einen günstigsten Dampfverbrauch von 4 bis 4,1 kg ergeben haben.

In Fig. 10 sind die Kurven der Fig. 9 auf Wärmeverbrauch umgezeichnet. Hierbei zeigt sich, daß in der wirtschaftlich günstigsten Füllung die Maschine mit Mantelheizung und 265° Überhitzung denselben Dampfverbrauch hat, als wie mit 325° Überhitzung, wobei es gleichgültig ist, ob im letzteren Falle die Mantelheizung mitwirkt oder nicht.

In Fig. 11 sind die Verbrauchskurven für Wärmeverbrauch unter Weglassung der Werte mit 265° Betriebstemperatur zusammengestellt. Hier sowohl wie in Fig. 17 ist von der Rückgewinnung des Mantelkondensats und der darin

enthaltenen Wärme Abstand genommen. Es zeigt sich aber, daß die Maschine mit Sättigung und mit Mantelheizung hinsichtlich ihres Wärmeverbrauchsergebnisses ziemlich nahe an die Ergebnisse bei 325° Temperatur bei der wirtschaftlich günstigsten Füllung heranreicht.

In Fig. 12 sind die Kurven der Fig. 11 umgezeichnet, wobei die zurück-

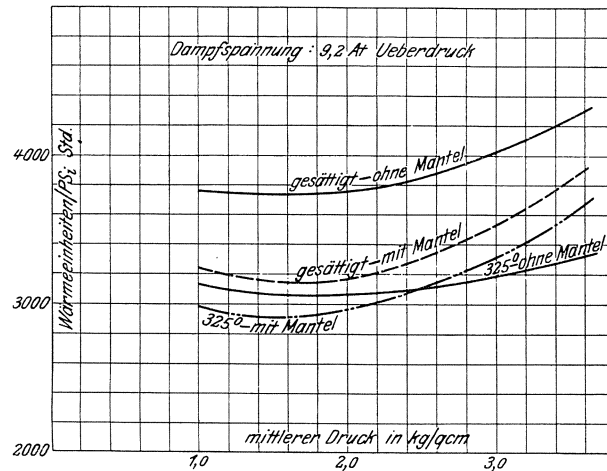


Fig. 11.

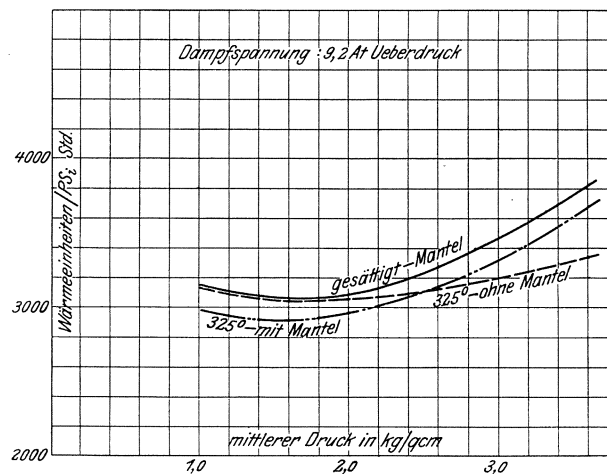


Fig. 12.

gewonnene Wärme des Mantelkondensats berücksichtigt worden ist. Wie diese Kurven zeigen, erreicht bei der wirtschaftlich günstigsten Füllung das Wärmeverbrauchsergebnis der Sattdampfmaschine mit Mantelheizung ungefähr das Wärmeergebnis derselben Maschine bei 325° Betriebstemperatur.

Wenn man auf Grund Berliner Verhältnisse für ein kg Dampf entsprechend

725 W. E. die Kosten gleich 0,225 \mathcal{F} und für den Zylinderölverbrauch bei Heißdampf $\frac{2}{3}$ g per P Si u. Std. = 0,05 \mathcal{F} (75 \mathcal{M} pro 100 kg) und für den Zylinderölverbrauch bei Satttdampf $\frac{1}{3}$ g per P Si u. Std. = 0,02 \mathcal{F} (60 \mathcal{M} pro 100 kg) ansetzt und die erwähnten Zylinderölkosten in Wärmeeinheiten umrechnet, d. i. für Überhitzung 160 W. E. und für Satttdampf 64 W. E. einführt, so ergibt sich gemäß Fig. 13 ein Verbrauch für Dampf- und Ölkosten derselben Maschine, welcher zeigt, daß bei der wirtschaftlich günstigsten Füllung die Satttdampfverbrauchskurve mit den Überhitzungsverbrauchskurven fast vollständig zusammenfällt. Damit ist bewiesen, daß die Gleichstromdampfmaschine wirtschaftlich gleich günstig arbeitet, gleichviel, ob der Dampf gesättigt oder überhitzt ist.

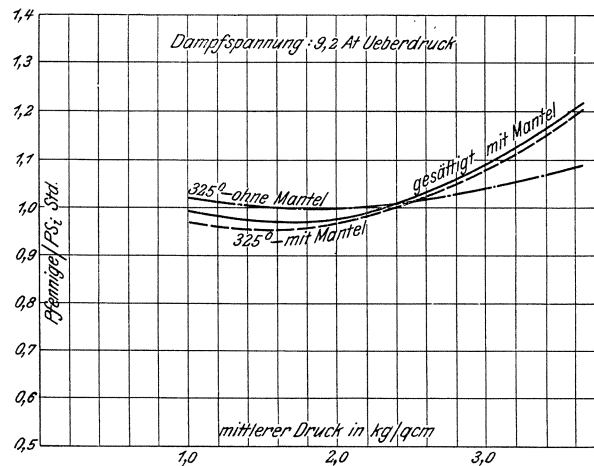


Fig. 13.

Hierbei ist nicht berücksichtigt, daß der überhitzte Dampf größere Ausstrahlungsverluste ergibt, und daß viele Überhitzungsanlagen bei geringer Leistung geringe Überhitzung, bei hoher Leistung hohe Überhitzung liefern. Die Maschine dagegen verlangt gerade bei geringer Leistung hohe Überhitzung und bei hoher Leistung geringe Überhitzung. Dieses ungünstige Verhalten des Überhitzers muß einen schlechteren thermischen Wirkungsgrad der Dampfmaschine und der Gesamtanlage zur Folge haben. Weiter besteht die Tatsache, daß bei undichten Dampfverteilungsorganen der Undichtigkeitsverlust bei Überhitzung im Vergleich zur Sättigung wesentlich höher ist. Dies hängt mit der erhöhten Dünnpflichkeit des überhitzten Dampfes und der verstärkten Verzerrung der Betriebsteile zusammen.

Daß die Gleichstromdampfmaschine überhitzten und gesättigten Dampf mit fast demselben thermischen Ergebnis verarbeiten muß, geht aus dem adiabatischen Charakter der Expansions- und Kompressionskurven hervor. Dieser Um-

stand läßt auf eine gewisse Wärmedichtheit schließen, so daß die Dampfenergieausnutzung, wie sie durch Entwurf der entsprechenden Entropiediagramme erzielt wird, ziemlich genau verwirklicht wird. Der Vergleich der Entropiediagramme für gesättigten und überhitzten Dampf zwischen denselben Druckgrenzen zeigt, daß eine nur ganz geringe Überlegenheit auf seiten der Überhitzung liegt. Diese geringe Überlegenheit kann aber, wie wiederum das betr. Entropiediagramm zeigt, beseitigt werden, wenn die im Mantelkondensat enthaltene Wärme bei dem Sattdampfkreisprozeß dem Kessel wieder zugeführt und zurückgewonnen wird. Der Kardinalfehler bei Dampfmaschinen gewöhnlicher Bauart ist der Wechselstrom. Durch die Umkehrung der Dampfströmung entsteht eine heftige Auskühlung der schädlichen Flächen durch den kalten Abdampfstrom, woraus sich die denkbar schlechteste Vorbereitung dieser schädlichen Flächen für die nächste Füllung ergibt. Die Folge ist eine starke Eintrittszylinderkondensation, welche nun ihrerseits wieder durch Stufeneinteilung und Überhitzung bekämpft wird. Die Stufeneinteilung und Überhitzung sind demnach Maßnahmen, welche die schädlichen Folgen des Kardinalfehlers des Dampfmaschinenbaues, genannt „Wechselstrom“, korrigieren sollen. Wenn man nun diesen Kardinalfehler vermeidet, d. h. den Wechselstrom durch Gleichstrom ersetzt, entfällt die Auskühlung der schädlichen Flächen, womit Stufeneinteilung und Überhitzung überflüssig werden. Dieses auf dem Wege der gewöhnlichen Überlegung sich herausstellende Ergebnis wird durch oben mitgeteilte Versuche vollständig bestätigt. Es sollte deshalb bei der weitausgrößten Zahl unserer Betriebe und bei den z. Zt. üblichen Dampfdrucken die Gleichstromdampfmaschine als einstufige Sattdampfmaschine durchgebildet werden, wenn nicht in besonderen Fällen die besonderen Eigentümlichkeiten und physikalischen Eigenschaften des überhitzten Dampfes auf seine Verwendung hindrängen.

Die oben mitgeteilten Ergebnisse wurden erzielt bei einer Maschine, welche als mittelmäßig gut durchkonstruiert und als vorzüglich hergestellt bezeichnet werden kann. Bei dieser Maschine sind noch weitere Verbesserungen durchführbar. Wenn diese durchgeführt werden, dürften die Ergebnisse noch mehr zugunsten des Sattdampfes sprechen.

III. Die Gleichstromdampflokomotive.

In Fig. 14 ist der Längsschnitt und in Fig. 15 der Querschnitt einer Gleichstromdampflokomotive veranschaulicht, welche von der Stettiner Maschinen-

baugesellschaft „Vulcan“ hergestellt und auf der Brüsseler Weltausstellung ausgestellt war.

In Fig. 16 ist der Gleichstromdampfzylinder dieser Lokomotive im großen Maßstabe veranschaulicht.

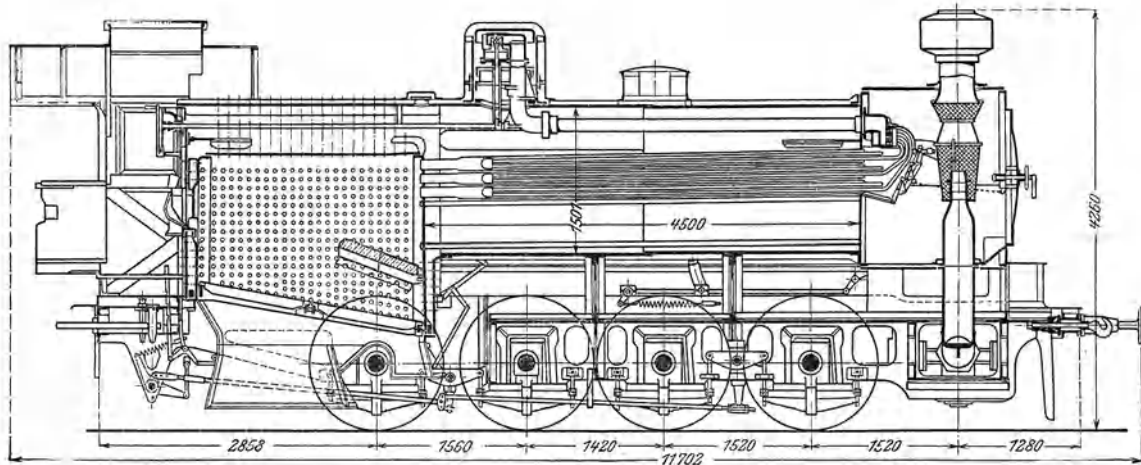


Fig. 14.

Die Lokomotive ist 4/4 gekuppelt, mit Schmidtschem Überhitzer versehen und soll zum Gütertransport dienen. Die wichtigsten Daten sind folgende:

Zylinderdurchmesser d	600 mm,
Kolbenhub h	660 „
Raddurchmesser D	1350 „
Dampfüberdruck p	12 atm.
Heizfläche des Kessels	140,42 qm,
„ „ Überhitzers	38,97 „
Rostfläche	2,35 „
Leergewicht	52 125 kg,
Dienstgewicht bzw. Adhäsionsgewicht .	57 750 „
Zugkraft max. $0,75 p \cdot \frac{d^2 \cdot h}{D}$	= 15 840 kg.

Diese Lokomotive bildet eine Wiederholung von 2 Lokomotiven, welche sich seit 2 Jahren bei der preußisch-hessischen Eisenbahnverwaltung in anstandslosem Betriebe befinden, und zwar sind dies dieselben Maschinen, welche von der preußisch-hessischen Eisenbahnverwaltung in zweimonatlichem Konkurrenzbetriebe mit Maschinen mit Kolbenschieber und Maschinen mit Lentzsteuerung untersucht wurden. Diese Versuche zeitigten ein Ergebnis per 1000 Tonnenkilometer, welches in den Verhältniszahlen 1 (Gleichstromdampflokomotive Bauart Stumpf) zu 1,19

(Lokomotive mit Kolbenschieber) zu 1,285 (Lokomotive mit Lentzsteuerung) darstellbar ist.

Wie die Konstruktion des Zylinders Fig. 16 zeigt, sind die Frischdampf Räume in den Deckeln und der Auspuffraum am Zylinder untergebracht. Der Zylinder ist also frei von allen Verzerrungen, welche die hohe Überhitzungstemperatur mit sich bringt. Demnach ist eine günstige Grundlage zur Entwicklung eines Tragkolbens gegeben, wozu die große Länge des Kolbens ohnehin auffordert.

Der Kolben besteht aus zwei Stahlgußkolbenscheiben, welche je zwei Ringe tragen und zwischen welchen ein Schmiedestahltragring eingeklemmt ist. Die Einlaßorgane sind als Ventile durchgebildet, welche durch eine Rollenschubsteuerung, Bauart Stumpf, betätigt werden. Diese Rollenschubsteuerung wird

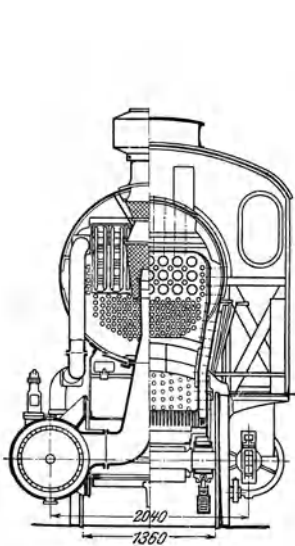


Fig. 15.

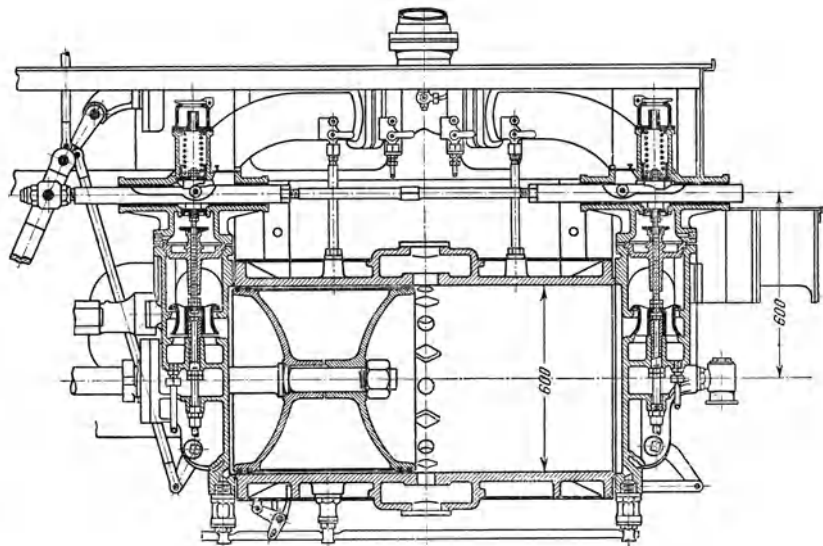


Fig. 16.

durch eine Heusingersteuerung angetrieben. Der Betrieb zeigt, daß der Steuerungswiderstand außerordentlich gering ist. Ferner zeigt sich, daß es möglich ist, diese Lokomotive mit ständig geöffnetem Regulatorkopf zu betreiben, wobei stets die volle Expansionskraft des Dampfes auch bei den geringsten Füllungen ausgenutzt wird. Vermittels einer eigenen Stellvorrichtung können die Einlaßventile für die Talfahrt aufgestellt werden, wodurch sich durch die Frischdampfleitung hindurch eine Verbindung zwischen beiden Zylinderseiten ergibt, so daß die Maschine vollständig entlastet ist. Der Betrieb hat weiter gezeigt, daß diese Lokomotiven eine außerordentlich geringe Menge an Lösche ergeben.

Der Gleichstrom bezieht sich nicht nur auf den Arbeitsdampf, sondern auch auf die Unreinigkeiten, welche aus dem Kessel in Gestalt von Kesselstein, Schlamm

und Sand und aus der Rauchkammer in Gestalt von Kohlenstücken und Ruß in den Zylinder kommen. Diese Unreinigkeiten werden per Gleichstrom durch die Auspuffschlitze hinausbefördert, von wo sie durch eine Öffnung am Auspuffwulst nach außen gelangen können. Der Gleichstrom bewirkt also eine fortdauernde Reinhaltung des Zylinderinnern. Hierauf ist der tadellose Zustand aller inneren Betriebsteile zurückzuführen, welcher beim Öffnen der Zylinder von verschiedenen, unter den schwierigsten Verhältnissen arbeitenden Gleichstromdampflokomotiven festgestellt werden konnte.

Weiter hat sich ergeben, daß eine Maschine dieser Bauart einen außerordentlich ruhigen Gang zeigt. Dies kam namentlich auch zum Ausdruck bei zwei Gleichstromdampfschnellzugslokomotiven, welche von der Maschinenbauanstalt Breslau gebaut und vor wenigen Wochen von der preußisch-hessischen Eisenbahnverwaltung übernommen wurden.

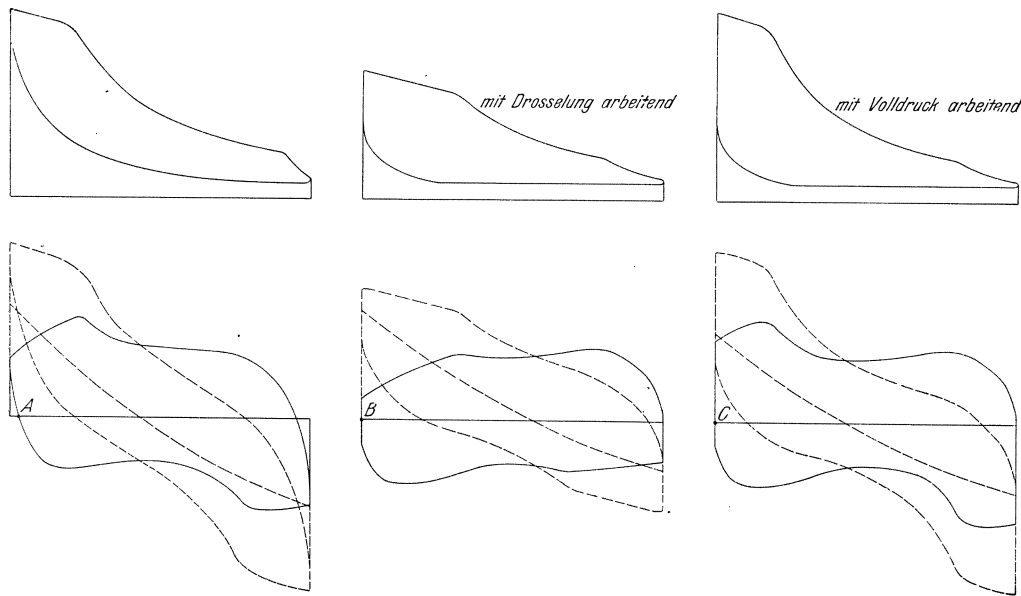
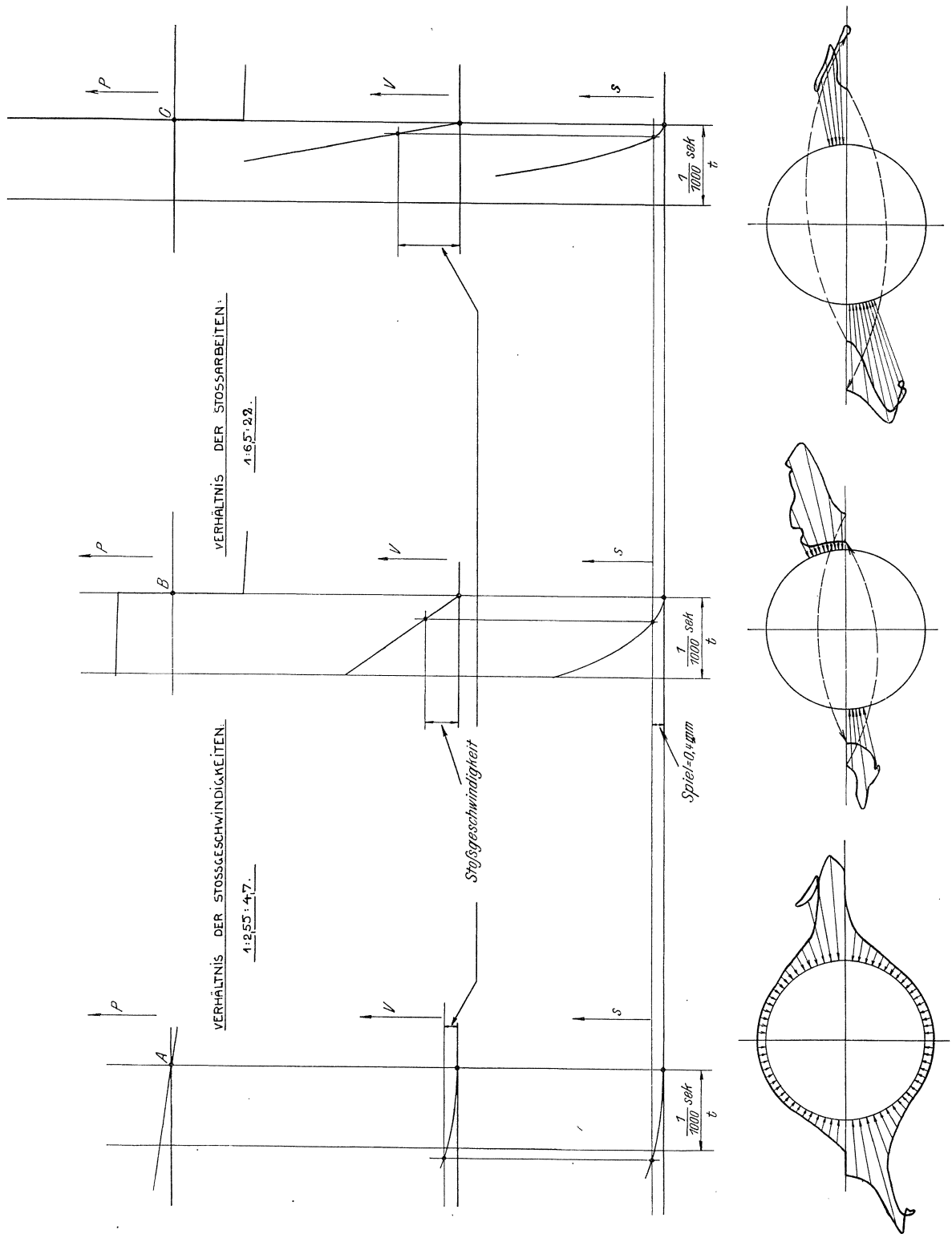


Fig. 17.

Dieser ruhige Gang ist durch die Eigenart der Dampfverteilung begründet. Um die Ursachen klarzustellen, ist in Fig. 17 das Diagramm einer Gleichstromdampflokomotive mit den Diagrammen einer Wechselstromdampflokomotive in Vergleich gezogen, wobei letztere einmal mit Drosselung und einmal mit Volldruck arbeitet. Beim Volldruckdiagramm ist eine Füllung von 17%, beim Drosseldiagramm eine solche von 31½% und bei der Gleichstromdampflokomotive eine solche von 20% angenommen. Wenn man eine Geschwindigkeit von 110 km annimmt, unter



Berücksichtigung der endlichen Länge der Schubstange die Massendiagramme einträgt und hieraus die Überdruckdiagramme entwickelt, so kann man aus dem Verlauf der Überdrucklinien einen Rückschluß auf die Größe der Beschleunigung im Druckwechsel ziehen. Wie die drei obersten Diagramme der Fig. 18 zeigen, ergibt sich ein sanfter Verlauf der Beschleunigungslinie für die Gleichstromdampfmaschine, während bei der Wechselstrommaschine sich ein scharfes Wechseln von positiver Beschleunigung in negative ergibt. Letzteres hängt zusammen mit der Lage des Druckwechsels im Hubwechsel, während bei der Gleichstromdampfmaschine der Druckwechsel wegen des ständig hohen Verlaufs der Kompressionslinie auch bei dieser verhältnismäßig hohen Geschwindigkeit noch ein beträchtliches Stück vor dem Totpunkte liegt. Hierbei ist das etwas höhere Kolbengewicht der Gleichstromlokomotiven berücksichtigt. Aus den ermittelten Beschleunigungslinien sind nun die Geschwindigkeitslinien (siehe die drei nächstfolgenden Diagramme) und aus den Geschwindigkeitslinien die Weglinien (siehe die 3 darauffolgenden Diagramme) durch Integrieren entwickelt. Wenn man nun ein Zapfenspiel von 0,4 mm annimmt und in die Wegdiagramme einträgt, so schneidet die dadurch festgelegte horizontale Linie die Punkte aus, wo der Stoß stattfindet. Durch Projizieren dieser Punkte nach den drei Mitteldiagrammen, welche die Geschwindigkeitslinien darstellen, stellt man leicht die Größe der entsprechenden Stoßgeschwindigkeiten fest. Diese ergeben das Verhältnis von 1 : 2,55 : 4,7. Durch Einbeziehung der Stoßmassen ergibt sich nun aus diesen Stoßgeschwindigkeiten das Verhältnis der Stoßarbeiten von 1 : 6,5 : 22.

Die letztgenannten Zahlen geben eine Erklärung für das starke Warmlaufen der Triebzapfen des Niederdruckzylinders von vierzylindrigen Verbundschnellzugmaschinen, bei welchen das Dampfdiagramm niedrig und das Massendiagramm wegen des schweren Kolbens hoch verläuft, so daß die Druckwechsel stets in den Hubwechsel fallen.

Zugleich ist durch obige Untersuchung dargetan, wie höchst unangenehm die Veränderlichkeit der Kompression bei der üblichen Zylinderbauart ist. Bei den größeren Füllungen namentlich wird stets der Druckwechsel in den Hubwechsel fallen.

Die drei letzten Diagramme ergeben nun eine übersichtliche Zusammenstellung der auf den Kurbelzapfen wirkenden Kräfte, wobei die Zentrifugalkräfte und die endliche Schubstangenlänge berücksichtigt sind. Aus diesen Diagrammen ergibt sich, daß bei der Gleichstromdampflokomotive sich ein *wälzender*, bei der Wechselstromdampflokomotive dagegen sich ein *springender* Druckwechsel ergibt. Der Druckwechsel der Gleichstromdampflokomotive wird sich als ein

R u c k kennzeichnen, derjenige der Wechselstromdampflokomotive dagegen als ein harter, metallisch klingender Stoß. Zugleich ist es interessant zu sehen, wie richtig die auch durch andere Rücksichten begründete Vorschrift der preußischen Eisenbahnverwaltung ist, womit sie nämlich die Benutzung der Kulisse unter 20% verbietet, d. h. unter 20% die Anpassung des Arbeitsbedarfes der Lokomotive an die jeweiligen Kraftbedürfnisse durch den Regulator vorschreibt. Durch das Drosseln ergibt sich, wie das mittlere Schlußdiagramm zeigt, eine wesentliche Verminderung der Stoßkräfte. Diese Verminderung der Stoßkräfte ergibt eine beträchtliche Verminderung der Stoßarbeit von dem Werte 22 bis auf 6,5. Der Verfasser hatte bei seinen Versuchsfahrten mehrfach Gelegenheit, die Richtigkeit dieser theoretischen Erläuterung im Betriebe festzustellen. Durch entsprechendes Drosseln ist es möglich, den Gang des Triebwerks außerordentlich günstig zu beeinflussen.

Hinsichtlich der Ausgestaltung des Diagrammes zeigt die Gleichstromdampflokomotive große Verwandtschaft mit der Gasmaschine und besonders mit dem Dieselmotor. Mit den genannten Maschinen hat die Gleichstromdampflokomotive den eigentümlich ruhigen Gang des Triebwerks gemein. Die tiefere Begründung hierfür liegt schließlich in dem Kompressionsraum, welcher den drei genannten Maschinen eigentümlich ist. Durch den großen Kompressionsraum von etwa 17% in Verbindung mit dem Schlitzauslaß ist stets dieselbe hochlaufende Kompressionslinie, eine gute Auffangung der hin- und hergehenden Massen, eine günstige Lage des Druckwechsels und ein sanfter Gang des Triebwerks sichergestellt. Aus dem Vorstehenden geht hervor, daß sich die Gleichstromdampflokomotive ganz besonders für den Schnellzugsdienst eignet.

Der Erfolg der Gleichstromlokomotive ist so durchschlagend, daß die Preußische Eisenbahnverwaltung und andere ausländische Verwaltungen eine Reihe von Nachbestellungen machten.

An dieser Stelle sei dem Königl. preußischen Ministerium der öffentlichen Arbeiten, dem Königl. Eisenbahnzentralamt und insbesondere auch dem Wirkl. Geh. Oberbaurat Müller mein aufrichtiger Dank zum Ausdruck gebracht für die tatkräftige Förderung der Entwicklung der Gleichstromdampflokomotive.

IV. Die Gleichstromdampfmaschine für atmosphärischen Auspuff.

Fig. 19, 20, 21 und 21a zeigen eine Gleichstromdampfmaschine für atmosphärischen Auspuff bzw. höheren Gegendruck, wie er durch den Anschluß an eine Heizvorrichtung, an eine Abdampfturbine usw. gegeben sein kann. Hierbei muß der

durch den Schlitzauslaß gegebene Auspuff verlängert werden derart, daß Kompressionen bis zu 5% erzielbar sind. Zu diesem Zweck ist in den Kolben ein Auslaßorgan, hier in Gestalt eines Kolbenschiebers, eingesetzt, welchem durch einen an der Schubstange angebrachten exzentrischen Zapfen eine zur Kolbenbewegung zusätzliche Bewegung erteilt wird. Der Dampfauslaß wird eingeleitet durch den

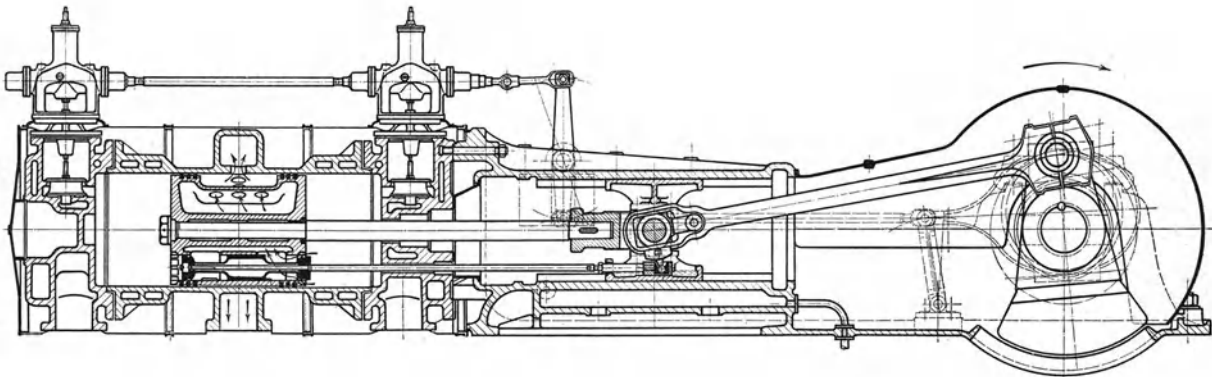


Fig. 19.

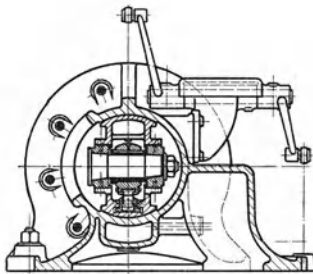


Fig. 20.

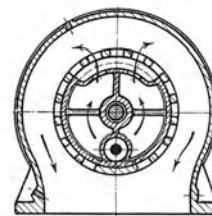


Fig. 21.

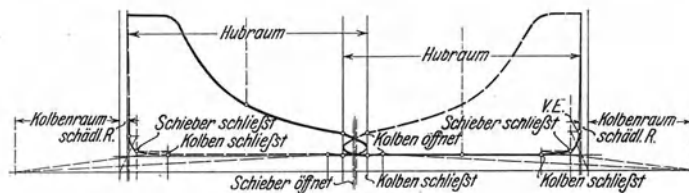


Fig. 21 a.

Hauptschlitzauslaß, welcher vom Kolben gesteuert wird. Alsdann erfolgt die Fortsetzung des Auslasses durch den Kolbenschieber, durch welchen der restliche Auspuffdampf während der Rückkehr des Kolbens in den Kolbenhohlraum und durch Öffnungen in der Kolbenwand nach den Auspuffschlitzen übergeführt wird. Mit dieser höchst einfachen Einrichtung ist die Möglichkeit gegeben, auch bei jedem Gegendruck und unter völliger Aufrechterhaltung des Gleich-

stromprinzips die Dampfenenergie so auszunutzen, wie es mit den besten Mehrstufenmaschinen möglich ist.

Die Ableitung der Steuerbewegung von der Schubstange hat den großen Vorzug, daß die schnellen Bewegungen zum Öffnen und Schließen des Schiebers sich in der Nähe der Totpunkte ergeben, wo die Schubstange die höchste Ausschlaggeschwindigkeit entwickelt.

Je kleiner das Temperaturgefälle, um so mehr Berechtigung hat die einstufige Expansion. Dies trifft erst recht auf die Gleichstromdampfmaschine zu, welche schon bei sehr großen Stufengefällen im Zusammenhang mit Kondensation die Dampfverbrauchszahlen von Dreifach-Expansionsmaschinen ergeben hat. Wieviel mehr muß die Gleichstromdampfmaschine für die Aufgaben einer unter stark schwankender Belastung arbeitenden Umkehrmaschine am Platze sein, bei welcher die Natur des Betriebes starke Verluste infolge der stark schwankenden Belastung und der Stillstände ergeben muß!

V. Die Gleichstromdampfördermaschine für Kondensation.

Die Gleichstromdampfmaschine eignet sich ohne weiteres für die Aufgaben einer Dampffördermaschine, wenn man zur Ermöglichung genauer Einstellung des Förderkorbes vorübergehend die Kompression beseitigt. Durch Zugabe eines

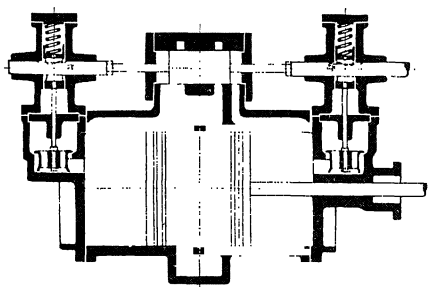


Fig. 22.

Fig. 23.

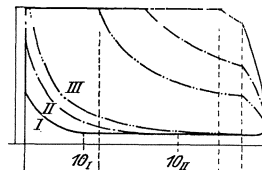
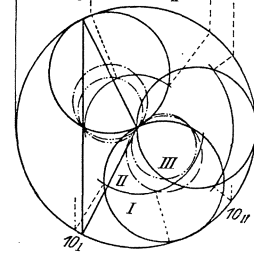


Fig. 24.



kleinen Hilfsauslaßschiebers (vergl. Fig. 22) ist diese Aufgabe durchführbar. Dabei ist zweckmäßig dieser Hilfsschieber mit einer inneren Deckung von solcher Größe zu versehen, daß die Kompression für die Zeit des Korbeinstellens zum weitaus größten Teil beseitigt wird, dagegen die Kompression in voller Größe zur Entwicklung kommt (etwa 90%) für die folgende Zeit des Förderns. In dieser letzteren Periode ist der Hilfsauslaßschieber hinsichtlich seiner Wirkung ausgeschlossen.

Er öffnet dann nicht mehr, und die Kompression ist dann lediglich durch den vom Kolben gesteuerten Schlitzauslaß gegeben. Das Diagramm (Fig. 23 und 24) zeigt, daß bei etwa 80% Füllung eine Kompression von etwa 25%, bei 50% Füllung eine solche von 65% und bei 40% Füllung eine solche von 90% gegeben ist. Damit sind die Rücksichten auf tunlichst günstige thermische Ausnutzung der Dampfenergie einerseits und vorzügliche Manövrierfähigkeit der Fördermaschine andererseits in glücklichster Weise vereinigt.

Auf dieser Grundlage ist die in Fig. 25 dargestellte, für kleinere Fördermaschinen empfehlenswerte Konstruktion durchgebildet. An Stelle des in Fig. 22 gezeigten Hilfsauslaßschiebers sind hier zwei Hilfsauslaßventile an den Enden der Zylinder untergebracht, um die schädlichen Flächen nach Möglichkeit zu vermindern.

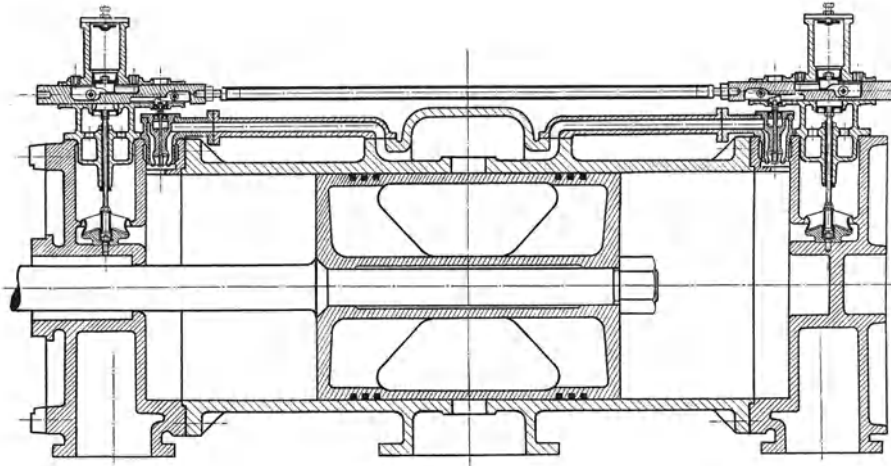


Fig. 25.

Die Steuerung ist als Goochsche Kulissensteuerung ausgebildet, wobei die resultierende Bewegung durch Vermittlung eines Kurvenschubs auf die beiden Einlaßventile und die beiden Hilfsauslaßventile übertragen wird. Die Dampfverteilung ist im übrigen genau so, wie durch die Diagramme Fig. 23 und 24 klargelegt ist.

Wenn die Maschine vorübergehend ohne Kondensation betrieben werden soll, so ist das mit einer Einrichtung der gezeigten Konstruktion ohne weiteres möglich, wenn die Auslaßventile und die Austrittsdeckung der Steuerung entsprechend bemessen werden. Natürlich sind für diesen Ausnahmefall entsprechend klein bemessene Auslaßventile mit entsprechend großen Dampfgeschwindigkeiten zulässig.

Der Widerstand einer solchen Steuerung ist so außerordentlich gering, daß

die Betätigung der Umsteuerungsvorrichtung ohne Kraftzylinder möglich ist. Aus diesem Grunde ist auch die Goochsche Kulissensteuerung empfehlenswert, bei welcher nur der Stein und die Steinstange an Stelle der Kulisse zu verstellen sind.

Natürlich ist die Betätigung der vier Ventile ebensowohl unter Benutzung der üblichen Konensteuerung durchführbar. Diese sind zweckmäßig so einzurichten, daß sie etwa 90 % Füllung bei ganz geringer Ventilerhebung ergeben, während die kleinen Auslaßventile den Auslaß bis kurz vor Hubende freigeben. Hierdurch wird die genaue Einstellung des Förderkorbes an den verschiedenen Fördertagen ermöglicht. Gegendrucke, wie sie bei Verbundtandemaschinen häufig festzustellen sind, können hier leicht vermieden werden. Mit etwas verminderter Füllung beginnt auch die eigentliche Förderung, wobei die Hilfsauslaßventile schon außer Tätigkeit gesetzt sind. Diese sind also nur während des Korbeinstellens wirksam. Während der laufenden Förderung läuft die Maschine als reine Gleichstromdampfmaschine, so daß die Hauptarbeit unter den günstigsten thermischen Verhältnissen geleistet wird.

Auch die Konensteuerung wird in diesem Zusammenhang in den meisten Fällen ohne einen Hilfskraftzylinder zu betätigen sein. Da der schädliche Raum bei 90% Kompression für mittelgutes Vakuum und genügend hohe Verdichtungen richtig bemessen ist, so ist bei solchen Maschinen volle Freiheit hinsichtlich des Manövrierens gegeben, ohne auf irgend welche Sicherheitsvorrichtungen zwecks Vermeidung übergroßer Verdichtungsspannungen angewiesen zu sein.

VI. Die Gleichstromdampffördermaschine für atmosphärischen Auspuff bzw. Anschluß an eine Abdampfturbine.

Hierfür bildet die in Fig. 19, 20, 21 gezeigte Gleichstromdampfmaschine mit im Kolben untergebrachtem Auslaßorgan die Grundlage. Hierbei müssen sowohl die Einlaßorgane wie auch das im Kolben untergebrachte Auslaßorgan umgesteuert werden. Eine Gleichstromdampffördermaschine mit dieser Einrichtung zeigen die Fig. 26 und 27. Die Einlaßventile werden hierbei in normaler Weise durch Konen betätigt. Das Auslaßorgan ist als Kolbenschieber ausgebildet und zwecks Erzielung der Umsteuerung geteilt. Jede Hälfte des Schiebers wird von der Spindel mittels eines Gewindes (Rechts- und Linksgewinde) erfaßt. Durch Drehung der Spindel werden die steuernden Kanten des Schiebers derart verschoben, daß für den Hingang die innere Steuerkante des Schiebers mit der Außensteuerkante des Kolbens, für den Rückgang dagegen die äußere Kante des Schiebers mit der inneren Kante des Kolbens zusammenarbeiten.

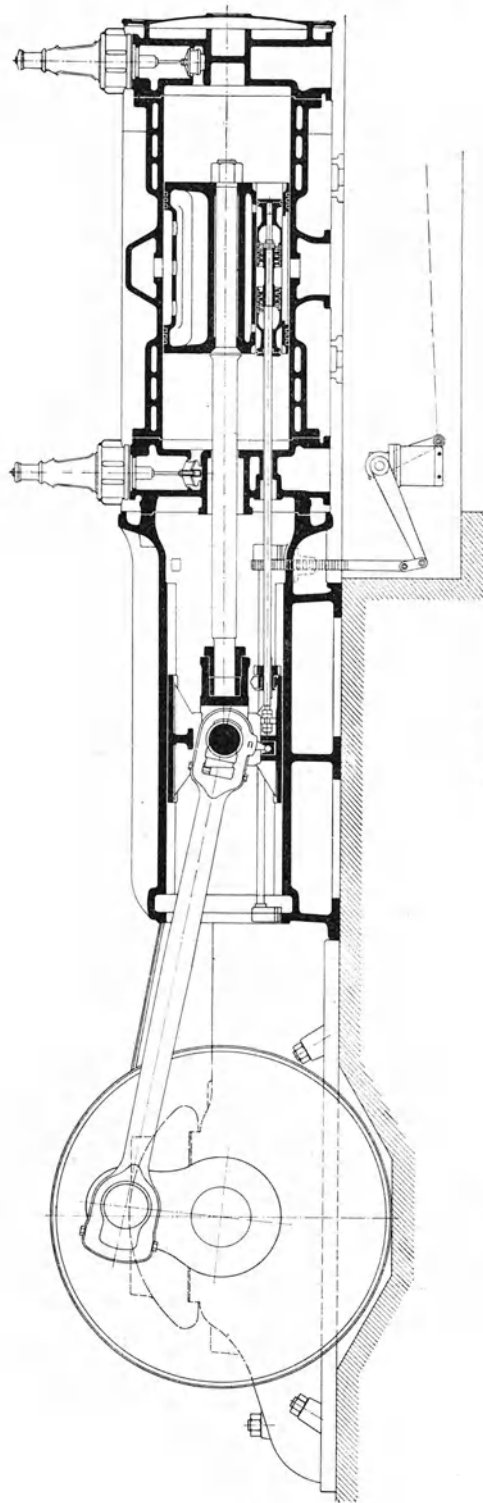


Fig. 26.

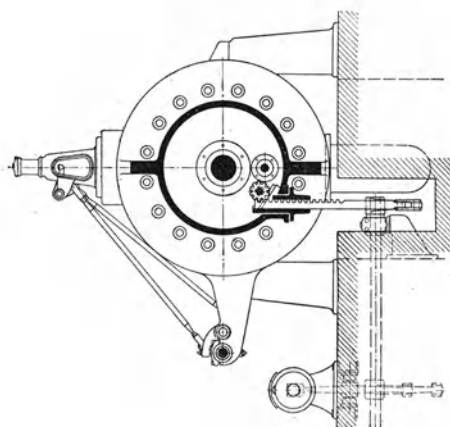


Fig. 27.

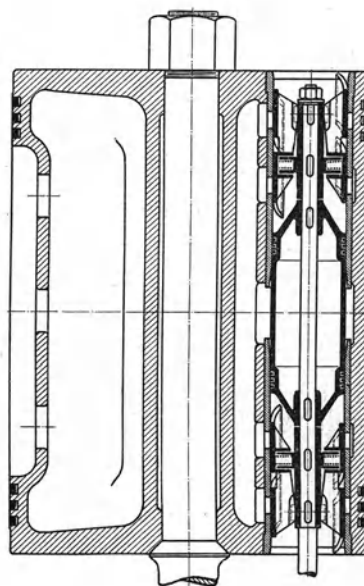


Fig. 28.

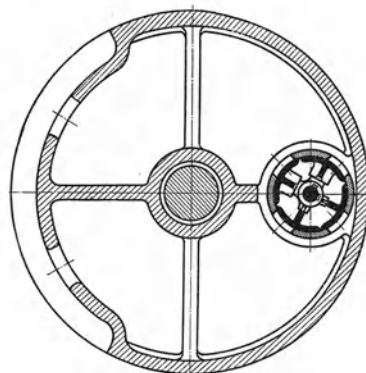


Fig. 29.

Die zwecks Verstellung des Schiebers notwendige Drehung der Schieberspindel wird durch einen Kraftzylinder bewirkt, dessen Bewegung durch Zahnstange und Zahnrad auf eine neben der Kreuzkopfbahn angebrachte Vorgelegespindel und von hier durch Zahnräder auf die Schieberspindel übertragen wird. Die Zahnräder sind am Kreuzkopf angebracht, wobei das eine Rad auf der genannten, neben der Kreuzkopfbahn gelagerten Spindel gleitet. Die Steuerung wird nun zweckmäßig so eingerichtet, daß der Maschinist die Einlaßkonen direkt betätigt und mit derselben Bewegung den Einlaßschieber des Kraftzylinders verstellt. Hierdurch wird bewirkt, daß der Auslaßschieber stets in den äußersten Stellungen, wo voller Querschnitt für den Auslaß zur Verfügung gestellt wird, arbeitet. Es entfallen also hier die drosselnden Zwischenstellungen. Der Kraftzylinder kann auch durch eine elektrische Verstellung ersetzt werden.

Natürlich ist es auch möglich, die Einlaßbewegung mit einer Kulissensteuerung zu bewirken, und diese Steuerung mit der beschriebenen Umsteuerung des Auslaßschiebers zu verbinden.

Auch kann man den Schieber als Riderschieber ausbilden (Fig. 28, 29 und 30), wobei allerdings der schädliche Raum und die schädlichen Flächen größer ausfallen.

Eine Fördermaschine dieser Art würde stets als reine Gleichstromdampfmaschine wirken und immer die dieser Maschine eigentümlichen thermischen Vorteile besitzen.

VII. Vergleich der Gleichstromdampffördermaschine mit den zurzeit üblichen Konstruktionen.

Die Gleichstrombetriebsmaschinen haben bei Überhitzung einen Dampfverbrauch gleich dem von Dreifach-Expansionsmaschinen ergeben. Es sind Dampfverbrauchszahlen bis zu 3,8 kg per indizierte Pferdestärke und Stunde bei hoher Überhitzung festgestellt worden. Weiter haben die Versuche ergeben, daß der Dampfverbrauch der Gleichstromdampfmaschine nicht in dem Maße von der Füllung abhängig ist, wie dies bei den mehrstufigen Maschinen der Fall ist. Hieraus ergibt sich eine sehr günstige Perspektive für die Gleichstromdampfmaschine in ihrer besonderen Entwicklung als Fördermaschine.

Zunächst ist die Gleichstromdampfmaschine wegen der direkten Dampfwirkung als Fördermaschine ganz besonders geeignet. Je höher die Stufenzahl,

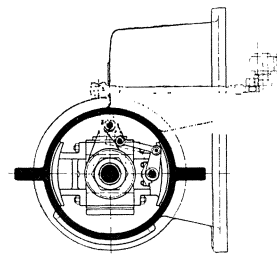


Fig. 30.

um so laher die Maschine, je geringer die Stufenzahl, um so energischer. Demnach kommt man mit einem wesentlich geringeren Hubvolumen aus, als solches bei zweistufigen Maschinen notwendig ist, und zwar sowohl beim Einstellen des Förderkorbes und in der Beschleunigungsperiode als auch während der laufenden Förderung. In letzterer Hinsicht verdient erwähnt zu werden, daß die Gleichstromdampfmaschine mit wesentlich höherem mittleren Druck bei günstigem Dampfverbrauch arbeiten kann als mehrstufige Maschinen gewöhnlicher Bauart.

Bei der Gleichstromdampffördermaschine entfallen alle Sorgen hinsichtlich Einhaltung der Verbundwirkung bei den verschiedenen Belastungen und Stillständen. Es entfällt ein großer Teil des Strahlungsverlustes, welcher sich durch die vier Zylinder und Aufnehmer einer Tandemfördermaschine im Vergleich mit einer Gleichstromdampffördermaschine ergeben wird. Diese Verluste sind bei der Zwillingsandemmaschine besonders groß, bei welcher die Aufnehmerspannung auch durch die Stillstandsperioden hindurch aufrechterhalten wird. Sollte die Gleichstromdampffördermaschine etwas mehr Dampf während des Korbeinstellens benötigen, so wird dies reichlich wettgemacht durch die bei den Tandemmaschinen gegebene Sorge, die Rückseite der Kolben von Gegendrücken zu befreien. Auch gehen bei der Verbundwirkung große Diagrammecken und Verlustflächen verloren, welche die Völligkeit des Diagramms und damit den Wirkungsgrad erheblich beeinträchtigen. Alles in allem genommen, kann auf Grund der bislang erzielten Resultate mit Sicherheit angenommen werden, daß die Ersparnis an Dampf wenigstens 25% im Vergleich mit Zwillingsandemfördermaschinen gewöhnlicher Bauart betragen wird.

Fig. 31 zeigt für die Beschleunigungsperiode und die volle Fahrt die Diagramme einer Zwillingsandemfördermaschine (900 und 1400 × 1800) und die entsprechenden Diagramme einer Gleichstromdampffördermaschine (1200 × 1800). Aus dem Vergleich der Diagramme ergibt sich schon, rein mechanisch beurteilt, ein Gewinn auf seiten der Gleichstrommaschine. Besonders vorteilhaft erweisen sich die großen Schlitzauslaßquerschnitte, welche auch bei den großen Füllungen der Beschleunigungsperiode vollen Druckausgleich ermöglichen. Dagegen werden die Kolbenkräfte im Verhältnis von 5 : 4 vergrößert.

Neben diesen thermischen Vorteilen zeigt nun die Gleichstromdampffördermaschine besonders auffällige bauliche Vorteile. Um diese zu kennzeichnen, ist die Aufgabe durchgeführt gedacht, eine normale Zwillingsandemfördermaschine von 900 mm und 1400 mm Zylinderdurchmesser bei 1800 mm Hub in eine Gleichstromdampffördermaschine umzuwandeln. Die Gleichstromdampfzylinder würden einen Durchmesser von 1200 mm erhalten; die Länge des Zylinder-

gußstückes würde 3000 mm betragen gegen 2900 mm Niederdruckzylinderlänge der Zwillingstandemaschine. Die Länge der Gleichstromdampfördermaschine würde um 6 m geringer sein als die der Zwillingstandemfördermaschine. Um dasselbe Maß würde das Maschinenhaus und um annähernd so viel das Fundament verkürzt werden. Es entfallen zwei vollständige Zylinder mit Steuerung, zwei Zwischenstücke und zwei Aufnehmer. Der Ölverbrauch wird entsprechend kleiner. Die Maschine wird wesentlich einfacher, billiger und betriebssicherer.

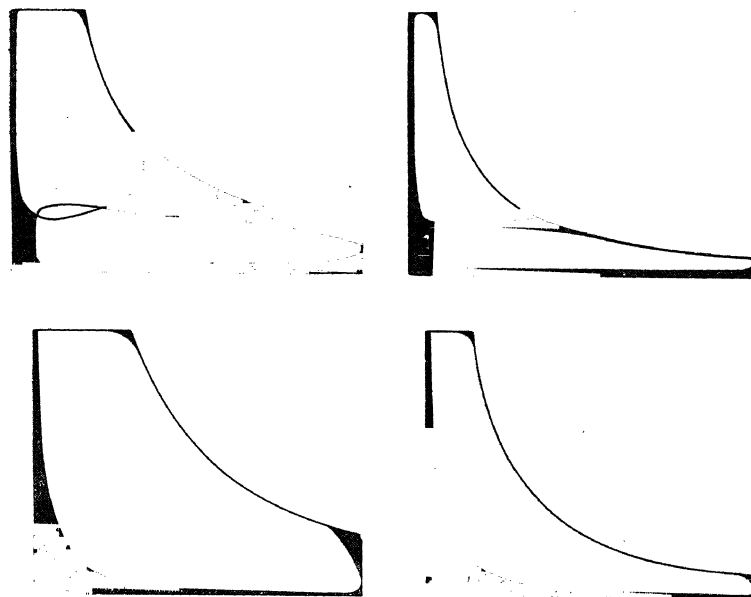


Fig. 31.

VIII. Die Schiffsgleichstromdampfmaschine.

Den ersten Schritt nach dieser Richtung tat die Schiffswerft und Maschinenfabrik J. Frerichs & Co. Aktiengesellschaft in Osterholz-Scharmbeck, welche eine Schiffsgleichstromdampfmaschine für eine Leistung von 450 PS im Zusammenhang mit einem Seefischdampfer zur Ausführung brachte. Diese Maschinen wurden bislang meist als Dreifachexpansionsmaschinen gebaut. Die neue Schiffsgleichstromdampfmaschine wurde als Zwillingmaschine mit 90° Kurbelversetzung ausgebildet, wodurch die dritte Maschine des Dreistufensystems entfällt und ein großer Raum für Fischverladungszwecke gewonnen wurde. Die Maschine wurde mit einer Steuerung — Patent Direktor Saiuberlich — ausgerüstet. Im Betriebe hat das Schiff und die Maschine allen Anforderungen entsprochen.

Alsdann entschloß sich die Stettiner Maschinenbau - Aktiengesellschaft „Vulcan“ in Stettin-Bredow zum Bau eines Transportdampfers für die eigenen

Werften. Dieser Transportdampfer, welcher z. Zt. im Bau ist, wird mit einer Schiffsgleichstromdampfmaschine von 580 Zylinderdurchmesser und 600 Hub versehen. Die Maschine soll bei 100 Umdrehungen pro Minute und einem Anfangsdampfüberdruck von 12 Atm. 400 PS normal entwickeln. Die Maschine ist ebenfalls als Zwillingsmaschine gedacht, wobei die Pleueln um 90°

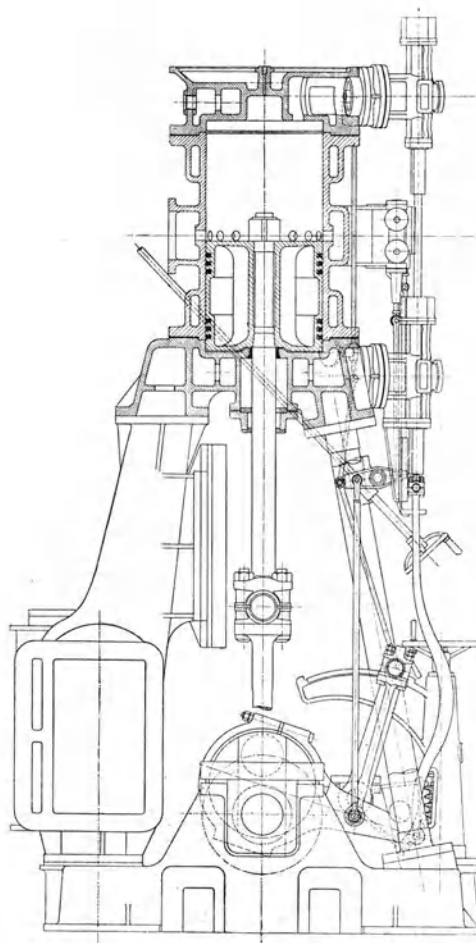


Fig. 32.

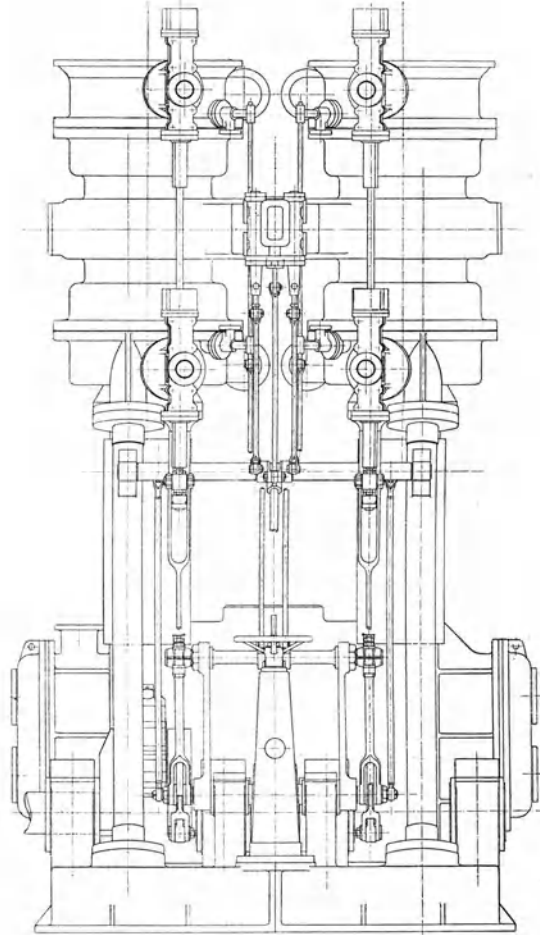


Fig. 33.

versetzt sind. Eine Frontansicht, eine Seitenansicht und ein Horizontalschnitt durch die Zylinder ist in Fig. 32, 33, 34 dargestellt. Die Steuerung ist als Klugsche Steuerung durchgeführt, wobei die Bewegung der Klugschen Exzenterstange durch eine gekrümmte Lenkerstange auf die in den Deckeln wagerecht gelagerten Ventile mittels Rollenschubs übertragen wird. Um recht günstige Abschlußbewegungen für die Einlaßventile zu erzielen, ist die Klugsche Steuerung für eine Maximalfüllung von nur 25% entwickelt. Um

das Anlassen und Manövrieren sicherzustellen, wird von einem zweiten Punkt jeder Klugschen Exzenterstange ein Hilfseinlaßschieber angetrieben, welcher auf dem Auspuffwulst eines jeden Zylinders montiert ist. Dieser zweite Punkt fällt in diesem Falle mit dem Aufhängepunkt der Klugschen Exzenterstange zusammen und gestattet eine Maximalfüllung von etwa 90 %. Weitere Einzelheiten sind aus Fig. 38 ersichtlich, welche eine entsprechende Steuerungsanordnung für eine Schiffsgleichstromdampfmaschine der Hamburg-Amerika-Linie zeigt. Dieses Steuerungsschema zeigt noch die Betätigung des Frischzulaßorgans für den Hilfskolbenschieber und von Verschlußventilen für die Leitungen, welche den Dampf von dem Hilfsschieber nach den Zylinderköpfen

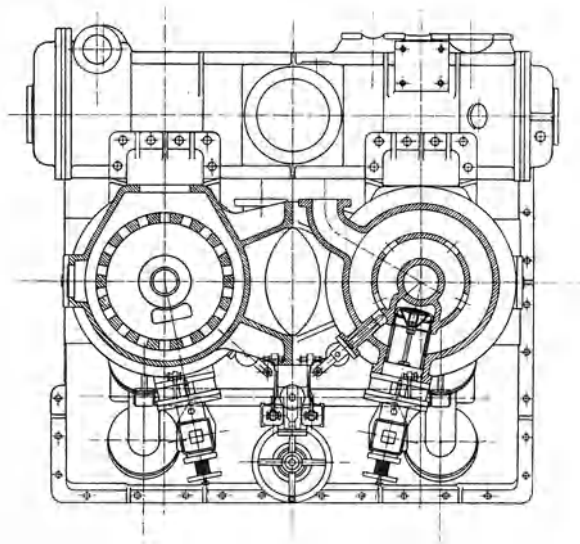


Fig. 34.

führen. Diese Betätigung geschieht automatisch von der Umsteuerungsschwinge aus, derart, daß in den äußersten Stellungen dieser Schwinge für Vorwärts- und Rückwärtsgang die erwähnten Dampfzulaßorgane und Ventile geöffnet sind. Es ergibt sich demnach eine Betätigung der Steuerung in höchst einfacher Weise derart, daß nach der einen oder anderen Richtung die Umsteuerungsschwinge ausgelegt wird, so lange, bis die gewünschte Bewegung in der gewollten Richtung einsetzt. Wenn die Hauptsteuerung versagt, wird einfach weiter ausgelegt, bis die Hilfssteuerung einsetzt. Sobald diese eingesetzt hat, legt man die Steuerung wieder zurück, bis die normale Betriebsfüllung von etwa 10 % erreicht wird. In dieser Füllung ist die ganze Hilfseinlaßsteuerung natürlich ausgeschaltet, so daß der laufende Betrieb mit völlig ausgeschalteter Hilfseinlaßsteuerung durchgeführt

wird. Es entfällt also hier die gesonderte Betätigung von irgendwelchen Hilfseinlaßorganen, wodurch das Manövrieren außerordentlich vereinfacht wird.

Die Luftpumpen sind an die Hauptmaschine angehängt. Deshalb steuert die Hilfseinlaßsteuerung auch den Auslaß, womit die für das Anlassen so hinderlichen Kompressionen vermieden werden.

Der Kondensator ist in üblicher Weise in die rückwärtigen Ständer eingebaut. Die ganze Steuerung ist nach der Vorderseite der Maschine entwickelt, wo alle Teile bestens zugänglich sind. Die Klugschen Exzenter sind, wie ein Blick auf die Fig. 35, 36, 37 zeigt, auf die Kurbelwangen aufgesetzt.

Fig. 35.

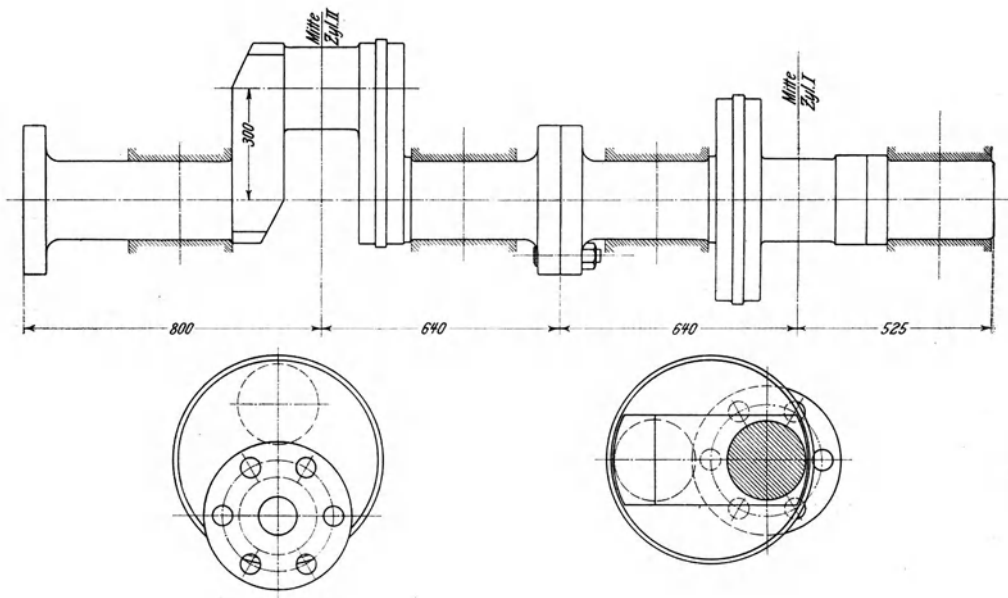


Fig. 36.

Fig. 37.

Für die Maschine wurde eine Überhitzung von 250° vorgesehen. Dementsprechend sind die Zylinder an den Enden mit Mänteln versehen, wobei außerdem die Deckel als Heizmäntel ausgebildet sind.

Durch Aneinanderschrauben der beiden Zylinder in der Gegend der Auspuffwulste, d. i. an der Stelle, wo die geringsten Temperaturen herrschen, wird die Steifigkeit der ganzen Maschine wesentlich erhöht.

In gleicher Weise entschloß sich die Hamburg-Amerika-Linie zur Anlage von Gleichstromdampfmaschinen für einen Dampfer, welcher den Verkehr zwischen Hamburg und Cöln zu unterhalten hat. Dieser Dampfer ist z. Zt. auf der Schiffswerft der Firma Gebrüder Sachsenberg A.-G. in Cöln-Deutz im Bau. Das Schiff

soll 2 Schraubenwellen erhalten, von welchen jede durch eine stehende Zwillingsgleichstromdampfmaschine von 440 Zylinderdurchmesser und 450 Hub angetrieben wird. Jede Maschine soll bei einem Anfangsdampfüberdruck von 12 Atm., einer Anfangsdampftemperatur von 325° und bei 175 minutigen Umdrehungen 250 PSi entwickeln. Die Maschinen werden im großen und ganzen nach denselben Konstruktionsgrundsätzen gebaut, wie sie in den Zeichnungen der Vulcanmaschine Fig. 32, 33, 34 zum Ausdruck gebracht sind. Die Maschinen werden also ebenfalls Klugsche Umsteuerung erhalten, wobei eine Hilfseinlaßsteuerung gemäß Fig. 38 zur Anwendung kommen soll, welche sich in den Grenzlagen der Schwinge selbsttätig ein- und ausschaltet und wobei der Hilfsschieber von einem zweiten Punkte der Klugschen Exzenterstange in der oben beschriebenen Weise angetrieben wird. Bei diesen Maschinen wurde in Anbetracht der hohen Überhitzungstemperatur auf die Zylinderheizung verzichtet, wobei jedoch die Deckel als Heizmäntel ausgebildet sind.

In gleicher Weise entschloß sich auch die Firma Aktieselskabet Burmeister & Wains Maskin- og Skibsbyggeri in Kopenhagen zum Bau von Schiffsgleichstromdampfmaschinen für zwei von der Vereinigten Dampfschiffahrtsgesellschaft in Kopenhagen bestellte Dampfer. Jedes Schiff soll eine Schiffsgleichstromdampfmaschine von 1000 PS erhalten, wobei die Maschine als Drillingsgleichstromdampfmaschine mit Klugscher Umsteuerung ausgebildet wird. Hierbei kann jedoch eine Hilfseinlaßsteuerung entfallen, weil bei 120 Kurbelversetzung die für das Manövrieren nötige Maximalfüllung nur 35% beträgt. Bei dieser Maximalfüllung sind noch einigermaßen gute Abschlußgeschwindigkeiten

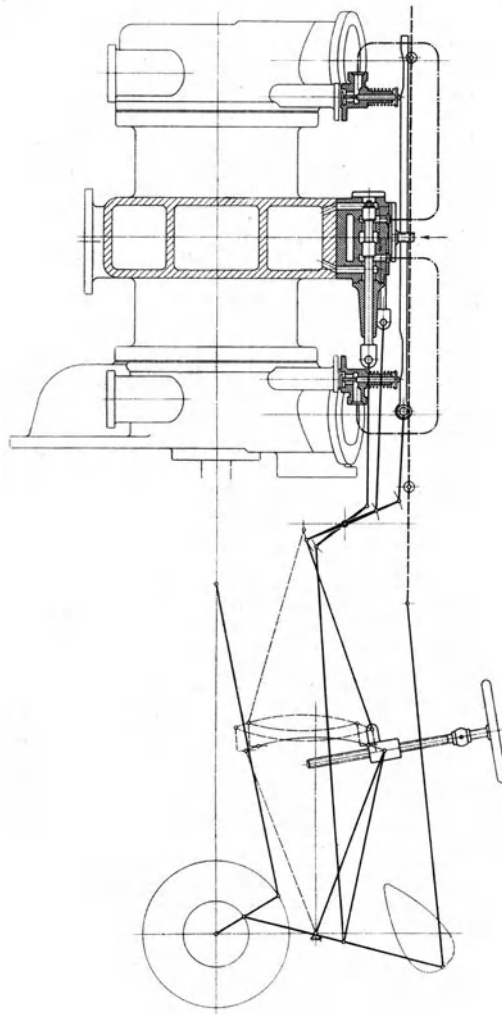


Fig. 38.

für 10 % Normalfüllung erzielbar. Die Klugsche Umsteuerung wird am Kopfe der Maschine angeordnet, wobei die Steuerungsbewegung auf die einzelnen Zylinder durch zwei ineinandergestreckte Hohlwellen und eine in diese eingeschobene Vollwelle auf die in den Deckeln angeordneten Ventile übertragen wird.

Hier ist also, wie bei den oben beschriebenen Maschinen, jeder Zylinder mit dem Kessel und dem Kondensator verbunden, so daß es möglich ist, jede Maschine im Bedarfsfalle auszuschalten. Durch Vergrößerung der Füllung der beiden restlichen Maschinen kann leicht die volle Leistung wieder hergegeben werden.

Diskussion.

Herr Dr. ing. S c h m i d t - Kassel:

Meine Herren! Ich möchte vorausschicken: Wo viel Licht, ist bekanntlich auch viel Schatten. Die ausgleichende Gerechtigkeit erfordert es, auf die großen Mängel dieser Maschine hinzuweisen.

Ich erkenne natürlich vollkommen an und kann es nicht hoch genug preisen, daß das Gleichstromprinzip ein durchaus vollkommenes Prinzip ist in bezug auf Verhütung von Wärmeverlusten in den Dampfzylindern. Aber trotz der großen Vorzüge dieser Maschine mit dem denkbar vollkommensten Arbeitsprozeß, die die günstigsten Arbeitsbedingungen in bezug auf Wärmeverluste in sich vereinigt, kann sich diese nur mit Mühe den jetzigen mehrstufigen Dampfmaschinen gegenüber behaupten. Die mehrstufige Dampfmaschine, wie wir es soeben bei den rankinisierten Diagrammen gesehen haben, zeigt große Verlustflächen; das Diagramm von der Gleichstrommaschine dagegen nach den schematischen Darstellungen keine. Wenn nun die Gleichstrommaschine so vollkommen arbeitet, so müßte sie doch mit großer Leichtigkeit einen wesentlich besseren Dampf- oder Wärmeverbrauch erzielen als die mehrstufige Maschine.

Weiter: Vor einiger Zeit ist im Leipziger Bezirksverein des Vereins Deutscher Ingenieure von Direktor D i e t e r i c h von der sächsischen Maschinenfabrik auch eine Wechselstrommaschine von etwa 160 PS in Vergleich gestellt worden, wobei der Dampfbeziehungsweise Wärmeverbrauch (die Bedingungen derselben waren genau die gleichen wie bei einer Gleichstrommaschine), sogar in einem Falle noch etwas weniger war: 4,81 gegenüber 4,88 — 4,75 kg der Stumpfmaschine. Diese Maschine ist gebaut von H a r t m a n n mit van den Kerkhove-Steuerung. Also das vielgepriesene und wirklich herrliche Prinzip des Gleichstroms sehen wir hier im Vergleiche mit einer Wechselstrommaschine und mit dem Effekt, daß letztere im Dampfverbrauch sogar noch etwas besser ist. Der schädliche Raum bei der Gleichstrommaschine war 2%.

Indem ich also die Vollkommenheit des Prinzips anerkenne, finde ich doch einen großen Fehler in dem Gleichstromprinzip und werde mir erlauben, darauf hinzuweisen.

Denken wir uns ein Wärmediagramm bei der Arbeitsweise des Dampfes, stellen wir uns weiter vor, daß die Wände der Dampfzylinder adiabatische Wände wären, daß also bei der fallenden Temperatur diese sich auch voll in der Zylinderwand befindet, so werden wir bei einer solchen Wand vom Deckel ab bis zur Mitte eine fallende Temperatur haben. Ich sagte, bei adiabatischen Wänden wäre das der Fall. Nun aber wissen wir, daß die Metallwände gute Wärmeleiter sind und als solche die Wärme ausgleichen. Wir haben also hier die merkwürdige Erscheinung, daß wir vom Deckel ab bis zum Auspuff ein fortwährendes Fließen der Wärme haben und damit große Verluste. Besonders zu berücksichtigen ist der Auspuffwulst und die Schlitzte, durch die der Dampf geht. Der Auspuffwulst ist geradezu als ein Rippenkörper zur Kühlung der Wände des Zylinders anzusehen; er ist zu breit ausgebildet, nicht nur etwa in der Breite der Stege, denn dann wäre der Verlust noch nicht einmal so groß — nein, sie sind sogar wesentlich breiter und übergreifen die Stege, bilden also in bezug auf Kühlung das stärkste Mittel; die scharfe Strömung an den dickwandigen Flächen entlang ergibt die größte Wärmeentnahme aus den Zylinderwänden. Hier liegt also der große prinzipielle Nachteil der Stumpf'schen Gleichstrommaschine. Unser großer W a t t müßte sich eigentlich im Grabe umdrehen, wenn er hörte, daß gegenüber seinem Prinzip, das stets angestrebt werden muß, nämlich die Zylinderwände heiß zu halten, diese gekühlt werden und sogar einen Teil des Kondensators bilden. Wir kommen ja dann gewissermaßen auf die Konstruktion von Newcomen zurück.

Bekanntlich läßt sich ein Prozeß daraufhin, ob er ein vollkommener ist oder der Vollkommenheit sich sehr nähert, in bezug auf Wärmeverluste am besten dadurch erkennen, daß die Temperatur der Wände sich möglichst der Temperatur des berührenden Mediums nähert. Je mehr sich diese Temperatur der des Mediums nähert, desto mehr können wir von einer vollkommenen Maschine sprechen.

Nun wollen wir daraufhin einmal die Gleichstrommaschine ansehen. Wir sehen daselbst, daß wir trotz 325 ° noch eine Mantelheizung haben. Wir wissen alle als Praktiker aus Erfahrung, daß wir bei solchen Temperaturen und bei solchen Dimensionen der Dampfmaschine bekanntlich keinen Mantel brauchen, sondern daß das sogar schädlich wirkt; die Wandungstemperatur ist dabei ca. 200 °, wie ich das in früheren Jahren durch Messungen an Dampfmaschinen festgestellt habe. Hiermit ist erwiesen, daß wir vom Deckel nach der Mitte des Zylinders ein fortwährendes „Fließen“ der Wärme haben.

Nun schlägt Herr Professor Stumpf vor, daß man einen Dampfmantel machen soll. Was macht er damit? Er beseitigt nicht das Übel, er bekämpft es nur. Wissenschaftliche Untersuchungen, die ich mit der Gleichstrommaschine angestellt habe, haben nun die Konstruktion ergeben, durch die man dieses Übel beseitigen kann, und haben gezeigt, daß man den Auslaßkanal isolieren muß gegenüber den anderen Teilen des Zylinders, also daß das Abfließen der Wärme nach dem Auslaßkanal gehemmt wird. Ich bemerke nebenbei, daß diese Sache bereits zum Patent angemeldet ist.

Wir sehen also, daß, wenn wir die vollkommene Gleichstrommaschine haben, noch ganz andere Resultate zu erzielen sind. Wir sehen weiter daraus, daß bei der Stumpf'schen Konstruktion infolge der Fehler, die sie besitzt, die Differenz an Wärmeverbrauch zwischen Naßdampf und Heißdampf so gering werden muß; denn je höher dann die Überhitzung getrieben wird, desto höher wird die Temperatur an den Enden, und desto größer wird das Abfließen der Wärme.

Wenn wir nun, wie Herr Professor Stumpf das hier gezeigt hat, den Mantel oder die Mäntel bis in die Mitte des Zylinders verlängern, so werden zwar die Wände erwärmt, aber wir sehen, daß wir umso gefährlicher an die überaus wirksame Kühlzone heranrücken, daß das Abfließen der Wärme also nun noch stärker sein muß. Die Güte der Gleichstrommaschine läßt sich hieraus am besten erkennen, daß sie trotz der hier ausgeführten Fehler.

die jedermann sehen kann, noch die guten Resultate erzielt; wir sehen, daß, wenn wir diese beseitigen oder nahezu beseitigen, noch wesentlich bessere Resultate zu erwarten sind. (Bravo.)

Herr Ingenieur L i c h t e n s t e i n e r - Mannheim:

Meine Herren! Herr Professor S t u m p f hat hier in seinen Ausführungen abermals die sogenannten Konkurrenzfahrten der Lokomotiven herangezogen, die die preußisch-hessische Eisenbahnverwaltung vor einem Jahre veranstaltet hat. Er hat hier die Resultate wiederholt, daß gegenüber der Gleichstromlokomotive die Kolbenschieberlokomotive einen um 19% größeren, die Lokomotive mit Lentz-Ventilsteuerung aber einen um 28% größeren Kohlenverbrauch ergeben haben soll.

Soweit ich mich erinnere, hat Herr Professor S t u m p f im vergangenen Jahre ausdrücklich hervorgehoben, daß sämtliche Verhältnisse bei diesen drei Lokomotivarten völlig gleich gewesen seien, d. h. die Lokomotiven seien von derselben Bauart und demselben Zustand gewesen und sie seien denselben Betriebsverhältnissen unterworfen worden.

Ich muß demgegenüber hier die Tatsache konstatieren, daß diese Behauptung des Herrn Professor S t u m p f unrichtig war. Die Verhältnisse sind bei den drei Lokomotivarten nicht gleich gewesen. Die L e n t z sche Lokomotive war bereits 1³/₄ Jahre in angestrengtem Betrieb, die Kolbenschieberlokomotive und die S t u m p f sche Lokomotive waren neu. Die L e n t z sche Lokomotive war vor der Einstellung zu den Vergleichsfahrten in keiner Weise daraufhin untersucht worden, wie der Kessel aussah, wie die Überhitzer aussahen, ob die Ventile dicht seien, ob die Steuerung in Ordnung sei.

Die Eisenbahnverwaltung hat diese Fahrten lediglich zu ihren Studien gemacht, hat aber keinesfalls den Fahrten den Charakter von Konkurrenzfahrten im Sinne des Herrn Professor Stumpf geben wollen, denn sonst hätte sie selbstverständlich vorher die bestanden Ungleichheiten beseitigt.

Herr Professor S t u m p f bringt in seinen heutigen Ausführungen abermals einen Vergleich. Er vergleicht eine 300 pferdige Einzylindermaschine mit einer vor 10 Jahren gebauten Vierzylinder-Dreifachexpansionsmaschine größter Dimension. Das geht nicht. Maschinen, wie man sie vor 10 Jahren für diese Leistungen baute, baut man heute überhaupt nicht mehr. Der Typ ist veraltet. Der Weg, den der Dampf durch die überaus großen Receiverräume zu nehmen hat, ist ein Vielfaches des Arbeitsweges, den er durch die Zylinder nimmt. Daraus erklärt sich zwanglos, daß eine derartige Maschine selbst bei einer so gewaltigen Leistung einer kleinen rationell gebauten Einzylinderdampfmaschine, bei der die Wärme gut zusammengehalten wird, im Dampfverbrauch nicht überlegen sein kann.

Vergleichen kann man nur Gleichartiges mit Gleichartigem. Will ich zwei Maschinen verschiedener Bauart vergleichen, um aus dem Vergleich herauszubekommen, wieviel denn die eine Bauart der anderen überlegen ist, dann muß ich zwei Maschinen nehmen, welche in den Dimensionen, im Dampfdruck, in der Dampftemperatur, in der Kolbengeschwindigkeit, in den Leistungen und in der Ausführung miteinander übereinstimmen.

Herr Professor S t u m p f hat einen derartigen Vergleich bis jetzt nicht gebracht; es ist infolgedessen der technischen Welt nicht möglich gewesen, sich ein wirklich maßgebendes Urteil über den Wert der Gleichstrommaschine zu bilden. Er hat weder im vergangenen Jahre die 500 pferdige Gleichstrommaschine mit einer 500 pferdigen Einzylindermaschine verglichen, noch hat er in diesem Jahre eine 300 pferdige Gleichstrommaschine mit einer 300 pferdigen normalen Einzylindermaschine verglichen.

Einzylindermaschinen stehen — ich glaube, sehr unverdient — in schlechtem Ruf. Man baut sie deswegen nur in kleinen Größen, nicht aber für größere Leistungen. Ich bin überzeugt, und ich kann es beweisen, daß die normale Einzylindermaschine in keiner Beziehung hinter der Gleichstrommaschine zurücksteht, ja unter gewissen Umständen die Gleichstrommaschine in bezug auf die Dampfausnutzung weit hinter sich läßt.

Herr Professor *G r a ß m a n n* von der Technischen Hochschule in Karlsruhe hat sich der Mühe unterzogen, die Frage des Gleichstromes durch solche auf einwandfreiester Grundlage beruhenden Vergleichsversuche zu klären. Er war so liebenswürdig, mir auf meine Bitte die Resultate seiner bisherigen Forschungsarbeiten zur Vorbringung in dieser Versammlung zu überlassen. Diese Resultate zeigen nun ein *w e s e n t - l i c h a n d e r e s* Bild, als wie es uns Herr Professor *S t u m p f* von der Gleichstrommaschine entrollt hat.

Herr Professor *G r a ß m a n n* nahm zu seinen Versuchen zwei nicht ganz 50 pferdige Dampfmaschinen. Die Dampfmaschinen sind normale Lokomobilen von *H e i n r i c h L a n z*; die Zylinder waren bzw. sind in bezug auf ihre Abmessungen, in bezug auf den Dampfdruck, in bezug auf die Dampftemperatur vollständig gleich.

Herr Professor *G r a ß m a n n* erforschte zuerst die Wirkungen der verschiedenen Strömungsarten, losgelöst von allen Nebenumständen, d. h. also *d e n G l e i c h s t r o m a l l e i n*, dann den wohlthätigen Einfluß, den die bei der Gleichstrommaschine durch Wegfall der Auslaßventile mögliche Verkleinerung des schädlichen Raumes mit sich bringt; zuletzt will er den Einfluß der Deckelheizung, ebenfalls an beiden Maschinenarten, untersuchen.

Die ersten zwei Untersuchungen sind sowohl für Heißdampf als auch für Sattdampf durchgeführt. Die Versuche bezüglich des Einflusses der Deckelheizung einerseits an der Wechselstrommaschine, andererseits an der Gleichstrommaschine, stehen noch aus. Herr Professor *G r a ß m a n n* wird, sobald sämtliche Versuche beendet sind, dieselben zum Gegenstand eines wissenschaftlichen Aufsatzes in einer Fachzeitschrift machen und seine Schlußfolgerungen ziehen.

Ich muß mich heute darauf beschränken, das, was Herr Professor *G r a ß m a n n* mir vorläufig mitteilte, hier vorzulesen:

I. Versuche mit Heißdampf und Kondensation.

a) Maschine mit Auslaßventilen.

Eintrittsdampf von $p = 13,4$ kg abs. u. $t = 376,2$ °C. Kompression wie bei der Gleichstrommaschine.

Dampfverbrauch pro 1 PSe-Stde.	5,39 kg
„ „ 1 PSi- „	4,85 „
Wärmeverbrauch „ 1 PSi- „	3723 WE.

b) Maschine mit Auslaßschlitzen (sogen. Gleichstrom).

Eintrittsdampf von $p_1 = 12,77$ Atm. abs. u. $t = 373,1$ °C. Zylindervakuum wie bei der Auslaßventilmaschine. Auslaßventilnester offen (also schädl. Raum gleich groß dem bei Versuch a).

Dampfverbrauch pro 1 PSe-Stde.	5,66 kg
„ „ 1 PSi- „	5,09 „
Wärmeverbrauch „ 1 PSi- „	3905 WE.

c) Maschine mit Auslaßschlitzen (sogen. Gleichstrom).

Alle Verhältnisse wie unter b, jedoch Auslaßventilnester gefüllt (also kleinster schädlicher Raum).

Dampfverbrauch pro 1 PSe-Stde.	5,67 kg
„ „ 1 PSi- „	5,10 „
Wärmeverbrauch „ 1 PSi- „	3910 WE.

Nach diesen Versuchen ergibt sich für Heißdampfbetrieb ein Mehrverbrauch der Gleichstromdampfmaschine von rund 5 %.

II. Versuche mit (schwach angewärmten) Sattedampf und Kondensation.

d) Maschine mit Auslaßventilen.

Eintrittsdampf von $p = 13,17$ Atm. abs., $t = 199,1$ °C. Kompression auf 40% eingestellt.

Dampfverbrauch pro 1 PSe-Stde.	7,60 kg
„ „ 1 PSi- „	6,84 „
Wärmeverbrauch „ 1 PSi- „	4607 WE.

e) Maschine mit Auslaßschlitzen (sogen. Gleichstrom).

Eintrittsdampf $p = 12,54$ Atm. abs., $t = 197,4$ °C. Zylindervakuum wie bei der Auslaßventilmaschine. Auslaßventilnester offen (also schädlicher Raum gleich groß dem bei Versuch d).

Dampfverbrauch pro 1 PSe-Stde.	8,71 kg
„ „ 1 PSi- „	7,84 „
Wärmeverbrauch „ 1 PSi- „	5279 WE.

f) Maschine mit Auslaßschlitzen (sogen. Gleichstrom).

Alle Verhältnisse wie unter e, jedoch Auslaßventilnester gefüllt (also kleinster schädlicher Raum).

Dampfverbrauch pro 1 PSe-Stde.	8,45 kg
„ „ 1 PSi- „	7,61 „
Wärmeverbrauch „ 1 PSi- „	5124 WE.

Bei Sattedampf weist also die Gleichstromdampfmaschine gegenüber der gleichen Wechselstromdampfmaschine rund 14% bzw. rund 11% Mehrverbrauch auf.

Herr Professor Graßmann schreibt mir noch:

„Wie Sie aus der Zusammenstellung ersehen, hat bei überhitztem Dampf die besondere Strömungsart der Schlitzmaschine gar keinen Nutzen. Die hohe Kompression scheint bei überhitztem Dampf wenigstens nicht von Nachteil zu sein.

Die nachher vorgenommene Einschränkung der schädlichen Räume und schädlichen Flächen ergab für überhitzten Dampf keinen Gewinn; dagegen brachte sie bei gesättigtem Dampf eine (relative) Verbesserung der Ökonomie um 3%.

Die hohe Kompression der Schlitzmaschine zeigte sich jedoch bei Sattedampf sehr nachteilig, indem die mit kleiner Kompression betriebene Vierventilmaschine trotz der größeren schädlichen Flächen eine erheblich bessere Ökonomie ergab wie die Schlitzmaschine.

Eine Verminderung des Gegendruckes bei der Schlitzmaschine unter 0,19 Atm. abs. ergab keinen Gewinn, doch möchte ich dieses letzte Resultat noch nicht als nach allen Richtungen hin erprobt feststellen.“

Nachdem speziell bei den uns zunächst angehenden Schiffsmaschinen die Gleichstrommaschine keineswegs sehr einfach konstruiert werden kann — Herr Professor Stumpf hat uns an diversen Beispielen gezeigt, daß er seine Steuerung ziemlich verwickelt konstruieren muß, da er das Auslaßventil nicht entbehren kann, also von der beim Gleichstrom noch übrigbleibenden Wohltat der Verminderung der Steuerungsteile nicht Gebrauch machen kann — nachdem also auch dieser Vorteil für die Schiffsmaschinen für viele Fälle hinwegfällt, dürfte m. E. der deutsche Schiffsmaschinenbau angesichts der Ergebnisse der Graßmannschen Forschungen sehr gut daran tun, der sogenannten Gleichstrommaschine gegenüber einstweilen noch eine sehr abwartende Haltung einzunehmen.

Herr Direktor Henkel - Kassel:

Meine Herren! Als ich vor Jahresfrist im Anschluß an den Vortrag des Herrn Professor Stumpf hier das Wort ergriff, bezeichnete ich die Gleichstrommaschine als einen wichtigen Fortschritt in der Entwicklung des Dampfmaschinenbaus in der Richtung der Vereinfachung und auch der Wirtschaftlichkeit, soweit man sich mit geringen Dampfdrücken begnügt, aber unter der Voraussetzung der Verwendung hochüberhitzten Dampfes, denn bei dem großen Temperaturgefälle in einem Zylinder ist es unerlässlich, wenn der Arbeitsprozeß einigermaßen verlustfrei verlaufen soll, daß man diesen durch hohe Überhitzung schützt. Ich befand mich da in vollem Einklang mit dem Vortragenden, der uns vor einem Jahre u. a. die Untersuchungsergebnisse einer 100 PS-Gleichstromdampfmaschine hier vortrug, wobei sich ergab, daß bei Verwendung von Naßdampf der Dampfverbrauch um 40% ungünstiger war als bei Heißdampf. Es handelte sich da um eine 100 PS-Maschine, die mit gesättigtem Dampf 7 kg und mit Überhitzung 5 kg gebraucht hatte, und in seinen Schlußbemerkungen sagte Herr Professor Stumpf u. a. wörtlich:

„Desgleichen wird die Gleichstromdampfmaschine der Überhitzung zum endgültigen Durchbruch verhelfen; namentlich wird sich dies auf den Gebieten geltend machen, wo man, wie bei den Schiffsdampfmaschinen, der Einführung der Überhitzung noch Widerstand entgegensetzt.“

Also der Herr Vortragende stand ebenfalls auf dem von mir vertretenen Standpunkt: hier — bei der Gleichstromdampfmaschine — ist Überhitzung unbedingt erforderlich.

Ich habe vorhin Gelegenheit gehabt, den Direktor einer unserer ersten Dampfmaschinenfabriken zu sprechen. Er machte mir die Mitteilung, daß noch vor wenigen Monaten Herr Professor Stumpf sich ihm gegenüber dahin geäußert habe: die Verwendung von Überhitzung bei seinen Gleichstrommaschinen sei quasi das Fundament, die Vorbedingung der Wirtschaftlichkeit, und in der vorletzten Nummer der Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure, vom 5. November d. J., heißt es in einer Abhandlung des Herrn Professor Stumpf unter anderem:

„Durch die adiabatische Expansion entsteht eine recht erhebliche Dampfmasse, selbst bei ziemlich großen anfänglichen Überhitzungen. Ein Blick auf die Entropietafel zeigt z. B., daß bei 300° Anfangstemperatur und 12 Atm. Überdruck bei einer Expansion bis auf 0,8 Atm. Enddruck Dampf von 0,92 Sättigung entsteht, d. h. in dem Dampf sind 8 v. H. Wasser enthalten. In Wirklichkeit wird die Tem-

peratur am Ende der Füllung bei den üblichen Überhitzungen niemals so hoch sein. Die während der Füllung unvermeidlichen Wärmeverluste werden einen Temperaturabfall zur Folge haben, so daß die Expansion mit geringerer Temperatur beginnt und bei größerem Wassergehalt endigt.“

An anderer Stelle sagte er:

Es ist ohne weiteres möglich, in Gleichstromdampfmaschinen mit Überhitzungen zu arbeiten, welche das zurzeit übliche Maß weit überschreiten. Dies geht aus dem Diagramm Fig. 4, welches tief ins Sättigungsgebiet eintaucht, deutlich hervor. Die neue Maschine eröffnet demnach eine weitere Möglichkeit, höhere Überhitzungen zu verwenden.“

Das also war noch vor kurzem der Standpunkt des Herrn Professor Stumpf. — Heute stellt er die Behauptung auf, daß die Gleichstrommaschine wirtschaftlich gleich günstig arbeite, gleichviel, ob der Dampf gesättigt oder überhitzt sei. — Ich bitte, die Seite 14 des Ihnen gedruckt vorliegenden Vortrags zu beachten.

Er sagt an anderer Stelle (Seite 15):

„Wenn man nun diesen Kardinalfehler vermeidet, d. h. den Wechselstrom durch Gleichstrom ersetzt, entfällt die Abkühlung der schädlichen Flächen, womit Stufenteilung und Überhitzung (!) überflüssig werden.“

Diesen Kardinalfehler des Wechselstroms, wie ihn der Herr Professor hier nennt, hatte er aber auch bei seiner Maschine, die er uns vor Jahresfrist in seinem Vortrage erläuterte, bereits vermieden. Es fragt sich: was ist inzwischen geschehen, was etwa an seiner Maschine hinzugekommen oder geändert, das einen so vollständigen Wechsel seines Standpunktes — betr. den Wert der Überhitzung — den er noch vor kurzem mit einer solchen Entschiedenheit und Logik vertreten hat, wenigstens in etwas erklärlich erscheinen läßt; ob „gerechtfertigt“, ist eine andere Frage.

Die Maschine, die er uns vor Jahresfrist vorführte, hatte bereits Deckelheizung, auch selbst noch ein Teil des Mantels wurde geheizt. Es ist jetzt nur eine kurze Mantelheizung — ein kleines Stück — hinzugekommen, und daß diese kurze — gegen früher nur wenig verlängerte — Mantelheizung solche Wunderdinge bewirkt haben soll, kann man sich zum Teil nur dann erklären, wenn ganz besondere, merkwürdige Vorgänge in der Stumpf'schen Maschine stattfinden. Unter der Voraussetzung, daß bei allen seinen Angaben, die Herr Professor Stumpf uns gemacht hat, ihm keine Irrtümer unterlaufen sind, könnte ich den Grund für eine abnorm günstige Wirkung der kurzen Mantelheizung bei Sattdampfbetrieb nur in dem Umstand erblicken, den uns Herr Dr. Schmidt erläutert hat, daß nämlich bei der „Stumpfmachine“ der Zylindermantel eine künstliche, große Verluste bringende Abkühlung durch den Auspuffkanal erfährt.

Aber meine Herren, wenn man sonst Versuchsergebnisse der Öffentlichkeit übergibt, pflegt man alle Einzelheiten in einer Weise darzustellen, die es dem klarblickenden und die Sache beherrschenden Fachmann ermöglicht, eine Nachprüfung vorzunehmen; denn wir Ingenieure kennen natürlich trotz aller Achtung, die wir anerkannten Autoritäten und führenden Männern der Technik zollen, doch keine „Unfehlbarkeit“. Ich meine, in diesem Falle, wo der Herr Professor in so kurzer Zeit seinen Standpunkt vollständig so in das Gegenteil ändert, wäre es doch doppelt nötig gewesen, uns alle Einzelheiten seines Versuches, auf Grund dessen er seine neuen Schlüsse zieht, hier klar zu legen. So z. B. pflegt man in den Schaulinien die einzelnen, bei den Versuchen gefundenen Werte durch Punkte usw. genau zu markieren. — Nichts von alledem sehen wir in der graphischen Darstellung des Herrn Professor Stumpf. Es ist ferner üblich, besonders anzugeben, wie lange die

Versuche usw. gedauert haben, um danach ein Urteil fällen zu können, ob und wann der Beharrungszustand erreicht war. Welch eine große Rolle gerade der Beharrungszustand bei Feststellung des Dampfverbrauchs spielt, besonders wenn Überhitzung in Frage kommt, da der überhitzte Dampf bekanntlich ein schlechter Wärmeleiter ist und viel längere Zeit nötig hat, um die Maschine in den Beharrungszustand zu versetzen, das weiß jeder, der Gelegenheit gehabt hat, auf dem Gebiete des hochüberhitzten Dampfes Erfahrungen zu sammeln. Ich darf mich doch wohl zu denen zählen, denn ich habe bereits seit zwei Jahrzehnten auf diesem Gebiete gewirkt und Erfahrungen zu sammeln Gelegenheit gehabt. Nur ein Beispiel will ich Ihnen anführen, das auch nebenbei bemerkt eine kleine Illustration zu den Dampfverbrauchsziffern gibt, die uns der Herr Professor vorhin vorgeführt hat und die, wie es mir erscheint, von ihm für abnorm günstig angesehen werden.

Als im Jahre 1896 von Geheimrat Professor L e w i c k i auf den Hüttenwerken in Thale mit einer zweihundertsechzigpferdigen S c h m i d t'schen Heißdampf-Tandemaschine Versuche angestellt wurden, die $6\frac{1}{2}$ Stunden dauerten, da ergab sich am Ende der Versuche ein Durchschnittsverbrauch von 4 kg Dampf pro PSi und Stunde. Zog man aber das Resultat von den letzten zwei bis drei Stunden heraus und schied dieses von den ersten, so ergab sich für die letzte Zeit ein Dampfverbrauch von nur 3,8 kg und das bei einer nur 260 PS.-Maschine. Also Sie sehen, daß nach stundenlangen Versuchen ein voller Beharrungszustand noch nicht vorhanden war; erst in den letzten 3 Stunden war er vollkommen erreicht. Ich erwähne dieses als Beweis, daß d a s F e h l e n d e r V e r s u c h s - z e i t e n eine Lücke in den Angaben bildet, die der Herr Professor hier angeführt hat.

Wenn er nun zum Beispiel bei derselben Maschine zuerst den Versuch mit Heißdampf, aber mit zu kurzer Dauer, und im unmittelbaren Anschluß an diesen Versuch mit hochüberhitztem Dampf den Versuch mit gesättigtem Dampf ausgeführt hat, wo die vom Dampf berührten Flächen noch heißer wie der Sattedampf waren, so ergibt sich natürlich beim Vergleich eine Verschiebung im Dampfverbrauch zugunsten des gesättigten Dampfes, bezw. zuungunsten des überhitzten Dampfes.

Zunächst sind wir darauf angewiesen, z u g l a u b e n, daß die Versuche alle in einwandfreier Weise erfolgt sind, daß der Herr Professor S t u m p f für den nötigen Beharrungszustand gesorgt hat usw., und ihm kein Versehen hierbei unterlaufen ist, denn seine Angaben enthalten hierüber nichts. Das empfinde ich, wie schon bemerkt, als eine Lücke. Ich bin ja weit entfernt, an dem guten Glauben des Herrn Professor S t u m p f hinsichtlich des Ergebnisses seiner Versuche hier irgendwie zu zweifeln; aber, wie bereits gesagt: wir kennen in der Technik keine „Unfehlbarkeit“, wohl aber Beispiele von Irrtümern auch bei Männern der technischen Wissenschaften. Wenn man solche weittragenden Schlüsse zieht, wie es hier geschehen, die die Lebensarbeit anderer ernster Forscher in Frage stellen, wenn man seinen Standpunkt in so kurzer Zeit vollständig umkehrt, muß man die Gründe hierfür in einer Art und Weise darlegen, die es jedem Fachmann ermöglichen, eine Nachprüfung vorzunehmen und evtl. der Wandlung zu folgen.

Ich habe mich im übrigen bei den Ausführungen des Herrn Vortragenden des Eindrucks nicht erwehren können, als ob die Vorteile seiner Bauart nach den verschiedensten Richtungen doch etwas mehr hervorgehoben wären, wie es vielleicht im Interesse der an und für sich guten Sache erwünscht ist. Er sieht überall nur Lichtseiten und nirgends Schattenseiten. Hier ein Beispiel: Bereits anläßlich des ersten Vortrags über die Gleichstromdampfmaschine hatte ich Veranlassung, darauf hinzuweisen, wie Herr Professor S t u m p f seinen „scharfen Auspuff“ bei den Lokomotiven als einen besonderen V o r t e i l hinstellte. Ich entgegnete, daß dieses zweifellos ein N a c h t e i l sei, den man zu beseitigen suchen müsse, denn der Verbrennungsprozeß würde unter diesem scharfen Auspuff, diesem plötzlichen, „stoßweisen“ Vakuum leiden. Daß ich

hierin Recht gehabt habe, ergibt der Bericht des Direktors der Moskau-Kasaner-Bahn, des Herrn G. N o l t h e i n, den er für den diesjährigen Berner Kongreß erstattet hat. Herr N o l t h e i n ist durchaus ein Freund der S t u m p f'schen Maschine. Herr Professor S t u m p f hat seiner im Schlußwort des ersten Vortrags mit warmen Worten als Förderer gedacht. Aber Herr Direktor N o l t h e i n stellte fest, daß der Gleichstromlokomotivbetrieb trotz einem Minderverbrauch an Wasser von 12% einen Mehrverbrauch an Kohlen von 6% ergeben hat, den er auf den Auspuff zurückführt.

Schließlich hat der Herr Professor Verschiedenes zugunsten seiner Maschine in Anspruch genommen, was anderen Maschinen ebenfalls eigen ist; so z. B. die hohe Kompression, die er vom wärmetechnischen Standpunkt ausführlich erörtert, wie auch im Hinblick auf die hin- und hergehenden Massen (ruhigen Gang) bei Lokomotiven. Die Kompression haben wir bekanntlich bei den Lokomotivsteuerungen im Übermaß. Wir suchen sie zu bekämpfen.

Die Diagramme von Lokomotiven, die uns der Herr Professor vorgeführt hat, entsprechen nicht ganz der Wirklichkeit. Ich mache auf das neue Werk von G a r b e „Die Dampflokomotiven der Gegenwart“ aufmerksam. Wenn Sie diese Diagramme mit denen der S t u m p f'schen Maschine vergleichen, werden Sie sehen, daß die Kompression in der gleichen Weise verläuft. Also wir haben das hervorgehobene günstige Moment des Druckwechsels auch bei den gewöhnlichen Lokomotiven bereits. Die beiden Diagramme gewöhnlicher Lokomotiven, die der Herr Professor S t u m p f auf der uns gedruckt vorliegenden Niederschrift seines Vortrages (Seite 18) darstellt, sind insofern nicht korrekt, als die Kompressionskurve bei einer Füllung von 31½% mit der Füllung von 17% gleichlaufend angegeben ist. Wir wissen ja alle, und Herr Professor S t u m p f hat es vorhin selbst auch angeführt, daß mit dem Wechsel der Füllung bei der Kulissensteuerung die Kompression wächst.

Um zum Schluß zu kommen: ich habe bereits vor Jahresfrist die Forderung aufgestellt, um ein abschließendes Urteil über den wirtschaftlichen Wert des Gleichstrom-Arbeitsprozesses an sich zu haben, sei es notwendig, einwandfreie Versuche mit derselben Maschine zu machen, indem man ein Hilfsauslaßorgan anbringt und abwechselnd nach der S t u m p f'schen Art mit reinem Gleichstrom und dann mit dem Hilfsauslaßorgan und geschlossenen Auslaßschlitzen arbeitet, eine Forderung, die inzwischen auch von anderer Seite erhoben wurde. Ich hatte gehofft, der Herr Professor würde uns nach der Richtung hin heute einwandfreies Material beibringen; er hat es nicht getan. Statt dessen haben wir von den Herren Vorrednern hier Angaben bekommen, die uns doch sehr zu denken geben und von neuem die Frage aufwerfen, ob der zweifellos bestehende Vorteil der Gleichstrommaschine wirklich nur auf den Gleichstrom zurückzuführen ist, oder ob — bei Kondensationsmaschinen — der geringe schädliche Raum, worauf ich schon vor Jahresfrist hinwies, nicht auch eine sehr große Rolle bei den Ergebnissen spielt. (Beifall.)

Herr Direktor G e r d a u - Düsseldorf:

Meine Herren! Die Gleichstrommaschine interessiert mich zwar nicht so sehr; aber nach dem Verlaufe der Diskussion und dem Vortrage hier möchte doch zu erwägen sein, ob nicht in der ganzen Gleichstrommaschine ein sehr großer Trugschluß enthalten ist.

Die Dampfführung soll vom Eintritt des Dampfes bis zum Auspuff im Gleichstrom gehen; dadurch soll die Abkühlung der inneren Zylinderräume, entstehend durch die Einwirkung des Kondensators, verhindert und die Wärmeleitung und Wärmeerhaltung des Arbeitsdampfes die günstigste sein. Es ist nun vom Mantel, vom Zylinder und es ist vom Zylinderdeckel gesprochen worden; aber es ist gar nichts gesagt worden über den Dampfkolben. Wenn man nun den Kolben der Gleichstrommaschine ansieht, so ist er fast so lang

wie der Hub der Maschine, also er ist ein s e h r großer Körper, dem ein wesentlicher Einfluß auf die Abkühlung des Zylinderinnern zukommt. Der Kolben hat an jedem Ende die Abdichtungen und in seiner Mitte ist eine sehr große und lange Aussparung. Der Raum zwischen der Aussparung und dem Zylindermantel ist nun in fast fortwährender Verbindung mit dem Kühlraum des Kondensators. Also, wenn der Kolben sich hin und her bewegt, so wird auch fortwährend der Zylinderraum und besonders der innere Mantel des Zylinders vom Kondensator gekühlt. Er wird überhaupt selber sehr viel Kälte vom Kondensator aufnehmen und an das Zylinderinnere abführen. Auch die Deckel des Kolbens werden große Kühlflächen dem Arbeitsdampf im Zylinder darbieten, so daß dadurch hinsichtlich Wärmebindung die „Gleichstrommaschine“ ungünstiger sein dürfte als die normale „Wechselstrommaschine“. Nach meiner Meinung ist aus diesen Gründen in der Auf-führung der Vorteile der Gleichstrommaschine ein sehr großer Trugschluß enthalten. Man nimmt an, daß die Wärme fortwährend im Zylinder gleichmäßig erhalten bleibt. Aber wenn man den Kolben mit in Betracht zieht und auf die Sache näher eingeht, so muß man unbedingt zu dem Schluß kommen, daß es gerade umgekehrt ist und daß durch den langen Kolben die vermutlichen Vorteile aufgehoben werden und daß der Kolben, ich möchte sagen, als Eiskühler im Zylinder wirkt. (Heiterkeit.)

Herr Direktor und Ingenieur F i s c h e r - Mannheim:

Meine Herren! Wir haben mit großem Interesse den Vortrag des Herrn Professor S t u m p f über die Gleichstrommaschine verfolgt.

Sie haben aber auch aus den Mitteilungen des Herrn Oberingenieur L i c h t e n s t e i n e r entnommen, daß auch die Wechselstrommaschine, wenn sie entsprechend gebaut ist, Verbrauchsziffern ergibt, welche denjenigen der Gleichstrommaschine nicht nachstehen, und zwar bei Maschinen (Lokomobilen), welche nicht für Versuchszwecke, sondern für den Verkauf gebaut wurden.

Ich möchte hier indessen nicht das Gebiet theoretischer Erörterungen betreten, sondern nur Fragen bezüglich der Gleichstrommaschine berühren, welche die Konstruktion betreffen und für den praktischen Betrieb von Wichtigkeit sind.

Wir wissen, daß bei der Gleichstrommaschine die Kompressionsverhältnisse unveränderlich sind, weil keine Auslaßventile vorhanden sind, sondern der Dampfkolben als Steuerorgan für den Dampfauslaß und die Kompression dient.

Wenn nun auch bei Kondensationsmaschinen die sich hierbei ergebende hohe Kompression von 90° bei entsprechendem Vakuum nicht auf bedenkliche Höhen anzusteigen vermag, so ändert sich dies aber sofort in dem Augenblick, wo die Kondensation resp. das Vakuum nachläßt oder gar ganz versagt. Daß aber mit dem Versagen der Kondensation in jedem Augenblick gerechnet werden muß, weiß jeder Praktiker.

Tritt nun dieser Fall ein, so schnellt natürlich die Kompression momentan auf eine Höhe an, die der Maschine gefährlich werden kann. Es sind darauf wohl schon vorgekommene empfindliche Maschinendefekte an Gleichstrommaschinen während des Betriebes zurückzuführen, denn es ist ja selbstverständlich ausgeschlossen, daß in solchen kritischen Augenblicken der Maschinist rechtzeitig und schnell genug die für diesen Fall an den Dampfzylindern der Gleichstrommaschinen stets vorhandenen Sicherheitsapparate betätigen kann, die den Zweck haben, die damit zugegebene Gefahr des Anwachsens der Kompression zu verhüten.

Daß die unveränderliche Kompression der Gleichstrommaschine eine unangenehme und bedenkliche Eigenschaft derselben darstellt, tritt besonders dann zutage, wenn Kondensation nicht anwendbar ist, also die Maschine für Auspuffbetrieb eingerichtet werden muß.

Die Vergrößerung der schädlichen Räume ist hierbei wohl anwendbar und auch angewendet, muß aber als ein arger Notbehelf gelten. Wenn daher zu anderen Hilfsmitteln gegriffen werden muß, wie sie Herr Professor S t u m p f nach seinen Vorfürungen vorschlägt, um die Gleichstrommaschine als Auspuffmaschine brauchbar zu machen, wie zum Beispiel die Anordnung besonderer Auslaßventile im Dampfzylinder oder solcher im Kolbenkörper oder gar ein vollständiger Kolben- resp. Drehschieber im Körper des horizontalen Dampfkolbens, welcher mittels eines Anschlages von der Pleuelstange im Kreuzkopfe gesteuert wird, so stellen dies Ausführungen dar, welche sicherlich nicht für die hervorgehobene Einfachheit der Gleichstrommaschine zu sprechen imstande sind, sondern müssen als Komplikationen bezeichnet werden, für welche ein praktisch erfahrener Konstrukteur sich niemals erwärmen wird, denn dieser verlangt mit Recht, daß seine Betriebsmaschine betriebssicher ist und jederzeit bequem in ihren Teilen überwacht und kontrolliert werden kann. Dies ist aber bei einem Kolbenschieber, welcher im Gehäuse eines Dampfkolbens, der mit 2—3 m Geschwindigkeit pro Sekunde arbeitet, insbesondere wenn er dazu noch als Drehschieber ausgebildet ist, bestimmt nicht zu erwarten.

Wie schon erwähnt, hat Herr Obergeringieur L i c h t e n s t e i n e r mitgeteilt, daß die Wechselstrommaschine bei richtiger Ausführung ebenso niedrige Verbrauchsziffern ergibt wie die Gleichstrommaschine, daß sie also der Gleichstrommaschine keineswegs darin nachsteht.

Diese richtige Ausführung wird aber nur ermöglicht durch die Anwendung der bekannten Lentzsteuerung, da hierbei allein die schädlichen Räume sich so klein bemessen lassen, wie erforderlich, und die Anordnung der Steuerung weder die leichte Zugänglichkeit zu den Ventilen noch zu dem Dampfkolben hindert und in solchem Falle die Steuerung nicht zerlegt zu werden braucht, wie bei der Gleichstrommaschine.

Ganz wesentlich zugunsten einer solchen Wechselstrommaschine spricht aber der Umstand, daß sie jederzeit und ohne weiteres sowohl mit als auch ohne Kondensation zu arbeiten vermag, d. h. es kann bei ihr keine Gefahr eintreten, wenn einmal aus irgend einer Ursache unerwartet die Kondensation umschlägt. Die Maschine arbeitet eben in solchem Falle einfach mit höherer Füllung weiter; es braucht daher auch nicht zu Hilfsmitteln gegriffen zu werden, welche die praktischen Erfahrungen verwerfen müssen.

Daß die Gleichstrommaschine des Herrn Professor S t u m p f den Anstoß und die Anregung zu einer weiteren erfolgreichen Verbesserung der alten Wechselstromdampfmaschine gegeben hat, soll unbestritten bleiben.

Herr Professor J. S t u m p f - Charlottenburg (Schlußwort):

Meine Herren! Ich beschäftige mich zunächst mit den Ausführungen des Herrn Lichtensteiner. Es wurde behauptet, daß die Lokomotivversuche nicht auf derselben Versuchsgrundlage durchgeführt worden seien. Das heißt denn doch die Eisenbahnbeamten recht geringwertig beurteilen, wenn man ihnen nicht das Verständnis zutraut, einen solchen Versuch auf richtiger Grundlage durchzuführen. Ich habe Gelegenheit gehabt, mit unseren höheren Eisenbahnbaubeamten zusammenzuwirken. Ich muß gestehen, ich habe da auch für solche Sachen, die ganz außerhalb des Bereiches ihrer tagtäglichen Beschäftigung liegen, ein Verständnis gefunden, das mich wirklich in höchst angenehmer Weise überrascht hat. Die Versuche sind mit großer Gründlichkeit und Objektivität durchgeführt worden. Die Gleichstromlokomotive wurde als Erstlingsprodukt sofort in einen so wichtigen Vergleichsversuch eingestellt. Ist das etwa eine Bevorzugung der Gleichstromlokomotive? Ich sehe darin eine Benachteiligung. Da war die Kolbenschiebermaschine als die so und soviel Tausendste ihrer Ausführung, bei welcher alles bis auf das Äußerste ausprobiert war; da

war die L e n t z sche Lokomotive, welche ebenfalls eine Anzahl von Vorgängerinnen hatte. Wie in aller Welt ist es denn möglich, diesen Versuch so zu deuten, als ob hier eine Bevorzugung der Gleichstrommaschine stattgefunden hätte?

Nun, die Versuchsergebnisse des Herrn Professor G r a ß m a n n: 5,9 kg bei hoher Überhitzung (Gleichstrom) und 7,84 kg bei Sattedampf (Gleichstrom). — Ich habe ja bei Sattedampf mit Zylinderheizung 4,82 erzielt, das sind genau 3 kg weniger. Wie kommt denn der Herr Vorredner und der Herr Kollege G r a ß m a n n dazu, einen um 3 kg höheren Dampfverbrauch bei Sattedampf festzustellen?

Ohne Zylinderheizung ergab sich bei meiner Maschine ein Sattedampfverbrauch von 5,75. Wenn man die Zylinderheizung wegläßt und undichte Ventile und undichte Kolben verwendet, ist es leicht, Dampfverbrauchszahlen von 12, 15, 30 kg nachzuweisen. (Heiterkeit.)

Herr L i c h t e n s t e i n e r hat allgemein bemängelt, daß ich nicht Gleiches mit Gleichem verglichen hätte. Das stimmt, indem ich eine 300 PS.-Gleichstrommaschine (Erstlingsprodukt) mit 6000 PS.-Dreifachexpansionsmaschinen verglichen habe. Die unvorteilhafte Ungleichheit liegt aber auf Seite der Gleichstrommaschine.

Ich komme nun zu den Ausführungen der beiden anderen Herren, des Herrn Dr. ing. S c h m i d t und des Herrn Direktor H e n k e l.

Meine Herren! Stellen Sie sich einmal vor, jemand ist krank. Er ruft einen Arzt; der Arzt untersucht ihn und stellt ein Fieber fest. Er gibt dem Kranken Aspirin. Das Fieber nimmt ab, aber es verschwindet nicht. Infolgedessen bestellt der Kranke einen zweiten Arzt. Der untersucht ihn und stellt auch Fieber fest, aber er fragt sich: woher kommt denn das Fieber? Er untersucht weiter und stellt eine Magenkrankheit fest und sagt sich dann, das Fieber ist die Begleiterscheinung der Magenkrankheit. Dieser zweite Arzt gibt dem Kranken nicht Aspirin. Er kuriert den Magen, womit das Fieber von selbst fortfällt.

So wie der erste Arzt handeln Sie, Herr Dr. S c h m i d t, und Sie, Herr Direktor H e n k e l; so wie der zweite Arzt handle ich. (Heiterer Beifall.)

Wir haben im vorigen Jahrhundert, während der ganzen Entwicklung der Dampfmaschine überhaupt nur die Zylinderkondensation beachtet. Diese Zylinderkondensation hat einen hypnotisierenden Einfluß auf uns ausgeübt. Wir haben nur nach Mitteln gesucht, diese Zylinderkondensation zu bekämpfen. Diese Mittel sind Stufeneinteilung und Überhitzung. Man hat Aspirin gegeben. (Heiterkeit.) Ich habe die Magenkrankheit der Dampfmaschine beseitigt, womit das Aspirin überflüssig wurde. Herr Dr. S c h m i d t hat behauptet, J a m e s W a t t würde sich im Grabe herumgedreht haben, wenn er meinen Vortrag gehört hätte. Ich bin auch dieser Ansicht, nur glaube ich, er würde sich vor Freude im Grabe herumgedreht haben. Den von Herrn Dr. S c h m i d t behaupteten Wärmeübergang nach dem Auspuffwulst hin unterbinde ich durch die Einrichtung von neutralen ungeheizten Zonen zwischen Heizmantel und Auspuffwulst.

Herr Direktor H e n k e l will einen Gegensatz zwischen meinem diesjährigen und meinem vorjährigen Vortrag herausgefunden haben. Zwischen beiden Vorträgen liegt ein Jahr. In dem Jahr sind Wahrheiten zutage gefördert worden, welche die alten Wahrheiten ersetzen. Der vermeintliche Gegensatz ist also nichts weiter als eine natürliche weitere Entwicklung.

Wir sind versunken in eine Art von Dogmatismus, welcher der Wissenschaft schon soviel Schaden zugefügt hat. Wir sind konventionell dogmatisch belastet. (Heiterkeit.) Der ganze Entwicklungsgang hat unter diesem Dogmatismus schwer gelitten. Er hat sich in keinem Fach in so vernichtender Weise gezeigt, wie im Dampfmaschinenbau. Ganze Gebiete hat man mit hohen chinesischen Mauern umgeben, so hoch, daß kein Gedankenflug und kein Gedankensprung darüber hinweg kann. Hier macht die wissenschaftliche Forschung Halt: hier ist der Raum schädlich, hier sind die Flächen schädlich, Schluß!

Die Begriffe: schädlicher Raum, schädliche Flächen, Stufeneinteilung, Überhitzung, Mantelung, müssen umgemodelt werden. Ich gehe immer mehr dazu über, im Zusammenhang mit Gleichstrommaschinen den schädlichen Raum als Verdichtungsraum und die schädlichen Flächen als Verdichtungsflächen zu bezeichnen, wie beim Diesel-Motor und einer Gasmaschine. Der sogenannte „schädliche Raum“ ist hier viel mehr nützlich als schädlich. Ich habe den Raum ja nötig, um das restliche Dampfquantum unterzubringen. Dieser Raum vermittelt mir die vorzüglichen Wärmevorgänge, welche ich hier in zwei Diagrammen erläutert habe.

Alsdann wurde der Kolbenschieber im Kolben bemängelt. Der Kolbenschieber ist doch auch ein Kolben, weshalb sollen nicht zwei Kolben im Zylinder laufen! Die beiden Kolben sind zwei Kolbenschieber, eine Kombination, welche man zu Tausenden in Betrieb findet. Ich überlasse es den betreffenden Herren auch weiterhin, Dreifach- und Vierfach-Expansionsmaschinen zu bauen mit einer entsprechenden Zahl von Zylindern und Triebwerken, wobei jeder Zylinder (so Lentzmaschinen) mit 4 Ventilen ausgerüstet wird. Ich bin sehr überrascht, daß meine Konstruktionen, deren Einfachheit von jedem anerkannt wird, hier in der Diskussion als zu kompliziert empfunden werden.

Ich habe vor 5 Jahren über 30 deutsche Firmen besucht und ihnen meine Ansicht mitgeteilt, daß die Dampfmaschinen nicht nach richtigen Grundsätzen gebaut würden. Alle haben meine Vorschläge abgelehnt; darunter waren auch 6 Lokomotivfabriken. Ich war damals gezwungen, ins Ausland zu gehen. Die erste Lokomotive habe ich in Rußland gebaut, die ersten Betriebsmaschinen in Österreich. Von da hat sich dann die Bewegung auf das deutsche Reichsgebiet und andere europäische Staaten ausgebreitet mit dem Erfolg, daß zurzeit über eine halbe Million Pferdestärken in Gleichstromdampfmaschinen bestellt bzw. in zufriedenstellendem Betriebe sind. Ich habe mich damals auch an die höchsten wissenschaftlichen Autoritäten gewandt. Ebenfalls überall Ablehnung! Eine dieser wissenschaftlichen Autoritäten sagte: die Sache habe ich vor 8 Jahren probiert, es ist der reinste Unsinn; zu schade für die Zeit, welche Sie darauf verwenden.

Der Stein ist ins Rollen gekommen, und dieser rollende Stein wird eine gewaltige Bewegung zur Folge haben. An Sie, meine Herren, möchte ich die Bitte richten: unterstützen Sie mich in der weiteren Entwicklung dieser Sache. Sie, meine Herren von der Wasserkante, werden noch große Ersparnisse machen können durch die Verwendung des Gleichstroms an Schiffsmaschinen; desgleichen Sie, meine Herren vom Bergbau, bei den Fördermaschinen, und Sie, meine Herren von der Hüttenindustrie, bei den Walzenzugmaschinen.

Herr Geheimrat und Professor Busley - Berlin:

Meine Herren! Herr Professor Stumpf hat uns im Anschluß an den vorjährigen Vortrag die weitere Entwicklung der Gleichstrommaschine in Wort und Bild geschildert. Uns interessiert vor allen Dingen der Fortschritt, der auf dem Gebiet des Schiffsmaschinenbaues zu verzeichnen ist. Leider sind nun die Schiffsmaschinen, die uns Herr Professor Stumpf vorführte, noch sämtlich in der Konstruktion begriffen, es liegen noch keine Resultate vor. Hoffen wir im Interesse des Fortschritts des Dampfmaschinenbaues, daß sich diejenigen Erwartungen, die Herr Professor Stumpf daran knüpft, auch bewähren mögen. Ich denke, ich spreche in Ihrer aller Namen, wenn ich Herrn Professor Stumpf für seine anregenden Ausführungen unseren verbindlichsten Dank sage. (Beifall.)

X. Der Aufbau schwerer Geschütztürme an Bord von Schiffen.

Vorgetragen von Fregattenkapitän K. Thorbecke - Berlin.

Die gegen früher wesentlich vermehrte Anzahl der schweren Geschütze auf den Schiffen des Dreadnoughttyps hat den Einfluß der Geschütztürme auf die Konstruktion dieser Schiffe erheblich gesteigert.

Einerseits sind es der Raumbedarf und die vielfachen großen Durchbrechungen der Decks, welche diese Steigerung hervorbringen, andererseits der Bedarf an Energie und die aus der Eigenart des maschinellen Turmbetriebes herauswachsenden Anforderungen.

Bei der nachfolgenden Betrachtung werde ich demnach, auch mit Rücksicht auf den Charakter der heutigen Versammlung, den Aufbau der schweren Geschütztürme ganz besonders in seinen Beziehungen zum Schiff- und Maschinenbau behandeln, was natürlich nicht ausschließen soll, daß auch verschiedene artilleristische Gesichtspunkte zu ihrem Rechte kommen.

Ich beginne mit der Entwicklung der modernen Schiffslafetten für die schwere Artillerie.

Entwicklung der Turm- bzw. Drehscheibenlafetten.

Die Kanonen großen Kalibers werden heute an Bord allgemein in Turm- oder Drehscheibenlafetten aufgestellt, die sich aus den früher gebräuchlichen Mittelpivotlafetten entwickelten.

Als charakteristisches Merkmal der Mittelpivotlafetten ist anzusehen, daß der in der Mitte der Lafette liegende Drehzapfen den Rückstoß des Geschützes auf den Schiffskörper überträgt, und daß die Munition von außen an die Lafette zugeführt wird.

Die Mittelpivotlafette für große Kaliber ruht auf einer kreisförmigen Laufbahn bzw. einem Stahlgußunterbau, den man vielfach als Sockel bezeichnet, und auf dem sie um das zentrisch liegende Pivot geschwenkt wird. Hierzu ist der

Sockel entweder mit einem Kranz von Laufrollen oder mit einem Kugellager versehen; der Rückstoß wird lediglich vom Pivot aufgenommen. Die Lafette ist nun nicht direkt auf den Sockel aufgesetzt, sondern auf ihm ruht zunächst eine drehbare Scheibe, auf welcher die Rahmen bzw. Wiegenträger befestigt sind. Derartige Lafetten werden bei uns mit dem Sammelnamen „Drehscheibenlafetten“ bezeichnet, wenn ihre sonstige Konstruktion auch noch so große Ver-

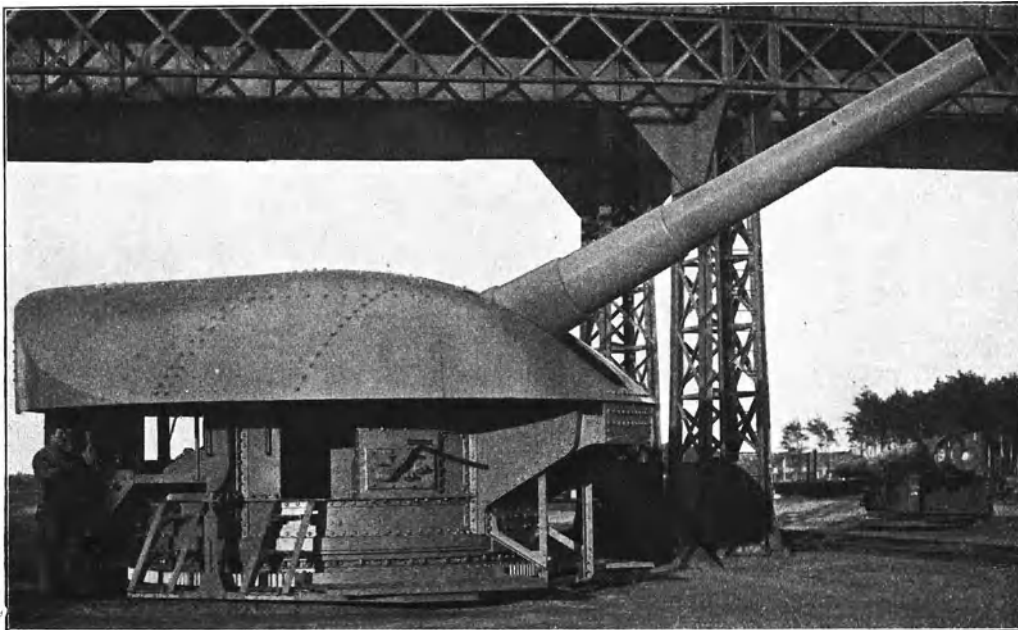


Fig. 1.

schiedenheiten aufweist. Der Name läßt demnach ebenso wie die auch sonst noch übliche Bezeichnung „Turmlafette“ keineswegs Rückschlüsse auf eine bestimmte Lafettenkonstruktion zu.

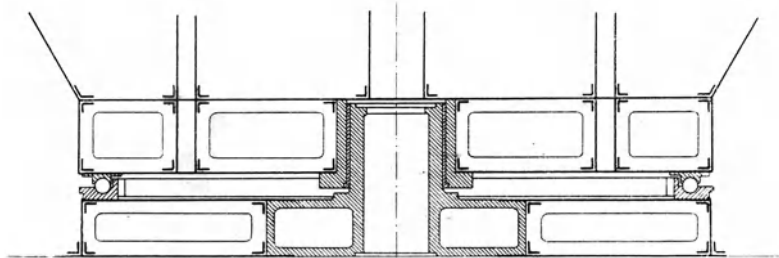


Fig. 2.

Die Abbildung (Fig. 1) zeigt eine 24 cm-Drehscheibenlafette älterer Konstruktion für 1 Rohr in äußerer Ansicht mit aufgesetztem Schild. Die Anordnung der Drehscheibe und des Mittelpivots ist aus der nächsten Abbildung (Fig. 2)

ersichtlich, die einen Schnitt durch das Pivot darstellt und auch für die sonstigen Mittelpivotlafetten schweren Kalibers als typisch zu betrachten ist.

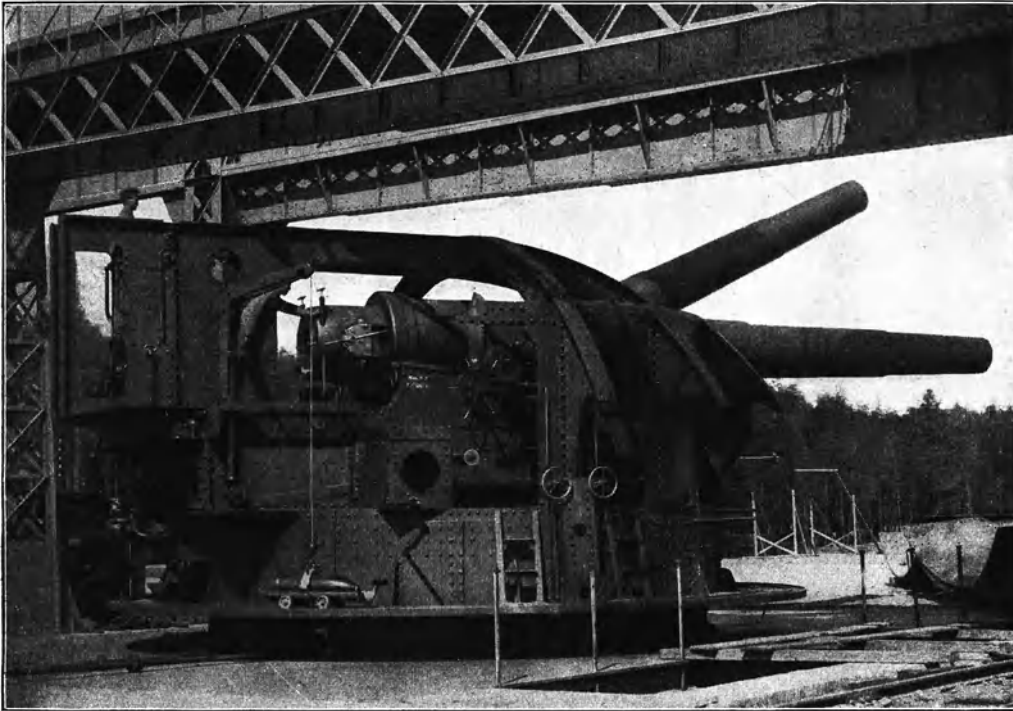


Fig. 3.

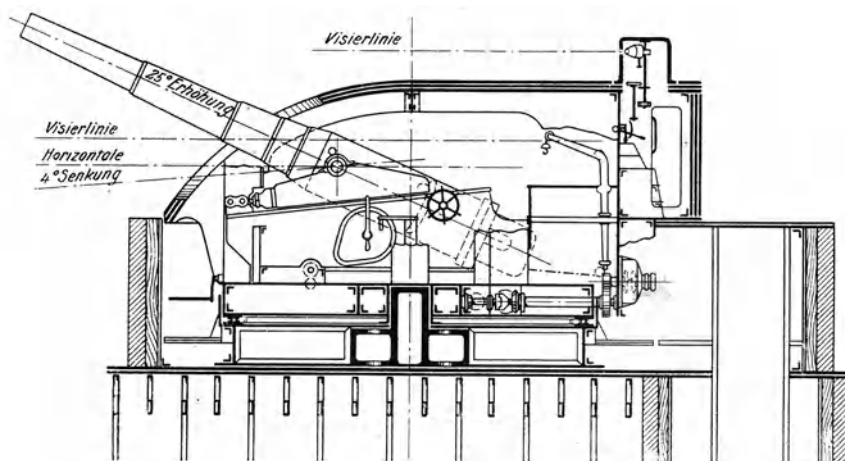


Fig. 4.

In den meisten Fällen pflegt man indessen in einem Geschützturm zwei Kanonen unterzubringen; eine Änderung in der Anordnung von Drehscheibe und Pivot ist hierdurch aber nicht bedingt. Unser Bild (Fig. 3) zeigt eine

derartige Drehscheibenlafette für zwei schwere Rohre, ebenfalls in älterer Konstruktion.

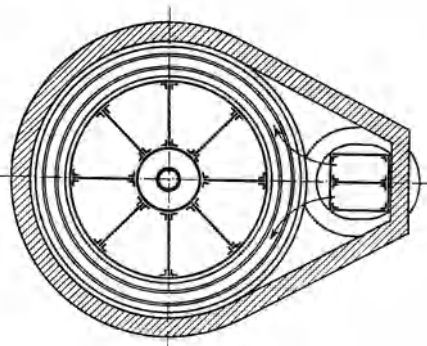


Fig. 5.

Die bisher erwähnten Lafetten tragen keinen eigentlichen Turmpanzer, sondern nur verhältnismäßig leichte Schutzschilde. Da die Rohre über die Barbette hinwegfeuern müssen, so ist der obere Teil der Geschütze nur mangelhaft geschützt, wie aus dem Schnitt (Fig. 4) durch die zuletzt in äußerer Ansicht gezeigte Lafette ersehen werden kann. Der untere Teil findet hinter der Barbette genügenden Schutz; doch ist die Barbette mit Rücksicht auf das Gewicht nicht tiefer geführt, als es der Schutz der Drehscheibe und des Pivots verlangt.

Die Munitionsaufzüge laufen in einem gepanzerten, fest eingebauten Schacht. Die Barbette ist, wie aus der Abbildung (Fig. 5) ersichtlich, in ihrer Form und Ausdehnung so bemessen, daß diese Aufzüge in sie hineinmünden, und daß der

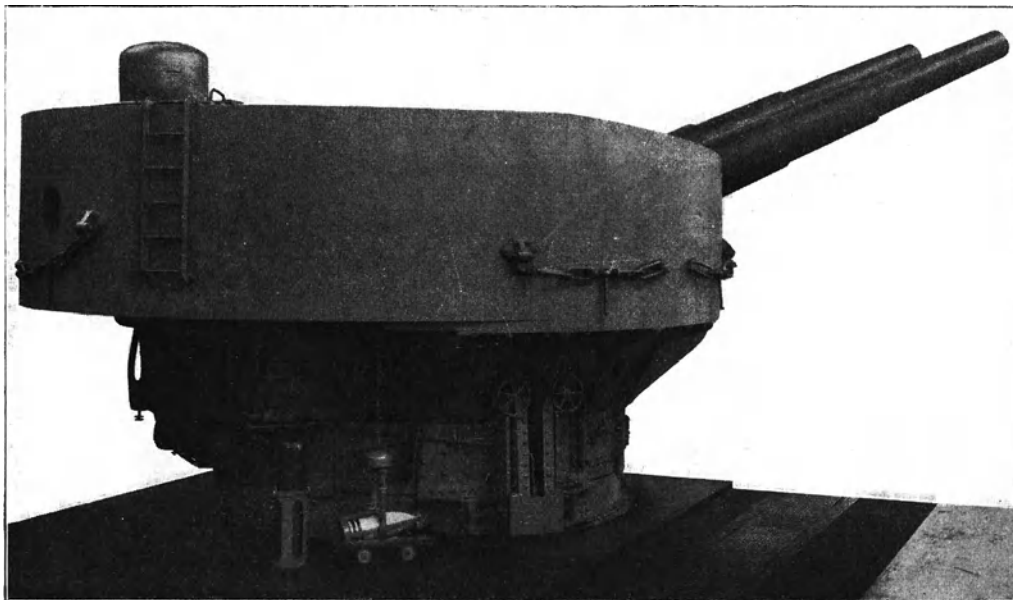


Fig. 6.

Transport der Munition von den Aufzügen an die Geschütze durch sie geschützt ist. Der Raum unterhalb der Barbette und somit auch der in ihm liegende

Unterbau der Lafette war bei diesen Konstruktionen nur insoweit geschützt, als das Schiff hier seitlichen Panzerschutz hatte, was jedoch nicht immer der Fall war.

Um den Schutz für den oberen Teil der Lafette zu verbessern, ersetzte man die Schutzschilde durch einen kräftigen Turmpanzer von wesentlich höherem Gewicht, dessen äußere Ansicht in der Abbildung (Fig. 6) zur Darstellung kommt.

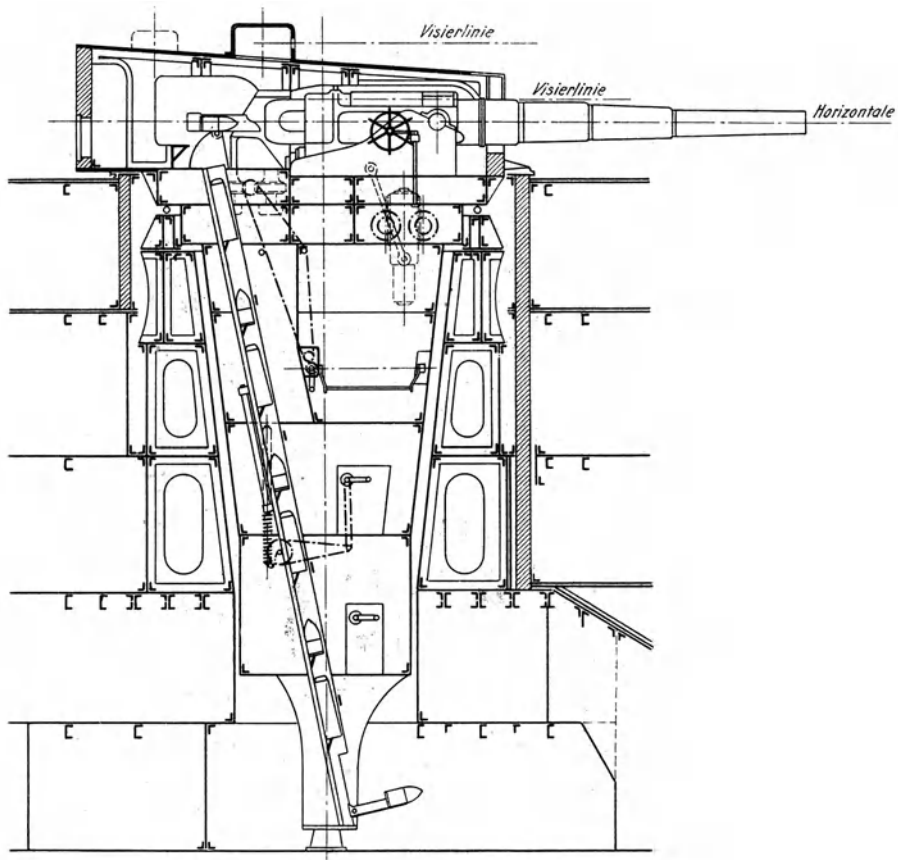


Fig. 7.

Zum Schutze des Unterbaues war es nötig, den Barbettepanzer nach unten zu soweit zu verlängern, bis er in den Bereich des Seitenpanzers eintrat bzw. auf das Panzerdeck auftraf. Die Lage der Aufzüge außerhalb der Lafette war hierfür ungünstig, da durch sie sehr große Barbetten und großes Panzergewicht bedingt wurden. Diesem Übelstand konnte durch die Anordnung zentraler Munitionsaufzüge abgeholfen werden. Zu derartigen Aufzügen drängte außerdem noch die Einführung des rauchschwachen Pulvers und der verbesserten Verschlüsse. Da sich hierdurch das Laden der Rohre wesentlich schneller bewerkstelligen ließ,

genügte die verfügbare Zeit nicht mehr für das Heranbringen der Munition aus den außerhalb der Lafette liegenden Aufzügen. Diese mußten vielmehr in die Lafette verlegt und so angeordnet werden, daß die Ladung möglichst direkt aus ihnen in das Rohr gebracht werden konnte.

Für die zentrale Anordnung der Aufzüge war der Wegfall des Mittelpivots Vorbedingung. Die Übertragung des Rückstoßes auf den Schiffskörper wurde

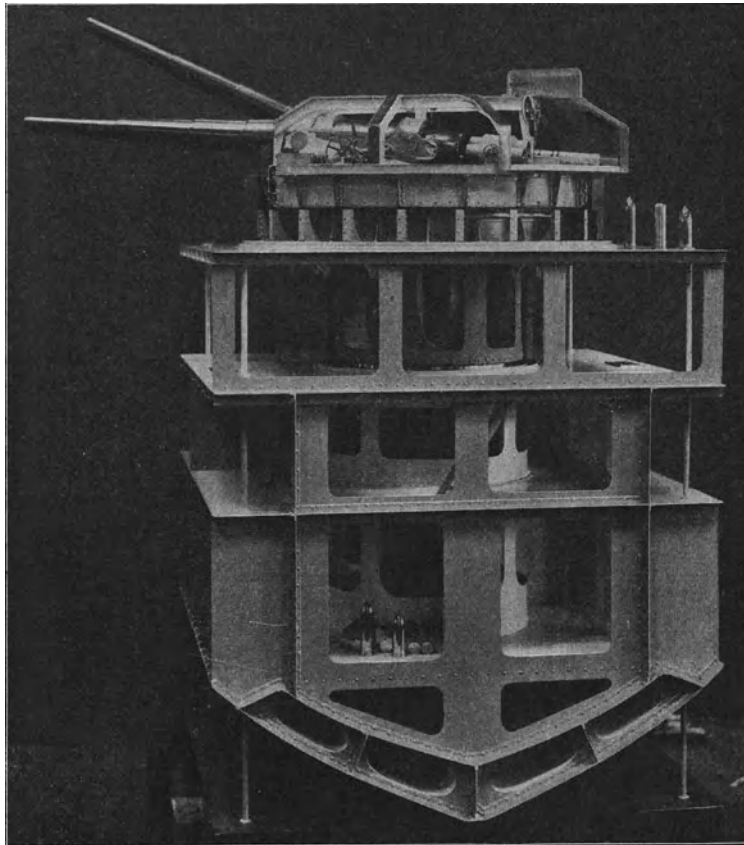


Fig. 8.

deshalb auf den Sockel verlegt. Es entstand die moderne Drehscheiben- oder Turmlafette im Barbetteturm, das ist der Typ, der in den verschiedensten Abarten heute in fast allen Marinen gebräuchlich ist.

Die Abbildung (Fig. 7) zeigt den Schnitt durch eine derartige Lafette. Ohne den späteren Erörterungen vorgreifen zu wollen, benütze ich dieses Bild, um den Aufbau der Lafette im Schiff, den Geschützstand und das Prinzip der Munitionszuführung an die Rohre kurz zu zeigen.

Die folgende Abbildung eines Modells (Fig. 8) ist vielleicht geeignet, den allgemeinen Überblick zu ergänzen.

Als Abart dieses Typs sind die geschlossenen Drehtürme mit hohen Panzerwänden zu betrachten, deren Konstruktionsprinzip durch die Abbildung (Fig. 9) veranschaulicht wird.

Der Turmpanzer ragt hier ringsherum über den Barbettepanzer hinaus, der Übergang wird durch leichtes Überhängen des Turmpanzers geschützt.

Bei dieser Anordnung wird der drehbare Turmpanzer höher und mithin auch schwerer wie bei den sonstigen Drehscheibenlafetten. Bei der Barbette

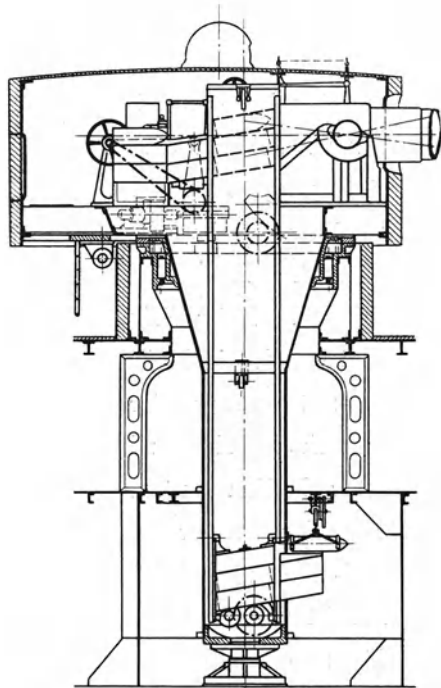


Fig. 9.

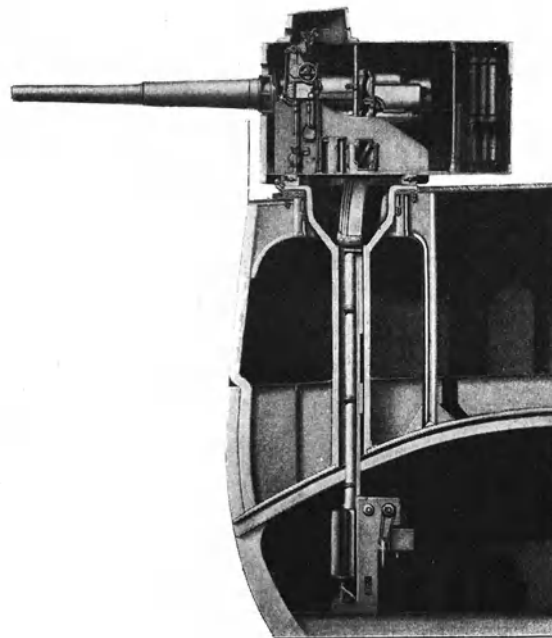


Fig. 10.

wird dagegen an Gewicht gespart, und das Gesamtgewicht der Türme wird infolgedessen als geringer bezeichnet. Immerhin werden aber die großen zu bewegenden Massen nicht als vorteilhaft angesehen werden können.

Derartige Türme, auch für schwerste Geschütze, sind in der französischen Marine bis in die neueste Zeit gebräuchlich geblieben.

In anderen Marinen hat man ähnliche Turmlafetten in der Regel nur für Geschütze mittleren Kalibers angewandt, bei denen keine Barbetten vorhanden sind, und die deshalb eines geschlossenen Panzers bedürfen.

Der Aufbau eines solchen Geschützturmes wird durch die Abbildung (Fig. 10) veranschaulicht.

Pivotierung.

Ich komme nun auf die Ausführung der veränderten Pivotierung zu sprechen.

Wie bereits erwähnt, ist bei den Drehscheibenlafetten mit zentralen Aufzügen die Aufnahme des Rückstoßes auf den ringförmigen Sockel verlegt worden, der also gleichzeitig als Pivot der Lafette angesehen werden muß. Hierbei mag angeführt werden, daß die Rückstoßkraft in einer 30,5 cm-Lafette etwa 350 t für jedes Rohr beträgt.

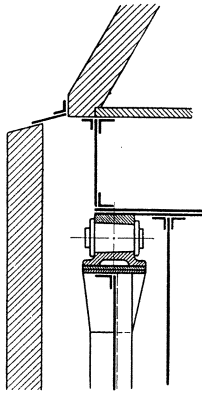


Fig. 11.

Die Übertragung des Rückstoßes von der Drehscheibe auf Sockel bzw. Laufbahn erfolgt nun in verschiedener Weise, je nachdem der Sockel ein Rollenlager oder ein Kugellager trägt, auf dem sich die Drehscheibe dreht.

Wohl am meisten verwendet wird das Pivot-Rollenlager (Fig. 11), mit welchem zum Beispiel die englischen und die amerikanischen Lafetten ausgerüstet sind. Es besteht aus einem Kranz leicht konischer Rollen, die an beiden Enden wulstartig ausgebildet sind. Auf diesen Rollen zwischen den Wulsten ruht bzw. läuft die Drehscheibe. Beim Schuß legt sie sich gegen die Wulste und überträgt so den Rückstoß durch die Rollen auf den Unterbau. Bei einigen Konstruktionen wird diese Übertragung außer durch die

Rollenwulste noch durch einen Kranz besonderer, vertikal angeordneter Rollen unterstützt, die unmittelbar über oder unter der Laufbahn für die Drehscheibe angebracht sind.

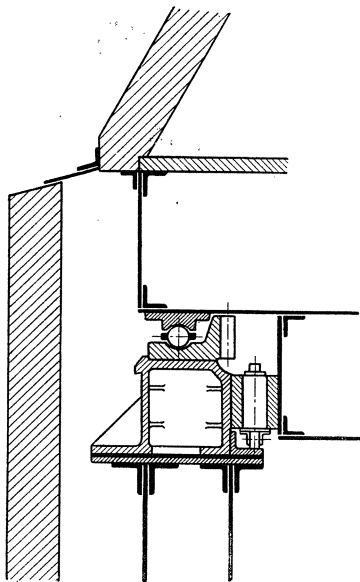


Fig. 12.

Bei anderen Lafettenkonstruktionen läuft die Drehscheibe auf Stahlkugeln. Wenn durch diese Kugeln allein die Übertragung des Rückstoßes auf den Sockel bewirkt werden soll, so müssen die Lager in der Kugelbahn eine entsprechende Form erhalten; in der Regel tragen aber die Stahlkugeln ledig-

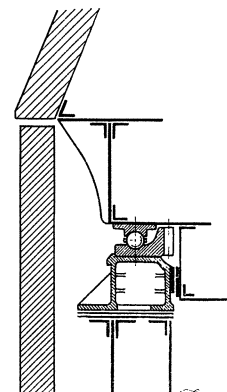


Fig. 13.

lich das Gewicht des Turmes; für die Übertragung des Rückstoßes muß dann entweder ein vertikaler Ring mit besonderem Kugellager oder ein Kranz mit vertikalen Laufrollen noch vorgesehen werden, wie die Abbildung (Fig. 12) zeigt.

Eine besondere Abart bildet die Konstruktion der Firma Krupp (Fig. 13): Diese sieht für die Laufbahn Kugellager vor, zur Übertragung des Rückstoßes dagegen den sogenannten Pivotschleifring ohne Rollen oder Kugeln. Beim Schuß legt sich der am Sockel befestigte Schleifring gegen einen entsprechenden Ring an der Drehscheibe; zwischen beiden Ringen muß ein geringes Spiel vorhanden sein; die schleifende bzw. gleitende Reibung bei überliegendem Schiff wird durch eine geeignete Schmierung vermindert. Die Kruppsche Konstruktion ist bei dem Wegfall jeglicher für die Rückstoßübertragung dienender Rollen oder Kugeln die einfachste.

Ganz abweichend von den vorbeschriebenen Konstruktionen ist die französische Pivotierung.

Bei ihr läuft der Schacht nach unten in einen Spürzapfen aus, der unten im Schiff in einem besonderen hydraulischen Pivot gelagert ist. Oben unter der Drehscheibe befindet sich keine Laufbahn, sondern nur ein mit Rollen versehenes Halslager zur Führung sowie zur Aufnahme des Rückstoßes. Beim Schwenken bzw. beim Schießgebrauch ruht das Gewicht des Turmes auf dem Stützzapfen, welcher durch hydraulischen Druck leicht angehoben wird.

Mittels dieser Einrichtung kann der ganze Turm außerdem so weit gehoben werden, daß Konservierungsarbeiten und Reparaturen an dem Halslager ausgeführt werden können. Ferner ist eine Einrichtung vorhanden, daß der Turm bei Nichtgebrauch und im gezurrten Zustande sich oben auf das Halslager aufsetzen kann.

Die Einrichtung kann aus der im Lichtbild vorgeführten Abbildung der Lafette mit überhängendem Drehturm (Fig. 9) ersehen werden.

Bei dieser Konstruktion muß der Schacht natürlich besonders stark gebaut werden, um das Gewicht des Turmes tragen zu können; er wird hierdurch schwerer, als es für seine sonstigen Zwecke nötig ist. Außerdem wird beim Anheben das Gewicht des ganzen Geschützturmes unten im Stützzapfen vereinigt, dessen Lager demnach schiffbaulich so ausgebildet sein muß, daß Deformationen des Schiffskörpers vermieden werden.

Eine ähnliche Konstruktion zeigt die nächste Abbildung (Fig. 14) in Ausführung für ein Geschütz mittleren Kalibers. Hier tritt an Stelle des hydraulischen Pivots ein Kugellagerstützzapfen, außerdem an Stelle des Rollenkranzes am Halslager ein Ring mit Stahlkugeln.

Aus dieser Abbildung ist auch noch die Anordnung eines zweiten Schwenkpivots im Turm ersichtlich, wie es zum Nehmen einer beschränkten feinen Seitenrichtung zuweilen ausgeführt worden ist.

Da hierbei von der Führung des Schachtes die Rede war, so mag gleich noch erwähnt werden, daß auch bei den zuerst behandelten Pivotierungen noch besondere Maßnahmen zur Zentrierung bezw. Führung der langen, frei nach unten hängenden, drehbaren Schächte nötig sind. Bei den Lafetten mit hydraulischem Antrieb wird eine solche Führung meistens in Verbindung mit den Rohrpivots geschaffen, durch welche das Druckwasser der Pumpen in die Türme eingeführt wird, und von denen später noch gesprochen werden soll. Bei elektrisch betriebenen Lafetten werden an den unteren Schachtenden vielfach besondere horizontale Rollenkränze zur Führung vorgesehen.

Ich gehe jetzt über auf den
Geschützstand.

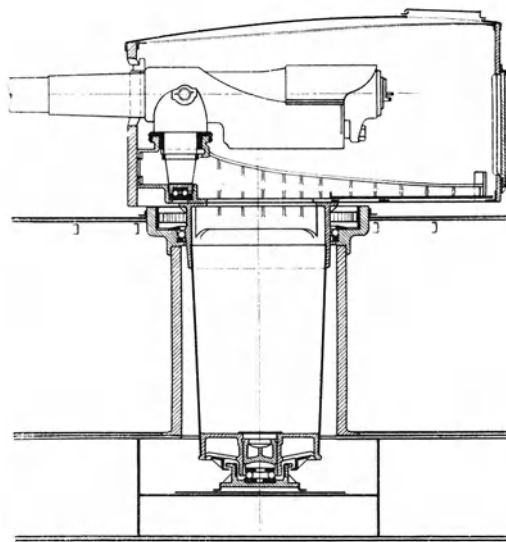


Fig. 14.

Wie aus den bisherigen Betrachtungen hervorgeht, wird durch den Sockel der Rückstoß der Lafette auf den Schiffskörper übertragen. Es müssen demnach Vorkehrungen getroffen werden, durch welche die Ableitung der Rückstoßkräfte auf die Haupt-Längs- und -Querschotten bewirkt wird.

Der Sockel ruht auf einem Unterstützungszylinder, der nach unten verschieden weit in den Schiffskörper hineingeführt ist, und an dessen Stelle in den unteren Decks ein System von Unterstützungsschotten tritt, das sich den örtlichen Verhältnissen anpaßt.

Zur seitlichen Abstützung, also zur Ableitung der Rückstoßkräfte, ist es zweckmäßig, den Unterstützungszylinder mit den durchlaufenden Decks zu verbinden. In den oberen Decks wird jedoch von einer solchen Verbindung auch vielfach Abstand genommen, um durch die auf den Barbettepanzer hier etwa auftreffenden Schüsse den Unterstützungszylinder nicht zu gefährden.

Der allgemeine Aufbau des Geschützstandes ist aus den folgenden Abbildungen zu ersehen:

Das erste Bild (Fig. 15) zeigt die Anordnung, wie sie in der Regel bei unseren Lafetten Kruppscher Konstruktion gebräuchlich ist. Der Unterstützungszylinder ist hier, sich nach unten verjüngend, fast durch das ganze Schiff hindurchgeführt.

Das zweite Bild (Fig. 16) zeigt die in England gebräuchliche Konstruktion, bei der sich die Durchführung des Unterstützungszylinders auf die oberen Decks beschränkt. Die darunter liegenden Unterstützungsschotten sind auf dem Bilde nicht zur Darstellung gebracht. Bei der hier gezeichneten Ausführung ist auf die Verbindung des Unterstützungszylinders mit dem durchlaufenden Deck verzichtet, oben ist sie vorhanden.

Einen derartigen freistehenden Unterstützungszylinder veranschaulicht noch deutlicher der früher gezeigte Längsschnitt durch eine moderne Drehscheibenlafette (Fig. 7).

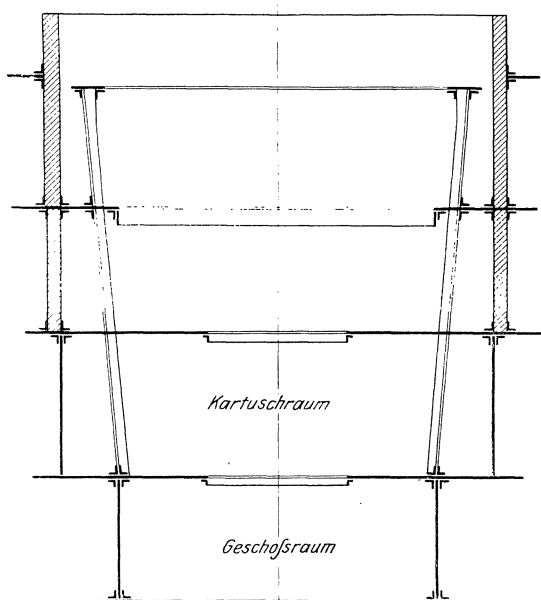


Fig. 15.

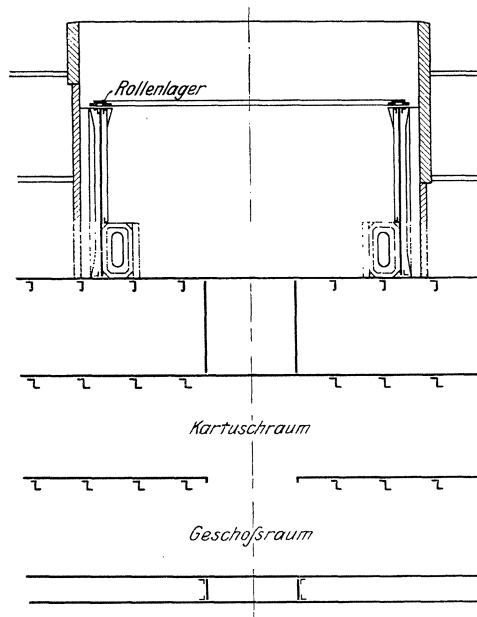


Fig. 16.

Der Unterstützungszylinder und die Munitionsaufzüge müssen in ihrem weiteren Verlauf nach unten durch die verlängerte Barbette geschützt werden. Weit nach unten geführte, senkrecht verlaufende Barbetten sind natürlich sehr schwer. Man ist deshalb bestrebt, ihr Gewicht möglichst zu verringern. Die Art und Weise, wie dies erreicht werden kann, ist von der Konstruktion des Unterstützungszylinders abhängig.

Bei der vorher gezeigten englischen Konstruktion kann, wie die folgende Abbildung (Fig. 17) veranschaulicht, unterhalb des Unterstützungszylinders der Barbette durchmesser so weit verkleinert werden, daß nur noch der Aufzugsschacht vom Panzer umgeben bleibt. Freilich geht dann für den Unterbau des Unterstützungs-

zylinders sowie für die Stützen des oberen Barbettepanzers der Schutz verloren. Außerdem werden hierdurch die in den Decks unterhalb der oberen Barbette liegenden, durch Panzer geschützten Räume beschränkt, welche für die Unterbringung der an Zahl und Ausdehnung zunehmenden maschinellen Einrichtungen immer weniger entbehrt werden können.

Bei nach unten zu sich verjüngendem Unterstützungszylinder kann eine Erleichterung des Barbettepanzers dadurch erreicht werden, daß man ihn, der

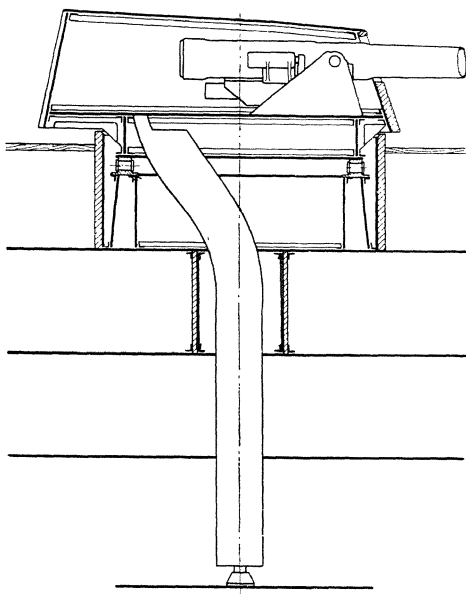


Fig. 17.

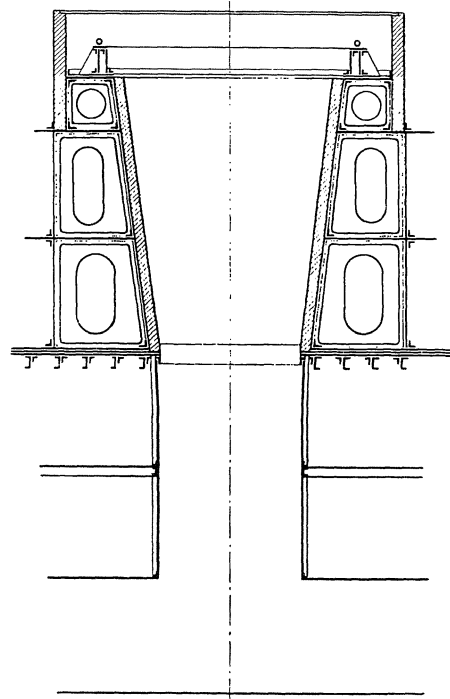


Fig. 18.

Form des Unterstützungszylinders entsprechend, gleichfalls sich verjüngend verlaufen läßt.

Schließlich hat man, wie die Abbildung (Fig. 18) zeigt, auch den Barbettepanzer in seinem weiteren Verlauf nach unten selbst als Unterstützung für den Sockel benützt, unter gänzlichem Wegfall des Unterstützungszylinders. Um bei Krängung ein Unterschießen der oberen Barbette zu verhindern, muß hier das Gewicht eines teilweise doppelten Panzers in den Kauf genommen werden.

So weit meine Betrachtungen über den Geschützstand. Die Behandlung aller sonstigen zur Aufnahme der Rückstoßkräfte etwa notwendigen Maßnahmen, wie Verstärkungen der Decks und der angrenzenden Schotten usw., liegt auf rein schiffbaulichem Gebiet und somit außerhalb der Grenzen meines Vortrags.

Ausbalancierung.

Ich komme nun auf die Ausbalancierung der Geschütztürme zu sprechen.

Die militärische Forderung, möglichst kleine Scharten zu erhalten, bringt es mit sich, daß die Rohre mit ihren Schildzapfen dicht an den Frontpanzer der Türme herangerückt werden; da Rohre und Frontpanzer aber das verhältnismäßig größte Gewicht im Turm darstellen, so liegt der Systemschwerpunkt naturgemäß vor der Drehachse des Turmes. Bei überliegendem Schiff müßte demnach je nach der Lage des Turmes eine Hebearbeit in bezug auf den Schwerpunkt geleistet werden, für die unter Berücksichtigung des hohen, zum Beispiel für einen 30,5 cm-Turm etwa 500 t betragenden Turmgewichts recht bedeutende Kräfte nötig würden. Der Systemschwerpunkt muß daher durch die sonstige Turmkonstruktion in die Drehachse verlegt werden. Hierzu stehen mehrere Mittel zur Verfügung, die indessen in ihrer Wirkung recht verschieden sind, und deren Anwendbarkeit auch durch sonstige Rücksichten eingeschränkt wird.

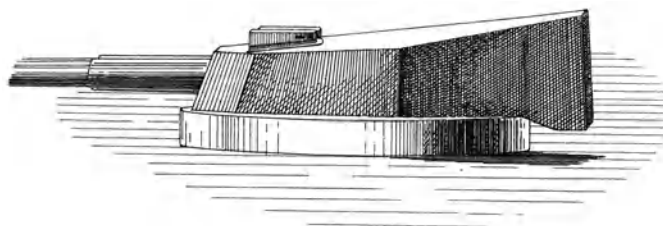


Fig. 19.

So verlangt beispielsweise eine Vergrößerung des Turmüberhanges mehr Raum zum Schwenken und beeinflusst hierdurch ungünstig die Lage der Türme zu den Decksaufbauten.

Eine Verstärkung der Rückenplatten stellt, wenn sie ein gewisses Maß überschreitet, totes Gewicht dar.

Bei hohen Rückenplatten mit schräger Turmdecke ergeben sich günstigere Auftreffwinkel für die Geschosse, wodurch der Schutz beeinträchtigt wird.

Die Lagerung von Bereitschaftsmunition hinten im Turm schließlich beschränkt den Raum für die Bedienung.

So ist keines der erwähnten Mittel allein recht geeignet, die Ausbalancierung zu bewirken; man muß sie alle in geeigneter Weise anwenden, um zum Ziele zu gelangen.

Hierbei sei erwähnt, daß bei neueren englischen Türmen der Turmüberhang durch eine Erweiterung nach unten zur Unterbringung von Bereitschaftsmunition besonders hergerichtet worden ist, wie die Abbildung (Fig. 19) zeigt.

Hiermit habe ich meine Betrachtungen über den Aufbau der Türme in schiffbaulicher Beziehung beendet; ich gehe nun über auf die maschinellen Einrichtungen, insoweit diese den Aufbau der Türme beeinflussen und von allgemeinem Interesse für die Schiffskonstruktion sind. Derartige maschinelle Einrichtungen der Türme sind:

die Munitionsfördereinrichtungen und die maschinellen Richtmittel. Von den Munitionsfördereinrichtungen hängt im wesentlichen die Feuergeschwindigkeit der Geschütze ab. Hierbei mag erwähnt werden, daß eine Feuergeschwindigkeit von mindestens 2 Schuß in der Minute für jedes Rohr der schweren Artillerie heutzutage überall gefordert wird.

Munitionsaufzüge.

Um Verzögerungen für das Laden und Richten zu vermeiden, müssen folgende allgemeine Gesichtspunkte bei der Munitionszufuhr berücksichtigt werden:

Die Munition muß in den Kammern leicht und schnell in die Aufzüge eingeladen, oben ebenso aus ihnen ausgeladen werden können.

Die Munition muß in der Lage gefördert werden, wie sie vor dem Einladen in die Aufzüge gelagert ist, bezw. wie sie nach dem Ausladen gebraucht wird.

Die Zeit für die Förderung selbst muß auf das kürzeste Maß beschränkt werden.

Das Fördern der Munition muß möglichst unabhängig von dem Lademanöver erfolgen.

Die Aufzüge dürfen in keiner Stellung das Richten sowie den Rücklauf der Rohre behindern.

Im folgenden sollen nun die in Frage kommenden Hauptarten der Munitionsaufzüge sowie die Maßnahmen für die Munitionsförderung besprochen werden, die aus den vorerwähnten Gesichtspunkten entsprungen sind.

Paternosterwerke.

Die am nächsten liegende Konstruktion bildet das endlose Band, das Paternosterwerk. Bei ihm wird die Schnelligkeit der Förderung bei jeder beliebigen Förderhöhe durch die Eigenart erreicht, die Chargierungen mit kurzem Abstand hintereinander folgen lassen zu können. Es kann demnach ohne Unterbrechung aus den Munitionsräumen an die Ladeeinrichtungen oben im Turm gefördert werden; die Fördergeschwindigkeit ist unabhängig von der Förderhöhe. Man kann mit ihm die Munition senkrecht oder wagerecht fördern.

Diesen Vorzügen stehen indessen folgende Nachteile gegenüber:

Der Raumbedarf des Paternosterwerks ist sehr groß, besonders bei wage-rechter Förderung, da der Aufzugsschacht auch für die leere Abwärtsfahrt bemessen werden muß. Auch sein Gewicht ist bedeutend.

Es ist schwierig, die Eigentümlichkeiten des Paternosterwerks den Ladeeinrichtungen der schweren Geschütze anzupassen, besonders wenn an einer Stelle ein Umladen der Munition notwendig wird.

Diese Nachteile werden allgemein für die Verwendung von Paternosterwerken in schweren Geschütztürmen für überwiegend angesehen, so daß sie in solchen wenig angewendet werden; hingegen sind sie für die Mittelartillerie sehr viel im Gebrauch, da sich hier die Nachteile weniger fühlbar machen.

Unsere Abbildung (Fig. 20) zeigt die Anordnung und Wirkungsweise von Paternosterwerken für Munitionsförderung der Mittelartillerie.

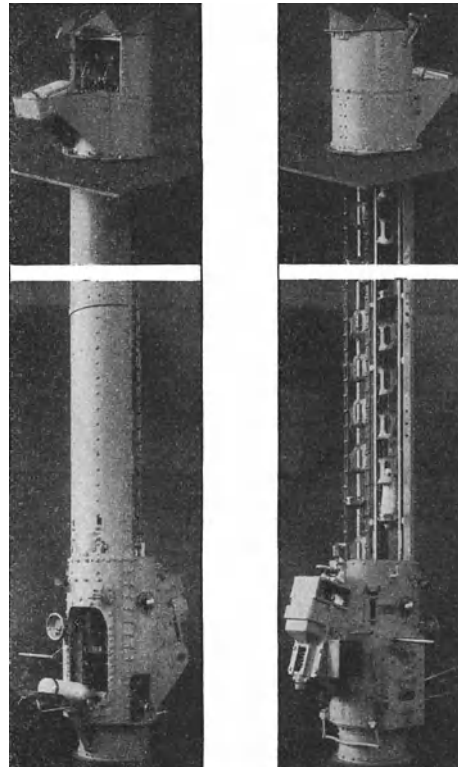


Fig. 20.

Klinkenaufzüge.

Der Wunsch, die Vorteile des Paternosterwerks auch für die schwere Artillerie nutzbar zu machen, ohne seine Nachteile in Kauf nehmen zu müssen, führte zur Konstruktion der sogenannten Klinkenaufzüge, deren Anordnung in der Abbildung (Fig. 21) veranschaulicht wird.

Eine in einem Schachtrohr geführte Schubstange wird durch einen Hubzylinder bzw. durch eine Kette ohne Ende in hin- und hergehende Bewegung versetzt; bei der Aufwärtsbewegung nehmen federnde Klinken an der Schubstange die Munition mit nach oben, um sie am Ende des Hubes wiederum auf federnde Klinken, die aber im Schachtrohr angebracht sind, abzusetzen. Geschosse und

Kartuschen folgen einander abwechselnd und werden hubweise nach oben gefördert.

Da in den Klinkenaufzügen die Munition der Raumersparnis wegen meistens in senkrechter Lage gefördert wird, so müssen Geschosse und Kartuschen durch geeignete Maßnahmen beim Ein- und Ausladen umgelegt werden. Hierzu werden gewöhnlich umlegbare Mulden, sogenannte Kippmulden, verwendet.

Als Nachteile für den Klinkenaufzug sind folgende anzuführen:

Die Kippmulde kann erst nach dem Laden des Geschosses wieder vertikal gestellt werden, um beim nächsten Hub des Aufzugs die Kartusche aufzunehmen; das Lademanöver wird hierdurch unterbrochen und verzögert.

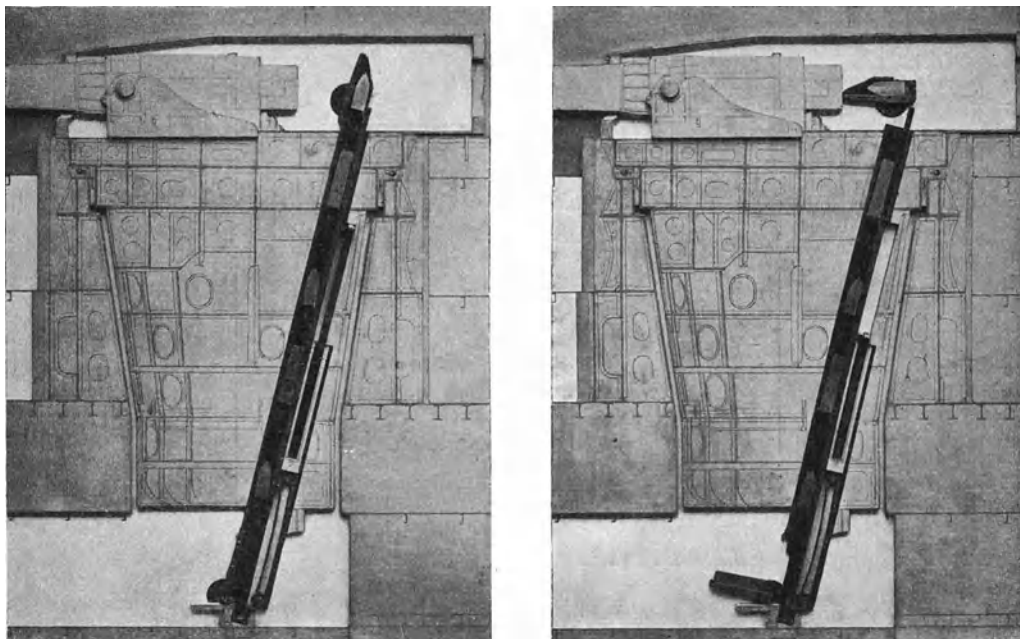


Fig. 21.

Ferner bereitet der Wechsel der Geschoßart Schwierigkeiten. Wenn nämlich der Aufzug mit einer Geschoßart beladen ist, so müssen erst sämtliche im Aufzug befindliche Chargierungen aufgebraucht oder wenigstens oben entnommen werden, bis es möglich wird, eine andere Geschoßart an das Rohr zu bekommen. Diesen zuletzt genannten Nachteil teilen die Klinkenaufzüge natürlich mit den Paternosterwerken, aus denen sie herausgewachsen sind.

Schließlich wäre noch anzuführen, daß Klinkenaufzüge den Rücktransport der Munition in die Munitionsräume nicht zulassen.

Fahrstuhlauzüge.

Am gebräuchlichsten für die Munitionsförderung in schweren Geschütztürmen sind die Fahrstuhlauzüge, die sich den zuerst angeführten Gesichtspunkten auch wohl am besten anpassen.

Ihre Konstruktion ist aus den Abbildungen ersichtlich, deren erste (Fig. 22) den Aufzug mit Schacht, und deren andere (Fig. 23) den Förderkorb für ein

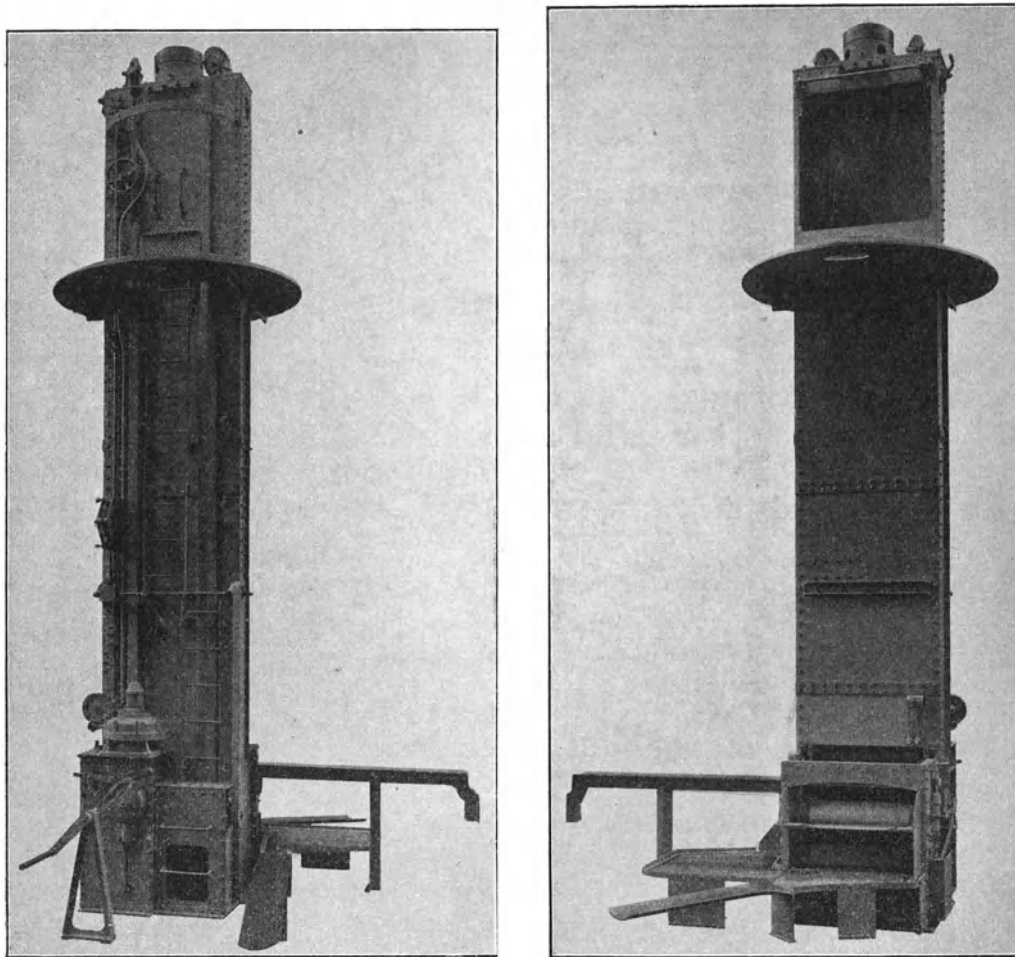


Fig. 22.

Geschoß und 2 Kartuschen darstellt. Es ist klar, daß die Förderleistung eines Fahrstuhlauzugs im wesentlichen von seiner Fahrgeschwindigkeit abhängig ist, da bei jeder Auffahrt nur eine Chargierung für das Rohr gefördert werden kann. Man kann zwar auch Doppelaufzüge anbringen, von denen der eine beim Aufwärtsfahren des anderen nach unten fährt. Hierfür werden aber umfangreiche Schächte notwendig, für die der Platz bei zentraler Munitionszufuhr meist nicht

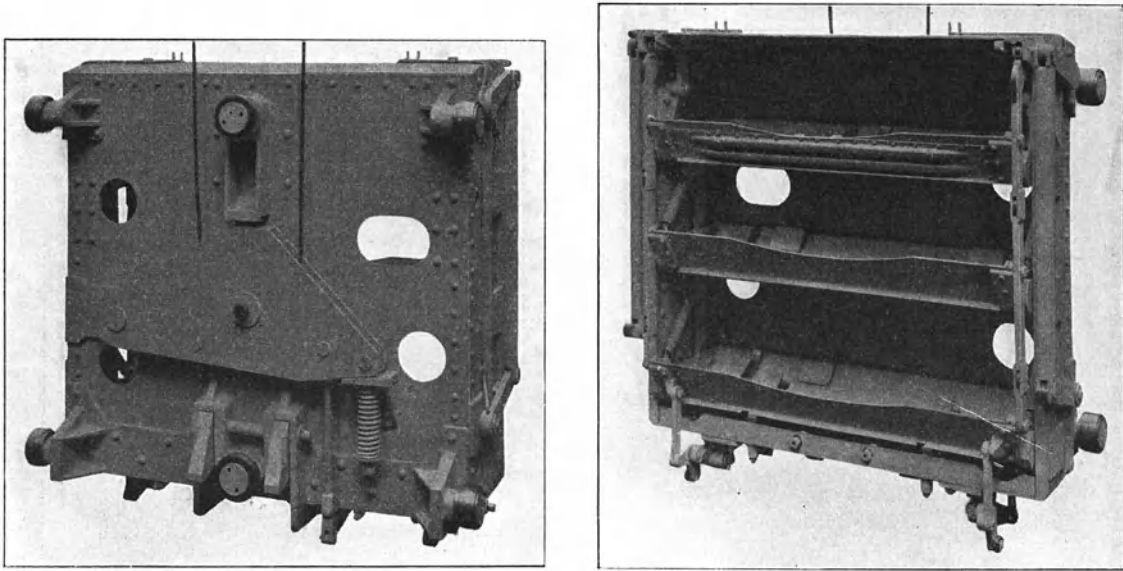


Fig. 23.

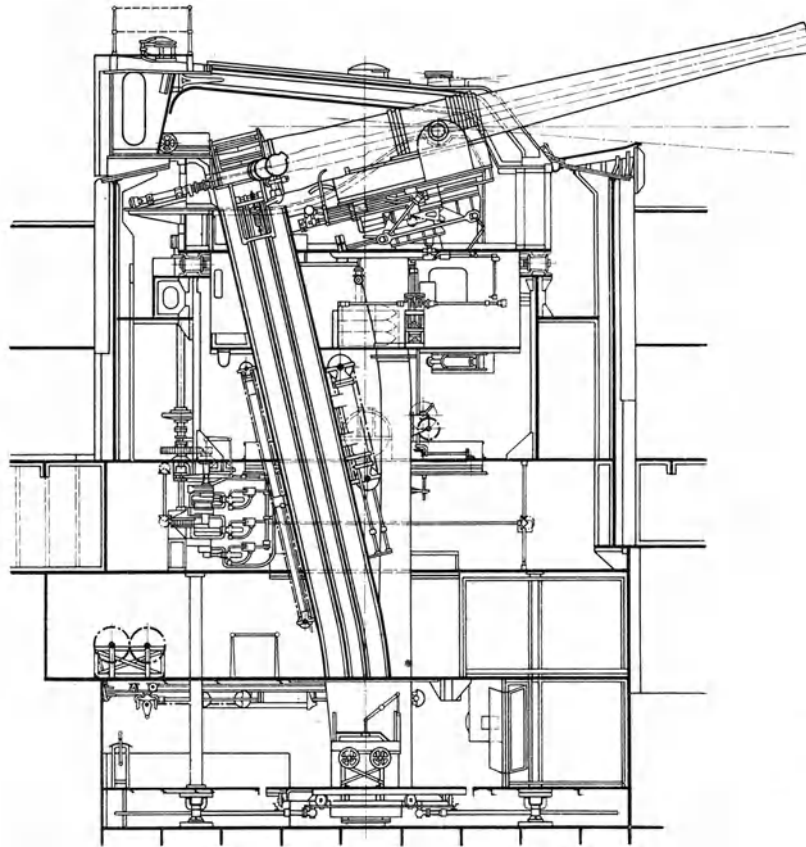


Fig. 24.

ausreichen wird; denn es ist unumgänglich notwendig, daß jedes Rohr in Doppeltürmen seinen eigenen unabhängigen Aufzug hat.

Die Abbildung (Fig. 24) zeigt ein großkalibriges Geschütz mit durchgehendem zentralen Fahrstuhlzug.

Wenn man nun von der Verwendung von Doppelaufzügen absieht, kann nur erübrigen, die Fahrgeschwindigkeit nach der erforderlichen Förderleistung zu bemessen. Dieser Fahrgeschwindigkeit sind indessen Grenzen gesetzt; die Sicherheit der Förderung verbietet es, sie beliebig zu steigern; Geschwindigkeiten von 2 m in der Sekunde dürfen schon als recht hohe bezeichnet werden. Wenn man an der Grenze angelangt ist, bleibt zur Erhöhung der Förderleistung nur übrig die Förderhöhe herabzusetzen. Aus diesen Gesichtspunkten entstand bei neueren Turmkonstruktionen das sogenannte „two stage system“, gekennzeichnet durch die Einführung einer Umladekammer.

Umladekammern.

Bei diesem System wird die Munitionsförderung im Geschützturm durch eine Plattform unterbrochen. Von den Munitionsräumen nach dieser Plattform und wiederum von der Plattform nach den Geschützen führen getrennte Aufzüge. Auf der Plattform wird die Munition aus den unteren in die oberen Aufzüge umgeladen. Die Aufzüge können gleichzeitig auf- und abgeführt werden, und die Förderleistung wird erhöht ohne weitere Steigerung der Fahrgeschwindigkeit der Aufzüge. Hierdurch wird es auch möglich, die in den unteren Aufzügen nach Geschossen und Kartuschen meist getrennt geförderte Ladung in den oberen Aufzügen vereinigt an die Geschütze zu bringen, wenn dies für die Ladeeinrichtungen günstig ist. Den Raum über der Plattform mit den Einrichtungen zum Umladen bezeichnet man bei uns mit „Umladekammer“, in England mit „working chamber“. Ihre Lage im Geschützturm wäre nach ihrem vorgenannten Hauptzweck lediglich nach der Förderhöhe der Aufzüge zu bemessen; da sie aber auch ein natürliches Depot von Bereitschaftsmunition darstellt, und da ferner das Arbeiten der oberen Aufzüge sich mehr nach dem jeweiligen Verbrauch der Munition an den Geschützen richten muß, ist sie meistens direkt unter der Drehscheibe angeordnet. Vielfach wird auch für eine tiefere Anordnung kein Platz vorhanden sein.

Die Abbildung (Fig. 25) zeigt die Einrichtung einer solchen Umladekammer. Bei dieser Anordnung ist der Aufzugsschacht des Turms nicht bis in die Munitionsräume durchgeführt; die unteren Aufzüge liegen deshalb im festen Teil und machen die Drehbewegung des Turms nicht mit. Da der Schacht der oberen Aufzüge sich aber mitdreht, mithin die Eingabeöffnungen in diese Aufzüge ihre Stellung ver-

ändern, so muß die Munition mit Gehängen oder ähnlichen Einrichtungen von den festen nach den drehbaren Aufzügen gebracht werden. Dies ist natürlich unbequem und kostet Zeit und Personal. Man verlegt deshalb besser auch die unteren Aufzüge in den drehbaren Schacht, alsdann bleibt die Lage ihrer oberen Ausgabeöffnungen zur Lage der Eingabeöffnungen der oberen Aufzüge auch beim Schwenken des Turms stets dieselbe. Das Umladen der Munition mittels Gehänge usw. kommt in Fortfall und kann durch Roll- oder Gleitbahnen ersetzt werden, bei denen ein Anheben der Gewichte so weit wie möglich vermieden wird.

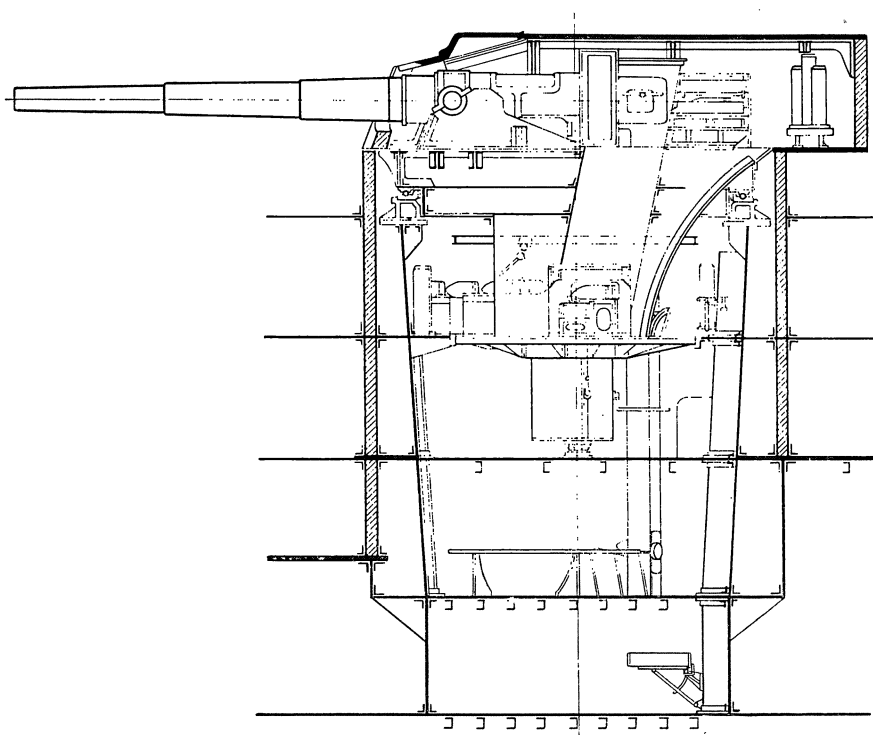


Fig. 25. *Handgezeichnete Skizze des Aufbaus eines schweren Geschützturms für die U.S.S. „Albatross“ (1887) für die U.S.S. „Albatross“*

Die Abbildung (Fig. 26) zeigt die Anlage in einem modernen Geschützturm, wie sie heute mit unwesentlichen Abänderungen in den meisten Marinen Verwendung findet.

Allgemein bleibt zu bemerken, daß der Übergang von den oberen Munitionsaufzügen zu den Ladevorrichtungen sich nach diesen letzteren richten muß und demnach in sehr verschiedener Weise bewirkt wird, je nachdem die Rohre für eine feste oder für eine beliebige Ladestellung oder auch für das Laden während des Richtens eingerichtet sind. Die folgenden Abbildungen (Fig. 27 und 28) zeigen beispielsweise das Laden bei fester Ladestellung mittels eines hydraulischen

Ansetzers unter Verwendung von Ladeschwingen. Auf die Lademittel im speziellen näher einzugehen, würde zu weit führen.

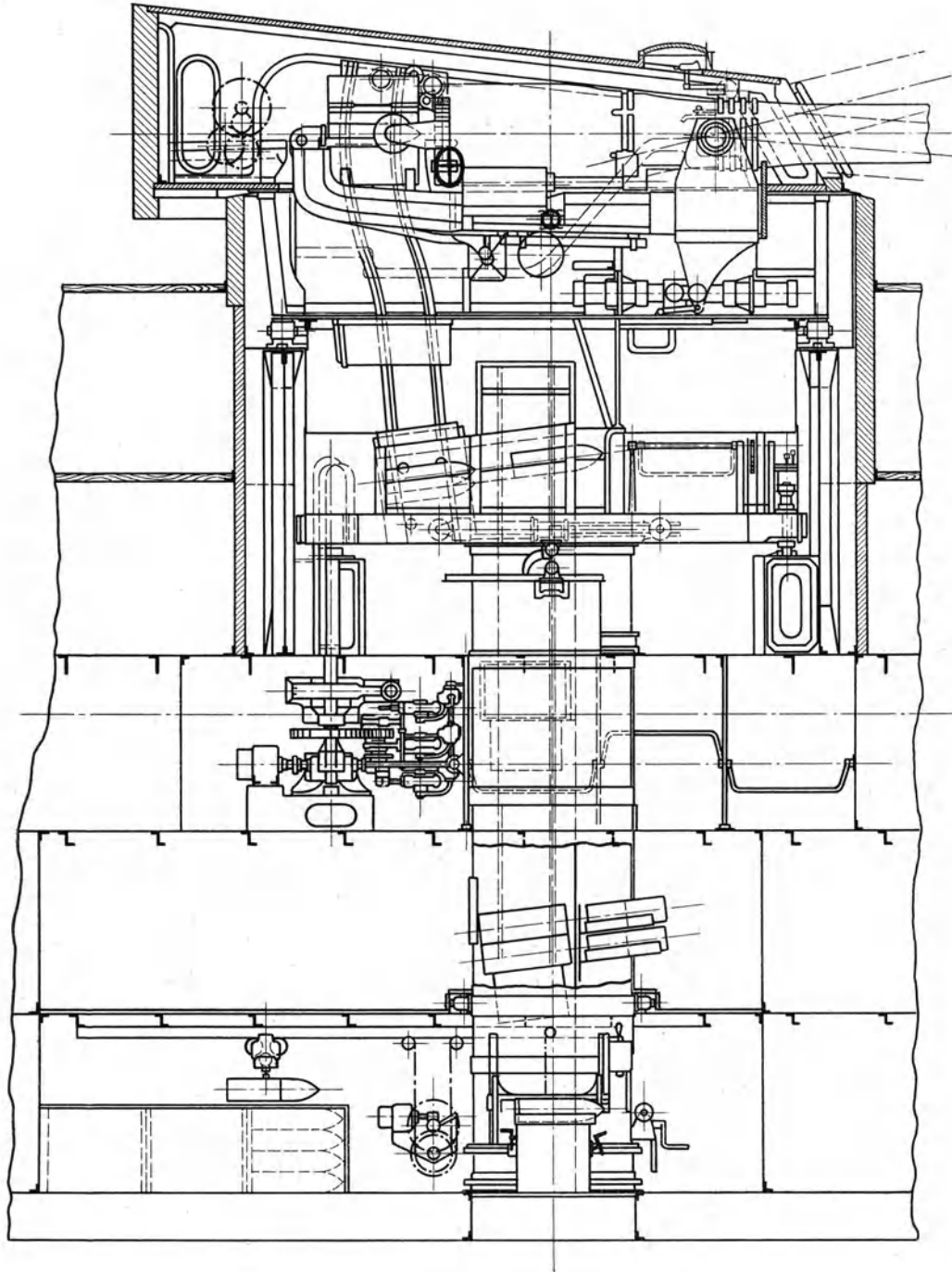


Fig. 26.

Für die Fördereinrichtungen bleibt nun noch der Antrieb zu besprechen. Dieser Punkt soll indessen zusammen mit dem Antrieb für die maschinellen Richt-

mittel behandelt werden, so daß ich zuvor noch etwas näher auf diese letzteren eingehen muß.

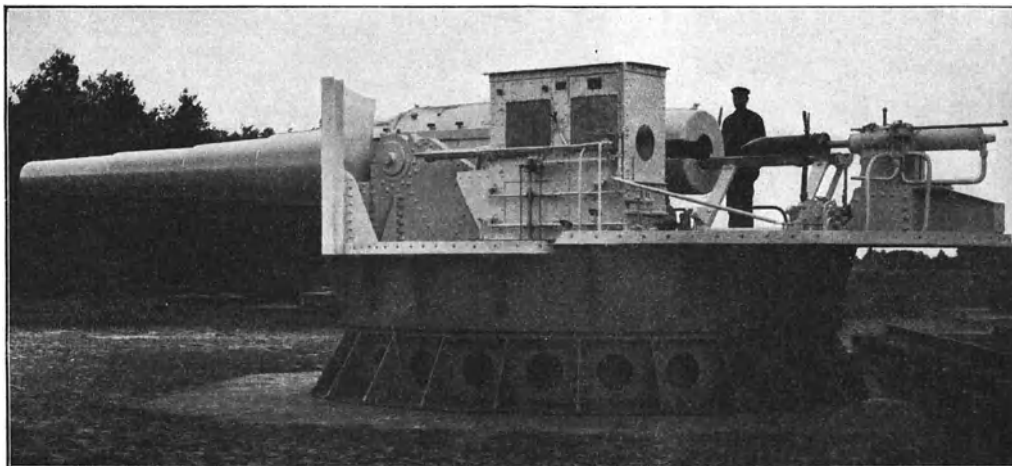


Fig. 27.



Fig. 28.

Richtmittel.

Die Richtmittel bestehen aus den Höhenrichtmaschinen und dem Schwenkwerk.

Für jedes Rohr muß eine vollständig selbständige Höhenrichtmaschine vorhanden sein. Da das Rohr nur gehoben und gesenkt zu werden braucht, so ist die Konstruktion der Höhenrichtmaschinen und ihre Wirkungsweise auf das Rohr

grundsätzlich verschieden je nach ihrem Antrieb. Ist der Antrieb hydraulisch, so läßt man den Kolben eines Preßzylinders direkt auf die Wiege wirken, wie aus der Abbildung (Fig. 29) ersichtlich ist; die Lage des Preßzylinders kann sich dabei der sonstigen Lafettenkonstruktion anpassen.

Bei elektrischem Antrieb muß die drehende Bewegung des Motors durch Verwendung von Zahnstangen oder Zahnbogen in die Hebe- und Senkbewegung umgesetzt werden. Die Abbildung (Fig. 30) veranschaulicht die Art und Weise, wie dies geschieht.

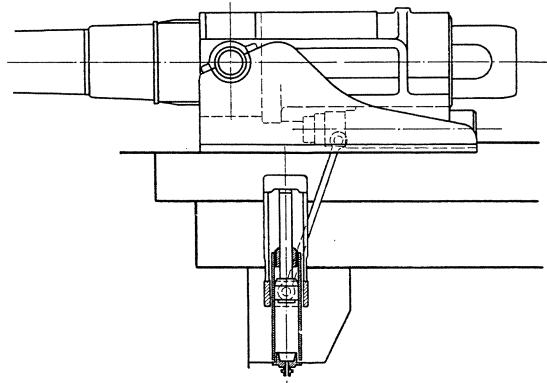


Fig. 29.

Das Schwenkwerk wirkt unabhängig von seinem Antrieb stets mittels Zahnradübertragung auf einen Zahnkranz. Prinzipiell verschieden ist die Anordnung nur je nach der Aufstellung des Schwenkmotors im drehbaren Turm oder außer-

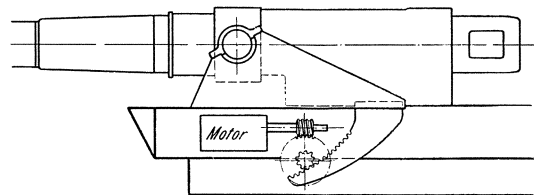


Fig. 30.

halb desselben. Bei der erstgenannten Aufstellung ist die Übertragung für die Steuerung einfacher und besonders bei hydraulischem Antrieb günstiger. Die Aufstellung außerhalb des Turms hat dagegen wieder andere Vorzüge; vor allem ist hierbei die Unterbringung weniger beschränkt, und es ist mehr Platz vorhanden für die Betätigung des Schwenkwerks durch Handantrieb.

Als weniger günstig ist bei ihr die Anbringung des Zahnkranzes zu bezeichnen, die mit Rücksicht auf den Raumbedarf der Zahnräder meistens weiter unten

am drehbaren Schacht bewirkt wird. Dieser Schacht muß hierzu in seinem oberen Teil zwischen Zahnkranz und Drehscheibe stärker ausgebildet werden, da er durch das Moment des Turms beim Schwenken auf Torsion beansprucht wird. Die lebendige Kraft, die beim Abstoppen eines 500 t schweren und mit einer Winkelgeschwindigkeit von 3° in der Sekunde geschwenkten Geschützturms totgemacht werden muß, beträgt etwa 1200 m/kg.

Man verwendet einen größeren oder auch zwei kleinere Schwenkmotore in einem Geschützturm — meist Dreizylindermaschinen in Sternanordnung —; sind 2 Motore vorhanden, so arbeiten sie in der Regel zusammen; ihr Vorteil liegt in der bei Ausfall eines Motors vorhandenen Reserve.

Antrieb der maschinellen Einrichtungen.

Ich gehe nunmehr auf den Antrieb der maschinellen Turmeinrichtungen über und betrachte zunächst die Anforderungen, die an ihn hinsichtlich des Betriebes der Aufzüge und Richtmittel gestellt werden.

Für den Betrieb der Aufzüge bestehen diese Anforderungen:

- in der zur Erreichung der notwendigen Förderleistung erforderlichen Fahrgeschwindigkeit und ferner
- im präzisen Abstoppen, um das sichere Überrollen von Geschossen und Kartuschen beim Ein- und Ausladen zu erreichen.

Die an die Richtmittel zu stellenden Anforderungen sind höher:

Gemeinsam für Höhenrichtmaschine und Schwenkwerk sind zunächst große Regulierweiten erforderlich, um möglichst kleine und möglichst große Geschwindigkeiten für das Richten zur Hand zu haben. Zwischen diesen Geschwindigkeitsgrenzen muß, je nach Bedürfnis, in schnellster Wechselfolge und mit sanftem Übergange jede beliebige Geschwindigkeit zur Verfügung stehen, damit bei den Eigenbewegungen des Schiffes und den Bewegungen des Gegners das Ziel dauernd festgehalten werden kann.

Dieses Festhalten des Zieles während längerer Zeit bedingt ferner, daß die Motore schnell und leicht gesteuert werden können, und daß insbesondere beim Umsteuern von ihnen möglichst sofort die andere Fahrtrichtung aufgenommen wird.

Allgemein müssen natürlich noch Unempfindlichkeit gegen Schußerschütterungen sowie die nötige Betriebssicherheit im Bordgebrauch und im Gefecht gefordert werden.

Als Antriebsmittel kann neben Hydraulik und Elektrizität nur noch Preßluft in Frage kommen, die ich indessen nur nebenbei erwähnen will, weil ihrer

Verwendung von Zeit zu Zeit das Wort gesprochen wird; praktisch ist sie meines Wissens gegenwärtig für die vorgenannten Zwecke nirgends in Gebrauch.

Bewertung des hydraulischen und elektrischen Antriebs.

Was nun die Geeignetheit des hydraulischen und elektrischen Antriebs für die Aufzüge und Richtmittel anbelangt, so kann es keinem Zweifel unterliegen, daß bei der heutigen hohen Entwicklung dieser beiden Antriebsarten die vorstehend aufgeführten Anforderungen mit Sicherheit von der einen wie von der andern erfüllt werden können. Jede von ihnen hat ihre Vorzüge und ihre Nachteile. Die Vorzüge der Hydraulik liegen mehr innerhalb des Geschützturms, die der Elektrizität mehr außerhalb desselben.

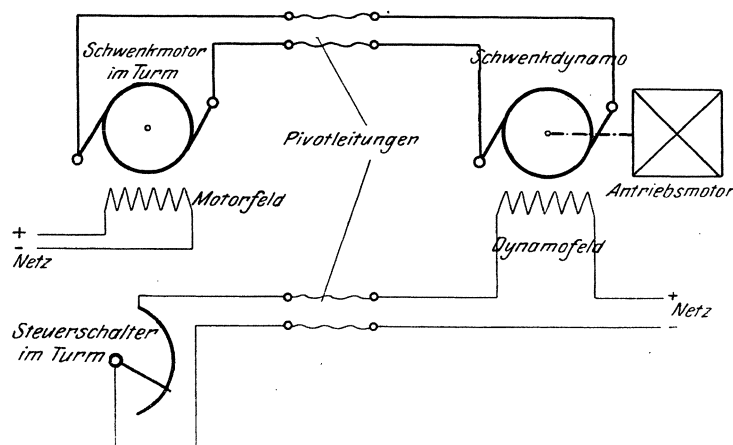


Fig. 31. *Elektrischer Antrieb des Geschützturms*

So ist es zweifellos als ein Vorzug der Hydraulik zu betrachten, daß der hydraulische Preßzylinder, wie er für die Auf- und Niederbewegung der Höhenrichtmaschinen und der Aufzüge angewendet werden kann, das einfachste Konstruktionsmittel für einen derartigen Antrieb darstellt.

Dem gegenüber sprechen für die Elektrizität die wesentlich einfacheren Leitungen im Schiff, die in der Schaltungsmöglichkeit auf jede beliebige Dynamomaschine liegende Betriebssicherheit, die leichtere Reparaturfähigkeit und der einfachere Handbetrieb infolge der rotierenden Bewegung der Motore.

Zur Erfüllung der vorhin aufgeführten Anforderungen stehen der Elektrotechnik heute so viele in der Schaltung sowie im Bau der Maschinen liegende Mittel zur Verfügung, daß man von einer Überlegenheit der Hydraulik auch in bezug auf jene Anforderungen nicht mehr sprechen kann.

Ich erwähne hiervon beispielsweise nur die als Leonardschaltung bekannte Spannungsregulierung, die zur Erhöhung der Regulierfähigkeit hier vielfach Anwendung findet.

Die Abbildung (Fig. 31) zeigt das Schaltschema einer derartigen Spannungsregulierung für ein Schwenkwerk. Aus ihm geht hervor, in welcher Weise die Erregung des magnetischen Feldes der Dynamomaschine durch den Steuerapparat im Turm beeinflusst wird. Dem Motor wird hierbei ein Strom von verschiedener Spannung zugeführt, wodurch die Tourenregulierung bewirkt wird.

Für die Anwendung der Spannungsregulierung bei Höhenrichtmaschinen, Schwenkwerken, Aufzügen usw. ist es natürlich notwendig, daß jedesmal besondere

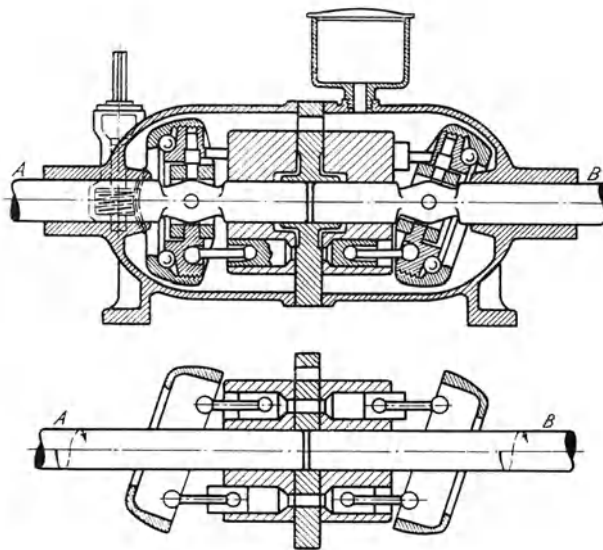


Fig. 32.

Umformer Verwendung finden, wenn nicht eine eigene Primärmaschine zur Verfügung gestellt werden kann.

Bei dieser Gelegenheit möchte ich auch die neuerdings zur Verbesserung der Regulierfähigkeit bei elektrischem Antrieb verwendete hydraulische Kraftübertragung erwähnen, die in Form von Änder- oder Wechselgetrieben zur Anwendung kommt.

Das Prinzip wird beispielsweise durch die Abbildung (Fig. 32) veranschaulicht, die eine amerikanische, unter dem Namen „Universal gear“ bekannte Anordnung darstellt und aus einer Broschüre der „Universal-Transmission“ entnommen ist. Die Anordnung besteht aus zwei getrennten Pumpensystemen, von denen das eine, durch den Elektromotor angetriebene, als Pumpe und das andere als Motor

wirkt. Durch Veränderung des Kolbenhubs der Pumpe wird die Regulierung der Motorseite bewirkt.

Derartige Getriebe sollen in den letzten Jahren in den Türmen verschiedener Marinen Verwendung gefunden haben.

Betrachtet man das hydraulische und elektrische System nach dem Bedarf an Raum und Gewicht, so wird sich ein nennenswerter Unterschied nicht ergeben; auch hier wird sich innerhalb der Türme ein kleiner Vorteil für die Hydraulik, außerhalb derselben ein solcher für die Elektrizität errechnen lassen; ich verweise hierzu auf die eingehenden Untersuchungen, die in dem Aufsatz des italienischen Seeoffiziers Pecori-Giraldi über hydraulische und elektrische Artillerieanlagen in der *Rivista maritima* vom Juli 1909 enthalten sind.

Ich möchte schließlich noch bemerken, daß die Überleitung der Kraft vom festen Schiffskörper nach dem drehenden Turm für beide Antriebsarten keine Schwierigkeiten bereitet. Die Überleitung des hydraulischen Druckwassers geschieht entweder durch das bereits früher erwähnte Rohrpivot oder durch gelenkartig verbundene Rohre. Die erstgenannte Art, die in der Abbildung eines Rohrpivotkopfes (Fig. 33) veranschaulicht wird, beansprucht wenig Raum und kann gleichzeitig zur Führung des Schachtes ausgenutzt werden. Als Nachteil ist ihre Verletzbarkeit bei Bodenbeschädigungen des Schiffes anzuführen. Die Überleitung durch Gelenkrohre beansprucht dagegen viel Platz; sie ist nur anwendbar, wenn die Drehung des Turms nach jeder Seite auf ein gewisses Maß beschränkt bleibt. Ihre Anordnung ist aus der Abbildung (Fig. 34) zu ersehen.

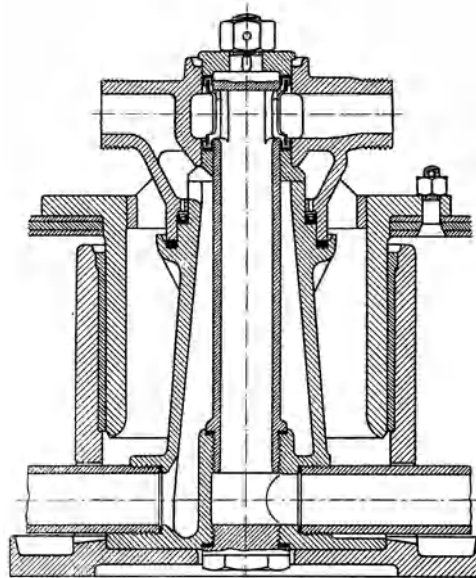


Fig. 33.

Die Überleitung des elektrischen Stroms ist natürlich einfacher; sie kann entweder durch freihängende Kabel oder durch Schleifringe erfolgen.

Nach diesen Betrachtungen komme ich zu dem Schluß, daß von einer ausgesprochenen Überlegenheit des einen oder des anderen Systems heute nicht die Rede sein kann. Für die Richtigkeit dieses Schlusses spricht am besten der Umstand, daß beide Systeme in den modernsten Geschütztürmen der verschiedenen

großen Marinen angewendet werden. Die Ansichten über die Vorzüge beider Antriebsarten für die einzelnen Zwecke gehen sogar so weit auseinander, daß neben rein elektrischen und rein hydraulischen Konstruktionen Türme mit hydraulischen Richtmitteln und elektrischen Aufzügen und umgekehrt gebaut werden.

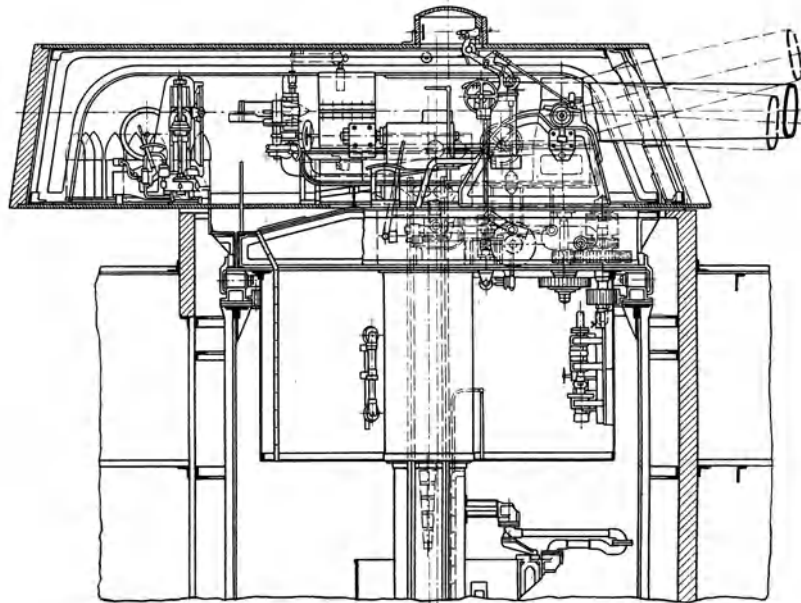


Fig. 34.

Neben der Bewertung der genannten Systeme für den Antrieb der Aufzüge und Richtmittel in den Türmen sind es aber auch noch Rücksichten auf die Primärkraftstationen, welche die Wahl des Antriebsystems beeinflussen. Da gerade diese für die heutige Versammlung einiges Interesse bieten dürften, werde ich noch etwas auf sie eingehen.

Primärstationen.

Wenn es sich nur um eine beschränkte Anzahl schwerer Geschütztürme handelt und für den Antrieb der Schiffsschrauben Kolbenmaschinen Verwendung finden, ist die Anordnung der hydraulischen Primärstationen verhältnismäßig einfach. Man verwendet in diesem Falle fast allgemein kurbellose direkt wirkende Pumpen, sogenannte Duplexpumpen, von denen je eine in möglichster Nähe der betreffenden Türme aufgestellt ist.

Ihre an sich schlechte Ökonomie wird dadurch ausgeglichen, daß sie sich automatisch abstellen, wenn keine Druckwasserentnahme erfolgt, so daß ein Leerlaufverlust nicht in Frage kommt.

Die Abbildung (Fig. 35) zeigt den in unserer Marine gebräuchlichen Typ einer solchen Pumpe. Sie liefert in der Sekunde etwa 30 l Wasser bei 60 Atmosphären Druck.

Verwendet man dieselbe Art der Pumpenaufstellung bei den zahlreichen schweren Türmen eines modernen Dreadnoughtschiffes, so entstehen sehr lange Dampfleitungen; diese lassen sich gegebenenfalls durch Vereinigung der Pumpen in hydraulischen Zentralen vermeiden, man bekommt aber dann natürlich lange

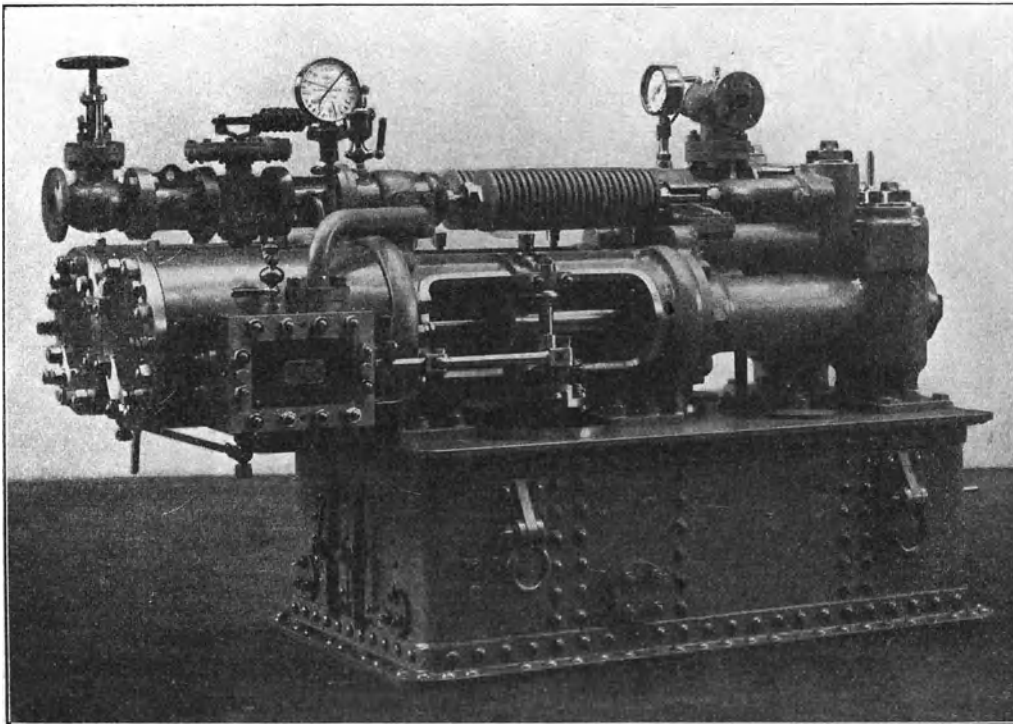


Fig. 35.

hydraulische Rohrleitungen. Ferner müssen die Pumpen infolge des gesteigerten Kraftbedarfs der Türme — jetzt etwa 500 Pferdestärken für einen 30,5 cm-Turm — wesentlich größer gebaut werden wie früher. Hierdurch und durch die vermehrte Zahl kann es nicht ausbleiben, daß die zu ihrem Antrieb verwendeten Kolbenmaschinen trotz des intermittierenden Betriebes ungünstig auf die Ölfreiheit der Kessel einwirken, die mit der Einführung der Turbinenmaschinen gerade erreicht wird. Diese Überlegungen lassen eine Änderung derartiger hydraulischer Primärstationen als wünschenswert erscheinen.

Für eine solche Änderung kommen als Antriebsmaschinen der hydraulischen Pumpen in Frage:

Dampfturbinen,
Elektromotore und
Verbrennungsmotore.

Die Wahl des Pumpensystems muß sich natürlich in erster Linie nach der Antriebsart richten; außerdem bleibt aber zu berücksichtigen, wie die hieraus entstehenden Pumpenaggregate sich in bezug

auf ihre Aufstellung,
ferner auf die Dampf- und Druckrohrleitungen
und schließlich auf ihre Ökonomie, auch unter besonderer Berücksichtigung der Leerlaufsarbeit,

den Bedürfnissen für den Turm- und Schiffsbetrieb am besten anzupassen vermögen. Eine Prüfung aller einschlägigen Verhältnisse wird ergeben, daß keines der in Frage kommenden hydraulischen Systeme frei von Nachteilen ist.

Die elektrischen Primärstationen dagegen vermögen sich den Verhältnissen auf modernen Schiffen ohne Schwierigkeit anzupassen. Nach der Art der Stromleitung sind sie an keinen bestimmten Platz im Schiff gebunden und können leicht in Zentralen vereinigt werden. Die Dynamomaschine läßt sich ebensogut mit der Dampfturbine wie mit der Kolbenmaschine betreiben und gestattet auch den Antrieb durch Verbrennungsmotore.

Drillingtürme.

Hiermit habe ich meine Betrachtungen über die maschinellen Einrichtungen beendet. Im Anschluß an den meinem Vortrag bisher zugrunde gelegten Doppelturm möchte ich nun noch einer neuen Turmkonstruktion Erwähnung tun, die in den letzten Jahren viel von sich reden gemacht hat: Ich meine den Geschützturm mit drei Kanonen, den sogenannten Triple- oder Drillingturm.

Die Abbildung (Fig. 36) zeigt seinen Aufbau im ganzen, der sich von dem eines Doppelturmes in keiner Weise unterscheidet.

Die Entstehung des Drillingturmes ist zunächst auf die Tatsache zurückzuführen, daß das Displacement eines Schiffes in einem schnelleren Verhältnis wächst, wie seine Länge; hiernach macht es die Verwendung von Drillingtürmen möglich, die Zahl der Geschütze bei einer gewissen Schiffslänge zu vermehren, ohne das Displacement unnötig hoch steigern zu müssen.

Aber auch dann, wenn der Wunsch, die Anzahl der Geschützrohre zu steigern nicht besteht, ist die Aufstellung der gleichen Anzahl von Geschützen in Drilling-

türmen schiffbaulich vorteilhafter wie in Doppeltürmen, da durch sie Gewicht und Raum gespart werden, die in anderer Weise dem Schiffe zugute kommen. Diese Gewichtersparnis tritt ein, da die gleiche Anzahl Rohre in Drillingtürmen weniger wiegt wie in Doppeltürmen, und da außerdem bei Herabsetzung der Turmzahl an Barbettegewicht und an Ausdehnung des sonstigen Panzers gespart werden kann. Auf dieser Grundlage wurden in den letzten Jahren die Vor- und Nachteile der Drillingturmkonstruktion in der Fachliteratur fast aller größerer Marinen eingehend besprochen. Abgesehen von unwesentlichen Punkten ergaben die technischen Untersuchungen der Hauptsache nach als Vorteile:

die bereits erwähnte Gewichts- und Raumersparnis,

ferner eine im Verhältnis zur Geschützzahl kleinere Zielfläche;

als Nachteile:

die vermehrte Gefährdung von Gefechtseinheiten beim Außergefechtsetzen eines Geschützturmes,

ferner, das größere Drehmoment beim Schuß eines der seitlichen Rohre infolge ihres größeren Abstandes von der Drehachse, und die hierdurch bedingte Abweichung aus der Schußlinie,

und schließlich die aus der Versorgung von 3 Rohren entstehenden Schwierigkeiten in der Munitionszufuhr.

Für die Konstruktion kommen nur die beiden letztgenannten Nachteile in Betracht.

Zu dem Drehmoment infolge größeren Rohrabstandes ist zu bemerken, daß auch der Doppelturm beim Einzelschuß der Rohre aus seiner Richtung gedreht wird; sollte diese Drehung beim Drillingturm wirklich etwas stärker in die Erscheinung treten, so wird dies kaum als ein schwer wiegender Nachteil aufzufassen sein; jedenfalls tritt durch den größeren Rohrabstand ein Bedenken für die Konstruktion nicht auf.

Die Schwierigkeit in der Munitionszufuhr kann nur beim Umladen in der Umladekammer und beim Einladen unten in die Aufzüge in die Erscheinung treten. Da ich von letzterem Punkt bisher noch nicht gesprochen habe, so will ich dies an

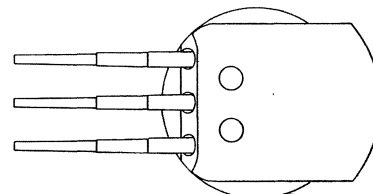
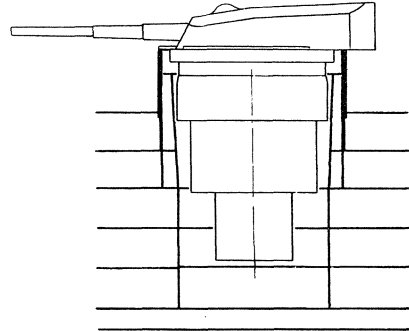


Fig. 36. Drillingturm

Hand einer Abbildung (Fig. 37) nachholen, welche die Einrichtungen einer Geschößkammer sowie die zum Bewegen der Geschosse in derselben erforderlichen maschinellen Hilfsmittel (hier bei hydraulischem und elektrischem Antrieb) nach einer englischen Konstruktion wiedergibt.

Es leuchtet ohne weiteres ein, daß hier durch das Hinzutreten eines dritten Aufzugs beim Drillingturm die Verhältnisse nicht eben vorteilhaft beeinflußt werden; trotzdem kann kein Zweifel bestehen, daß die hierdurch eintretenden Schwierigkeiten überwunden werden können, wenn die Raumverhältnisse entsprechend den sonstigen größeren Abmessungen des Turmes günstiger gestaltet werden. Das gleiche gilt für die Umladekammer.

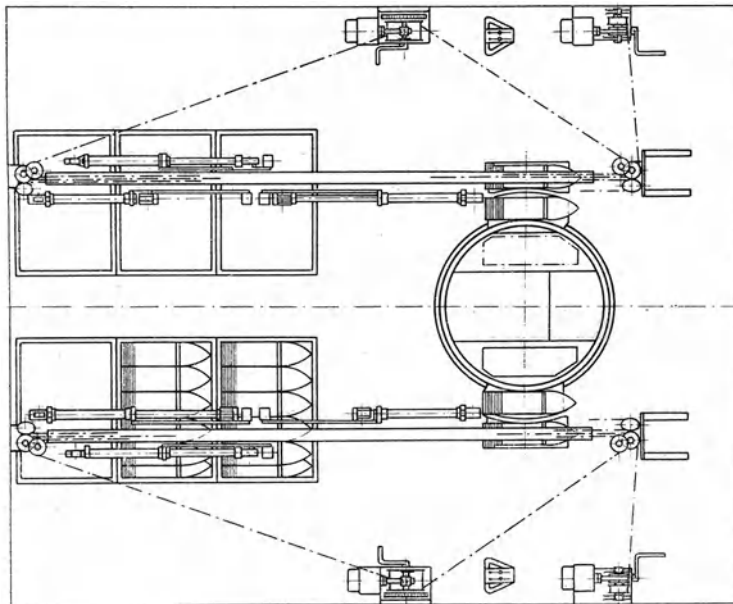


Fig. 37.

Als wirklicher Nachteil bliebe also nur die vermehrte Gefährdung von Gefechtseinheiten beim Außergefichtsetzen eines Geschützturmes übrig, die gegenüber der vorteilhaften Gewichts- und Raumersparnis kaum als schwerwiegend zu betrachten sein dürfte.

Demnach müßte man eigentlich erwarten, daß sich die Einführung des Drillingturmes schneller vollziehen würde, als sie es in der Tat tut.

Soweit aus den Veröffentlichungen in der Presse zu ersehen ist, sollen bisher nur die neuesten italienischen, russischen und österreichischen Linienschiffe Drillingtürme erhalten. Die sonst veröffentlichten Armierungen der neuen Schiffe anderer Marinen sehen wie bisher Doppeltürme vor. Der Übergang auf ein größeres Kaliber

in der englischen und amerikanischen Marine berechtigt zu der Schlußfolgerung, daß auch dort wenigstens vorläufig nicht die Absicht besteht, Drillingtürme zu verwenden.

Die aus dieser Tatsache als noch vorliegend anzunehmenden Bedenken gegen die Verwendung der Drillingtürme werden aber jedenfalls nicht auf dem Gebiete der Technik zu suchen sein; denn ihre Abweichungen von den wohlerprobten Doppeltürmen sind keine derartigen, daß Zweifel an der Brauchbarkeit ihrer Konstruktion berechtigt erschienen.

Hiermit schließe ich meine Betrachtungen. Es war meine Absicht, durch dieselben zu zeigen, in welchem engem Zusammenhang mit schiffbaulichen und besonders auch mit aktuellen maschinenbaulichen Fragen die Konstruktion der modernen Geschütztürme steht, wenn es mir als Nichtfachmann auch natürlich nicht möglich ist, in die Details dieser Fragen näher einzugehen.

Es bleibt mir noch die angenehme Pflicht, der Firma Krupp für die entgegenkommende Unterstützung durch Überlassung von Zeichnungen meinen Dank auszusprechen.

Diskussion.

Herr Dipl.-Ing. O r b a n o w s k i—Hamburg:

Meine Herren! Angesichts der großen, oft für den Erfolg einer Konstruktion ausschlaggebenden Bedeutung der Anordnung der schweren Geschütztürme für unsere Linienschiffe und Linienschiffskreuzer begrüßen die Kriegsschiffbauer, besonders in der Privatindustrie, es mit Freuden, wenn sich ein Artillerist in unserer Versammlung zum Wort meldet.

Wenn auch der Natur der Sache nach das gegebene Material der Öffentlichkeit mehr oder weniger zugänglich ist oder sein muß, so ist doch die Entwicklung der für den Aufbau maßgebenden Hauptgesichtspunkte durch einen Fachmann, wie es seitens des Herrn Vortragenden geschehen ist, für den Schiffbauer sehr wertvoll.

Eine allgemeine Kenntnis der herrschenden modernen artilleristischen und überhaupt militärischen Ideen erhöht fraglos die Chancen des Konstrukteurs der Privatwerften im Konkurrenzkampfe um den Bau von speziell großen Kriegsschiffen für fremde Marinen, in dem ein Erfolg unserer Industrie wohl allseits als volkswirtschaftlich und politisch wünschenswert anerkannt wird.

Da die Entscheidung in diesen Konkurrenzen hauptsächlich von Seeoffizieren gefällt wird, und zwar nicht nur nach technischen, sondern auch nach militärischen Gesichtspunkten, so ist eine Erörterung der in den verschiedenen Marinen maßgebenden herrschenden modernen taktischen und strategischen Ideen für den Kriegsschiffbauer von großem Interesse. Wir wollen daher hoffen, daß, wie zum Beispiel in diesem Frühjahr

in unserer englischen Schwestergesellschaft Admiral Bacon, auch einer aus der großen Zahl der Seeoffiziere, die unserer Gesellschaft angehören, auf unserer nächsten Versammlung dieser Anregung Folge leisten möchte.

Die Zeit gestattet es mir leider nicht, augenblicklich auf alle Punkte in dem Vortrage einzugehen, deren Diskussion von Interesse wäre. Für den Schiffbauer maßgebend sind in erster Linie der Gewichts- und Platzbedarf und dann die Festigkeitsrücksichten, soweit sie sich auf den Geschützunterbau und die Decksausschnitte beziehen, die besonders für seitlich aufgestellte Türme eine Rolle spielen. Ich kann Ihnen aus meinen Erfahrungen versichern, daß sich durch das Zusammenarbeiten von Geschütz- und Schiffskonstruktoren oft große Ersparnisse erzielen lassen. Leider ist der Schiffbauer heutzutage gewöhnt, eine Geschützkonstruktion immer als ein Ganzes hinzunehmen.

Oft steht mehr Platz der Höhe nach zur Verfügung, den der Artillerist vorteilhaft ausnützen kann. Manchmal ist über dem Panzerdeck nur noch ein Deck vorhanden, wie zum Beispiel bei dem hintersten Turm der neuesten argentinischen Linienschiffe. Der Munitionsraum unter dem Panzerdeck ist durch die von verschiedenen Marinen erhobene Forderung, die Munition nicht mehr auf den Doppelboden zu legen, sondern in einem Abstand von 3 bis 4 m darüber, sehr beschränkt. Da kann man sich durch Vergrößerung der Barbettendurchmesser helfen, die es gestattet, die maschinelle Anlage statt in zwei, in einer Etage unterzubringen. Der Gewichtszuwachs ist immer noch geringer als die anderenfalls notwendige Erhöhung der Barbetten und des Decks.

Vor allem spielt also für die Schiffskonstruktion, wie hieraus hervorgeht, der Barbettendurchmesser und die notwendige Höhe der Barbetten über dem obersten Deck eine gewichtige Rolle. Bei verschiedenen Geschützsystemen verschiedener Firmen schwankt dieses Maß zwischen 0,7 und 1,5 m. Bei kleinerem Durchmesser der Barbetten und der Drehschilde kann man die Türme näher aneinanderrücken, beziehungsweise größere Bestreichungswinkel erzielen. In einem Falle meiner Praxis betrug die so erzielte Gesamtgewichtsparsnis bei dem Angebot zweier verschiedener Geschützfirmen für eine Aufstellung von 630,5 cm-Doppeltürmen etwa 6% des Gesamtgewichtes, für die Barbetten allein 230 t. Es ist also für die Schiffbauer im allgemeinen von Interesse, in welcher Weise die von dem Vortragenden erwähnten Konstruktionen dieses Verhältnis beeinflussen.

In der Unterschiffseinteilung spielt die für verschiedene Geschützsysteme verschiedenartige Munitionsstauung eine große Rolle. Manche Konstruktionen verlangen sogar eine Stauung der Granaten in vertikaler Aufstellung und eine Stauung der Granaten und Kartuschen in derselben Ebene auf einem Deck. Einige Konstruktionen verlangen, daß die Granaten unten und die Kartuschen oben verstaut werden, andere dagegen wieder das Gegenteil. Die Stauung der Granaten im oberen Plattformdeck ist natürlich verhältnismäßig einfacher, weil die Granaten weniger Platz wegnehmen als die Kartuschen, und das obere Plattformdeck durch die elektrischen Primärstationen, Rohrgänge usw. doch wesentlich mehr in Anspruch genommen wird.

Auch die Bedienungskreise spielen für den Raumbedarf in den Munitionskammern eine große Rolle und sind bei Anordnung der Granaten im oberen Deck wesentlich geringer.

Die als Nachteil des hydraulischen Betriebes der Türme von dem Herrn Vortragenden angeführte Länge der Dampfrohrleitung ist wohl nicht von so großem Belang, da die hydraulischen Pumpen ja an die bereits vorhandene Dampfhilfsleitung angeschlossen werden können. Die Verunreinigung des Kesselwassers ist unbedeutend und spielt neben den vielen anderen Hilfsmaschinen, zum Beispiel Ventilationsmaschinen usw., keine große Rolle. Der Kraftbedarf eines 30,5 cm Turmes, der meines Wissens für eine elektrische Anlage ungefähr 300 PS. beträgt, dürfte wohl mit 500 PS. für eine hydraulische Anlage zu hoch angenommen sein; dagegen ist die große Raumbeanspruchung der großen hydraulischen Pumpen, die, wie

aus den vorhergehenden Ausführungen hervorgeht, sich schwer unter dem Panzerdeck unterbringen lassen, sehr unangenehm.

In der Frage der Drillingstürme möchte ich den Ausführungen des Vortragenden aus meinen Erfahrungen mit fremden Marinen zustimmen. Die Drillingstürme werden bei weiterer konstruktiver Durchgestaltung und bei dem allgemeinen Wachsen des Deplacements trotz der teilweise jetzt vorgenommenen Vergrößerung der Kaliber von 30,5 auf 34 und 35,5 cm sicher noch eine große Rolle spielen.

Der Herr Vortragende hat bemerkt, daß die Gefahr, daß ein Turm durch einen glücklichen Treffer außer Gefecht gesetzt wird, nicht so sehr hoch anzuschlagen ist. Ich habe freilich aus meinen Verhandlungen mit Herren der russischen Marine 5 Fälle kennen gelernt, wo es in der Schlacht bei Tsushima vorgekommen ist, daß durch einen glücklichen Treffer ein Geschützturm vollständig außer Gefecht gesetzt worden ist.

In der Gewichtsfrage wird es die Versammlung vielleicht interessieren, einen Vergleich der Gewichte zu hören, die ich als Durchschnitt aus verschiedenen Geschützsystemen festgestellt habe. Es wiegen nämlich drei 30,5 cm-Drillingstürme mit allem ihrem Zubehör ziemlich genau soviel wie vier 30,5 cm-Doppeltürme. Die Frontflächen verhalten sich ungefähr wie die Barbettendurchmesser. Der Einfluß auf das Deplacement ist je nach Aufstellung der Geschütztürme verschieden. Bei Festhaltung der Forderung gleichzeitigen Breitseitsfeuers aller schweren Geschütze habe ich bei Linienschiffen zwischen 20 000 und 22 000 t Deplacement und einer Aufstellung von 12: 30,5 cm-Geschützen in Doppeltürmen gegenüber 12: 30,5 cm-Geschützen in Dreifachtürmen Differenzen im Deplacement von 1000 t bis zu 2000 t und darüber bei dem einen beziehungsweise dem anderen Geschützsystem festgestellt. Unter anderem ließen sich mit gleichem Deplacement, also etwa 20 000 t, bei einem Geschützsystem 5 Dreifachtürme aufstellen gegenüber 6 Doppeltürmen, wenn man die Forderung des gleichzeitigen Breitseitsfeuers aufrecht erhält.

Sie sehen aus diesen Beispielen, welche wichtige artilleristische und auch technische Bedeutung die verschiedenen Geschützkonstruktionen für einen Schiffskonstrukteur haben.

Bei der Forderung getrennter Feuerstationen — unter Feuerstation verstehe ich hier den Geschützturm mit darunterliegendem Munitionsraum und allem seinem Zubehör — war es bei den jetzt gebräuchlichen Linienschiffslängen und Linienschiffgrößen nicht möglich, mehr als 4 Feuerstationen aufzustellen, und bei einer Forderung der Herren Artilleristen von 1230,5 cm-Geschützen wäre dies schon für den Schiffskonstrukteur ein Grund, zu 4 Dreifachturmaufstellungen überzugehen, wie sie ja in der russischen, österreichischen und italienischen Marine erfolgt sind. Mit dem Wachsen der Linienschiffslänge, die bei den neuesten Konstruktionen für die brasilianische Marine ja schon 200 m erreicht, wird sich auch noch eine fünfte Feuerstation in dem genannten Sinne unterbringen lassen.

Als erschwerender Faktor kommt hinzu, daß vielfach sehr viel größere Bestreichungswinkel der mittleren Geschütztürme verlangt werden, die in verschiedenen, mir bekannten Fällen bis zu 110° nach Feuerluv bei Echelonaufstellung und 120 bis 140° nach jeder Seite bei Mittschiffsaufstellung betragen.

Ich habe diese für den Schiffbau so wichtigen Fragen angeschnitten in der Hoffnung, daß von einigen unserer Seeoffiziere und Artilleriespezialisten in einer der künftigen Versammlungen diese Frage im Zusammenhange behandelt werde. Wir Schiffbauer würden den Herren in diesem Falle nur sehr dankbar sein.

Herr Wirklicher Geheimer Oberbaurat Dr.-Ing. V e i t h—Berlin:

Meine Herren! Der Herr Vortragende hat uns einen außerordentlich interessanten Vortrag gehalten, wofür wir ihm sicher recht dankbar sind. Er hat dabei auch das wichtige Gebiet des maschinellen Antriebes der Geschütztürme und der Munitionsförderwerke in den Be-

reich seiner Betrachtungen gezogen. Bei den verschiedenen Anschauungen, welche zurzeit hierbei maßgebend sind, möchte ich auch grundsätzlich einige Bemerkungen zu den Ausführungen des Herrn Vortragenden und des Herrn Vorredners machen.

Es unterliegt wohl keinem Zweifel, daß man sowohl hydraulische wie elektrische Antriebe für die Turmbewegung und die Munitionsförderwerke derartig ausführen und vervollkommen kann, daß beide gleichwertig die Bedingungen erfüllen, welche an sie gestellt werden. Wir sehen ja auch, wie bereits vorhin bemerkt wurde, daß in fremden Marinen teils elektrischer, teils hydraulischer Antrieb vorgesehen ist, ja beide auch zusammen auf demselben Schiff.

Da fragt es sich nun: woher kommt diese Erscheinung? Ist sie nur auf eine Unsicherheit zurückzuführen, die in den betreffenden Marinen noch herrscht, oder liegen doch gewisse grundsätzliche Gesichtspunkte vor, welche diese Art und Weise der Ausführung bedingen? Ich bin der Ansicht, daß das letztere wohl zutreffend ist.

Die Ausbildung des Antriebes der Schiffshilfsmaschinen ist jedenfalls auch maßgebend für die gesamte Anlage der Artilleriehilfsmaschinen des Schiffes, denn diese werden sich in folgerechter und in harmonischer Weise der großen Zahl der anderen Schiffshilfsmaschinen möglichst anschließen müssen. Man kann wohl sagen: nach je einheitlicheren Gesichtspunkten die Schiffshilfsmaschinen ausgebildet werden, desto sicherer ist der Betrieb, denn es ist ja gar keinem Zweifel unterworfen, daß die Schulung des Personals nach nur einer Richtung günstigere Ergebnisse zeitigt, als wenn das Personal mit einer großen Anzahl verschiedener Systeme vertraut gemacht werden muß.

Nun haben wir ja auf den Schiffen, wie wir wissen, in der elektrischen Beleuchtung, im Scheinwerferbetrieb, in den Funkspruchanlagen, in den Lüftungsanlagen u. a. schon ganz erhebliche elektrische Einrichtungen, denen sich weiter schwere intermittierend arbeitende Kraftbetriebe anreihen. Die Einführung der Dampfturbine und des Verbrennungsmotors begünstigt einen wirtschaftlichen und sicheren Dynamobetrieb. Wir sind in der Lage, mit Dampfturbinen und Verbrennungsmotoren Dynamobetriebe zu schaffen, welche auf verhältnismäßig geringem Raum große Leistungen in günstigster Weise darzubieten vermögen, und es liegt nichts näher, als die weitere Ausbildung der Schiffshilfsmaschine nach dieser Richtung in Aussicht zu nehmen, welcher Weg auch zweifellos gangbar erscheint.

An viele schwere Schiffshilfsmaschinen sind ähnliche Anforderungen bezüglich Betriebssicherheit, Überlastbarkeit, Umlaufregelung, Steuerfähigkeit usw. zu stellen, wie sie auch für die artilleristischen Einrichtungen notwendig sind, also wird auch eine gleichartige Ausbildung der einzelnen Maschinenarten gesichert sein. Bei der Beschaffung der notwendigen Elektrizität als Antriebskraft ist ferner zu berücksichtigen, daß die schweren allgemeinen Schiffshilfsmaschinen (Bootskräne, Spille, Lenzpumpen usw.) gar nicht oder nur in Ausnahmefällen gleichzeitig mit den artilleristischen Schiffshilfsmaschinen in Betrieb sind, sondern daß sie zu anderen Zeiten in Betrieb genommen werden. Es ist also möglich, eine verhältnismäßig kleine Zentrale für den gesamten großen Betrieb zu schaffen, und damit doch eine große Reserve, denn es kann jede einzelne Dynamomaschine auf den ganzen Betrieb geschaltet werden.

Das sind doch Erwägungen, die für den elektrischen Betrieb bei den gesamten artilleristischen und maschinellen Anlagen sprechen.

Betrachtet man die Personalfrage, so mag zugestanden werden, daß der hydraulische Betrieb allgemein weniger Anforderungen an die Vorbildung des Bedienungspersonals stellt, als der elektrische Betrieb. Wird aber berücksichtigt, daß das Personal doch auch noch elektrisch ausgebildet werden muß, um schon dem für die bereits vorhandenen elektrischen Schiffseinrichtungen erforderlichen Betrieb gerecht zu werden — es sind auf größeren Schiffen an elektrischen Einrichtungen für den Schiffsbetrieb allein etwa 120 Motoren

vorhanden, welche Zahl mit den artilleristischen Antrieben auf etwa 270 steigt —, dann kann doch wohl angenommen werden, daß das Personal auch den elektrisch artilleristischen Betrieb zu übernehmen imstande sein wird.

Außerdem möchte ich aus meinen Erfahrungen sagen, daß gerade unser Untersonal sich sehr gern in die elektrischen Einzelheiten des Bordbetriebes hineinzuarbeiten bestrebt ist und auch mit geeigneten Kenntnissen, dank der vorzüglichen Schulen, über welche wir verfügen, versehen ist.

Es unterliegt keinem Zweifel, daß den elektrischen Firmen noch bis zur höchsten Vollendung der elektrischen Anlagen, besonders für artilleristische Zwecke, eine große Summe von Aufgaben gestellt werden muß. Bei der großen Leistungsfähigkeit, welche in Deutschland die Elektrotechnik besitzt, und bei dem rastlosen Vorwärtstreben, das sie beseelt, steht mit Sicherheit zu erwarten, daß sie auch den höchsten Anforderungen gerecht werden wird.

Wie nun auch die Entwicklung sich vollziehen mag, es ist klar, daß Schwierigkeiten überall auftreten werden, welchen Weg man auch beschreiten wird; man wird überall Steine hinwegräumen müssen. Aber man soll sich auch hüten, für Erscheinungen, welche da und dort bei dem elektrischen Betriebe zu Schwierigkeiten geführt haben, überall die Elektrizität als Sündenbock hinzustellen, wie dies häufig geschieht, sondern erst nachforschen, ob nicht leicht abwendbare Bedienungs- oder Ausführungsfehler vorliegen.

Welcher Weg auch gegangen werden muß, es wird dahin zu streben sein, daß in möglicher Übereinstimmung mit den maschinellen Anlagen, welche sonst im Schiff vorhanden sind, die artilleristischen Einrichtungen ausgeführt werden. Zurzeit scheint die Elektrizität hierin den Vorrang zu haben.

Herr Fregattenkapitän T h o r b e c k e—Berlin (Schlußwort):

Zu den Ausführungen des Herrn Oberingenieurs O r b a n o w s k i habe ich zu bemerken, daß es mir bei der Besprechung des von mir behandelten Themas nicht möglich war, so in die Einzelheiten einzugehen, wie es die Beantwortung seiner Fragen nach Maß- und Gewichtsangaben, zum Beispiel nach Barbettedurchmessern und Bedienungskreisen, erforderlich gemacht hätte. Ich glaube ihn auch nur so verstanden zu haben, als ob er damit eine Anregung für spätere Erörterung dieser Fragen geben wollte.

Was den Kraftbedarf anlangt, so habe ich mit 500 PS für einen 30,5 cm-Turm nur eine allgemeine runde Zahl angeben wollen. Ich bemerke hierzu, daß wohl auch bedacht werden muß, was damit alles angetrieben wird. Ich habe nur von Aufzügen und Richtmitteln gesprochen. Es sind aber noch eine Reihe von maschinellen Einrichtungen in den Türmen vorhanden, die nicht unter diese Rubrik fallen und auch Kraft erfordern; dieser Kraftbedarf muß bei der Bemessung mit in Rechnung gezogen werden. Vor allem kommt aber auch noch in Frage, welche Sicherheitsüberschüsse an Kraft einer Konstruktion zugrunde gelegt werden.

Was die vermehrte Gefährdung von Gefechtseinheiten beim Außergefechtsetzen eines Drillingturms anlangt, so möchte ich besonders hervorheben, daß auch ich sie sehr hoch veranschlage. Wenn mir aber die Möglichkeit geboten wird, bei gleichem Deplacement eine größere Anzahl von Rohren auf einem Schiffe unterzubringen, so werde ich auch das Risiko laufen können, daß mir beim Außergefechtsetzen eines Turmes ein Rohr mehr verloren geht.

Was nun schließlich die Verhältniszahlen der Gewichte von Drilling- und Doppeltürmen anlangt, die uns Herr Oberingenieur O r b a n o w s k i gab, so bemerke ich dazu,

daß die in der Literatur bekannten Verhältniszahlen recht bedeutend voneinander abweichen. Für die Schaffung solcher Verhältniszahlen scheint es mir das Hauptfordernis zu sein, daß die in Vergleich gezogenen Turmkonstruktionen auf ganz gleichen Grundlagen vollständig durchgearbeitet werden. Nur dann ist es möglich, wirklich einwandfreie Verhältniszahlen zu schaffen.

Den Betrachtungen des Herrn Geheimrat V e i t h über die Wartung der maschinellen Einrichtungen und die Personalfrage kann ich nur voll beistimmen. Zu seinen technischen Ausführungen wage ich nicht irgendwelche Stellung zu nehmen. Ich kann ihm nur danken, daß er dazu das Wort genommen hat.

Im übrigen danke ich den Herren für das Interesse.

Herr Geheimrat und Professor B u s l e y—Berlin:

Meine Herren! Herr Fregattenkapitän T h o r b e c k e hat uns eine umfangreiche Monographie über den Aufbau der modernen Geschütztürme gegeben, die für die meisten von uns, die wir auf diesem Gebiet doch nur Laien sind, höchst lehrreich war, und zwar war der Vortrag um so wertvoller, als er sich durch übersichtliche Gliederung und große Klarheit auszeichnete. Ich darf deswegen wohl im Namen der Schiffbautechnischen Gesellschaft Herrn Fregattenkapitän T h o r b e c k e unseren wärmsten Dank aussprechen. (Beifall.)

XI. Über Schiffsdieselmotoren.

Vorgetragen von Th. Sailerlich - Osterholz-Scharmbeck.

Seit den Tagen der alten Niederdruck-Dampfmaschine finden wir keinen Zeitpunkt, in dem die Schiffahrtsbetriebe vor Entschlüssen von so weittragender Bedeutung standen wie gerade heute. An Stelle der hochentwickelten Dampfmaschinenanlage, deren Leistungsfähigkeit kaum noch steigerungsfähig erscheint, findet jetzt der Dieselmotor Eingang als Schiffsmaschine.

Der Dieselmotor ist die vollkommenste Verbrennungskraftmaschine der Gegenwart für flüssige Brennstoffe. Nach neueren Versuchen beträgt die Ausnutzung des Brennstoffes 33 bis 35% gegenüber 23% bei der Gaskraftmaschine und 13% bei den besten Dampfmaschinenanlagen mit Überhitzung. Dies resultiert aus der direkten Verbrennung des Brennstoffes im Zylinder ohne jedwede vorherige Umsetzung desselben, wobei der Brennstoff darin zur vollkommenen restlosen Verbrennung gelangt.

Mit Bezug auf die Fabrikation ist der Dieselmotor als eine Maschine bekannt, welche hohe Anforderungen stellt und peinliche Sorgfalt hinsichtlich Auswahl des Materials in den meisten ihrer Teile verlangt. Aber bei dem heutigen Stand der Materialkunde und der leichten Beschaffung jedweden hochwertigen und geeigneten Spezialmaterials, mehr noch aber infolge des in seiner Entwicklung weit fortgeschrittenen Werkzeugmaschinenbaues verursacht die Herstellung von Dieselmotoren durchaus keine bedeutenden Schwierigkeiten.

Der Großdieselmotor wird in seinem Aufbau der Dampfmaschine außerordentlich ähnlich und seine Entwicklung in dieser Beziehung ein Gegenstück zu derjenigen der Großgasmaschine werden, welche ebenfalls erst durch die Anlehnung an mustergültige Dampfmaschinenkonstruktionen ihre Reife erlangt hat.

Mit dem auch in Schiffbaukreisen noch herrschenden Vorurteil gegen Dieselmotoren wird bald gebrochen werden, nachdem erfreulicherweise in der allerjüngsten Zeit verschiedene Werften den Beweis geliefert haben, daß sie auf den ersten Antrieb sogar mit ihren vorhandenen normalen Einrichtungen in der Lage waren, einwandfreie und betriebssichere Motoren zu bauen.

In allen Betrieben hat der Dieselmotor als stationäre Maschine schon Eingang gefunden. Selbst unter den schwierigsten Betriebsverhältnissen hat er sich als brauchbare Maschine erwiesen.

Inwieweit er sich bis dahin als Schiffsmaschine entwickelt hat, hat im vorigen Jahre Herr Professor Romberg an dieser Stelle in umfassender Weise berichtet.

In seinen bisherigen Ausführungen war der Dieselmotor fast ausschließlich einfach wirkend. Der Arbeitsprozeß erfolgte in der Regel im Viertakt, während in neuerer Zeit hingegen auch das Zweitaktverfahren immer mehr an Bedeutung gewonnen hat. Die Bestrebungen, den Dieselmotor für größere und ganz große Leistungen und schließlich auch für die Großschiffahrt verwendbar zu machen, haben den Anstoß zur Anwendung des doppelt wirkenden Motors sowohl nach dem Viertakt- wie Zweitaktssystem gegeben. Schon ist zur Tatsache geworden, daß derartige Konstruktionen in Ausführung begriffen sind und deren Vollendung in absehbarer Zeit entgegengesehen werden kann, denn die führenden Reedereien haben inzwischen die hohe Wirtschaftlichkeit der Verbrennungsmotoren erkannt und sind bereits vereinzelt mit Aufträgen an die Schiffbauindustrie herangetreten.

Dem Konstrukteur erwächst nun die Aufgabe, dem als Landmaschine bereits bewährten Dieselmotor unter den veränderten schwierigen Bordverhältnissen jene Betriebssicherheit und Manövrierfähigkeit zu geben, die die Schiffsdampfmaschine auszeichnet, und weiter infolge der fortfallenden Kesselanlage für die Hilfsmaschinen sowohl auf Deck wie im Maschinenraum einfach zu bedienende und zu unterhaltende Antriebsmittel zu finden, die den rauen Anforderungen des Schiffsbetriebes standhalten.

Die Vorteile, die sich beim Einbau einer Dieselmotorenanlage als Schiffsmotor gegen den Einbau einer Dampfmaschinenanlage ergeben, dürften je nach dem Schiffstyp und der Größe der Anlage verschieden sein. Es sind diese im allgemeinen und wesentlichen folgende:

Der Gewinn an nutzbarem Raum durch Fortfall der Kesselanlage und geringen Umfang der Brennstoffbehälter,

erhöhte Tragfähigkeit infolge des geringen Gewichtes der Motorenanlage und der Brennstoffe,

Ausnutzungsmöglichkeit von sonst beschränkt nutzbaren Räumen für Brennstoffbunker.

Zeitgewinn und Lohnersparnis durch schnelleres und leichteres Bunkern sowie durch Fortfall des Kohlentrimmens,

schnellere Betriebsbereitschaft der Motoranlage,

geringere und leichtere Wartung,
 Personal- und Raumersparnis durch Fortfall des Heizerpersonals,
 geringere Brennstoffkosten,
 kühlere Maschinenräume, infolgedessen leistungsfähigeres Personal, besonders mit Rücksicht auf heiße Klimate,
 die Möglichkeit, Brennstoffe für erheblich längere Reisen mit nehmen zu können, also größerer Aktionsradius.

Die Einführung der Schiffsdieselmotoren erfordert aber auch die Lösung neuer wirtschaftlicher und konstruktiver Aufgaben, welche insbesondere bedingt werden:

1. durch den Brennstoffmangel in vielen Häfen,
2. durch den Mangel an Dampf zur Betätigung der Hilfsmaschinen auf Deck und im Maschinenraum sowie für die Heizung.

Die den vorliegenden Mitteilungen der Hauptsache nach zugrunde liegenden Schiffsdieselmotoren sind hinsichtlich ihrer Konstruktion insofern bemerkenswert, als sie sich in mancher Beziehung wesentlich von den bisherigen Ausführungen unterscheiden. Nicht minder gebührt ihnen in wirtschaftlicher Hinsicht ein gewisses Interesse. Sind es doch die ersten Schiffsdieselmotoren, die von einer Werft an der Nordsee, von der Firma J. Frerichs & Co. in Osterholz-Scharmbeck und Einswarden, nach eigenen Konstruktionen erbaut und in den Dienst gestellt wurden und die sich somit als ein weiteres Glied in der rastlos fortschreitenden Entwicklung des Schiffsdieselmotors den bisherigen Ausführungen anreihen. Es sind dies:

1. Der direkt umsteuerbare 4-Zylinder-Dieselmotor von maximal 200 PS effektiv bei 360 Umdrehungen pro Minute eingebaut in das von der gleichnamigen Werft gebaute Verkehrsboot „Frerichs“;
2. der 90-PS-effektiv-2-Zylinder-Schiffsdieselmotor mit 330 minutlichen Umdrehungen in Verbindung mit einem Wendegetriebe zum Antrieb des Heringsloggers „Ewersand“, welcher von der „Braker Heringsfischerei A.-G.“ in „Brake“ in Betrieb genommen wurde.

Das Verkehrsboot „Frerichs“.

Das Verkehrsboot ist als Einschrauber und nach den Vorschriften des Germanischen Lloyd für kleine Küstenfahrt gebaut und seit diesem Frühjahr in Betrieb. Es dient für den eigenen Bedarf, zum Verkehr zwischen der Werft in Einswarden und dem jenseitigen Weserufer, vor allem aber zur Leistung von Schlepperdiensten für den Slipbetrieb. Aus diesem Grunde ist es auch mit einem starken

Schleppgeschirr ausgerüstet. Die Schleppkraft beträgt etwa 2200 kg an der Trosse gemessen.

Als Betriebsstoff gelangt das sogenannte Gasöl zur Verwendung, von dem 1000 kg in 2 Tanks unterhalb der Kajüte untergebracht sind, welcher Vorrat jedoch noch bequem hätte verdoppelt werden können. Diese 1000 kg gestatten bei einer Geschwindigkeit von 9,5 Seemeilen einen Aktionsradius von 240 Seemeilen, eine Strecke, welche ungefähr dem Seeweg Bremerhaven—Hamburg und zurück entspricht.

Verkehrsboot „Frerichs“.

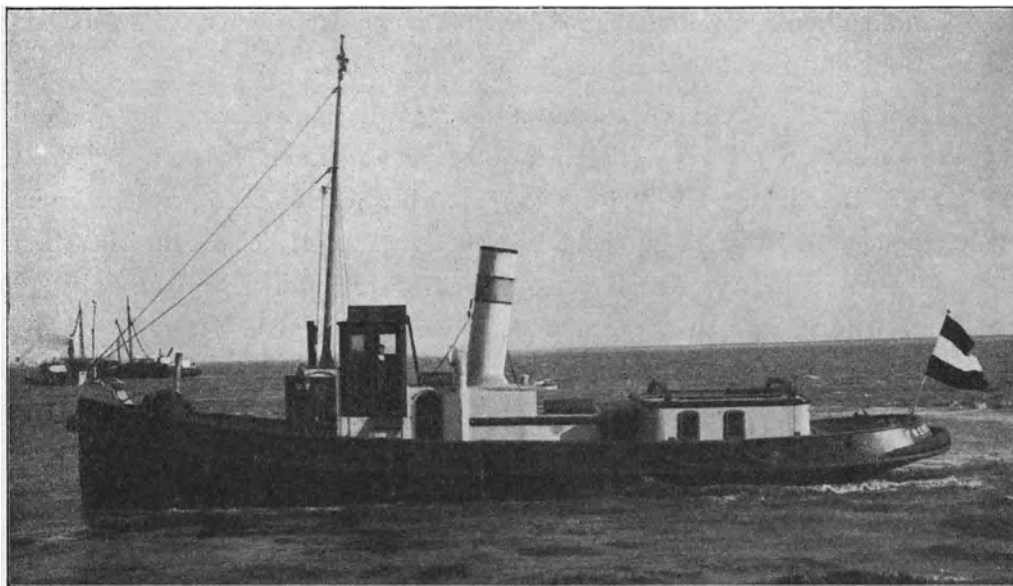


Fig. 1.

Das Fahrzeug bewahrt in seinem äußeren Aussehen den Typ eines Schleppdampfers, da ein Schornstein für die Abfuhr der Gase beibehalten wurde. Es besitzt bei einer Länge von 18 m einen sehr geräumigen Maschinenraum. Neben den Logis und sonstigen Einrichtungen befindet sich an Deck noch eine geräumige Kajüte, in welcher 20 Personen Platz finden können. Diese bequeme Raumverteilung ist dem Fortfall des Kessels sowie der Kohlenbunker zu verdanken.

Der Motor ist ein direkt umsteuerbarer und mit der Propellerwelle direkt gekuppelter 4-Zylinder-Viertaktmotor, der bei 360 Umdrehungen 200 effektive PS, an dem Schwungrade gemessen, leistet und dem Schiff eine Maximalgeschwindigkeit von etwa 10 Knoten erteilt. Sein Gewicht beträgt circa 10 000 kg.

Direkt umsteuerbarer Schiffsdieselmotor, 200 PS effektiv 360 Umdr. pro Minute,
eingebaut in das Verkehrsboot „Frerichs“.

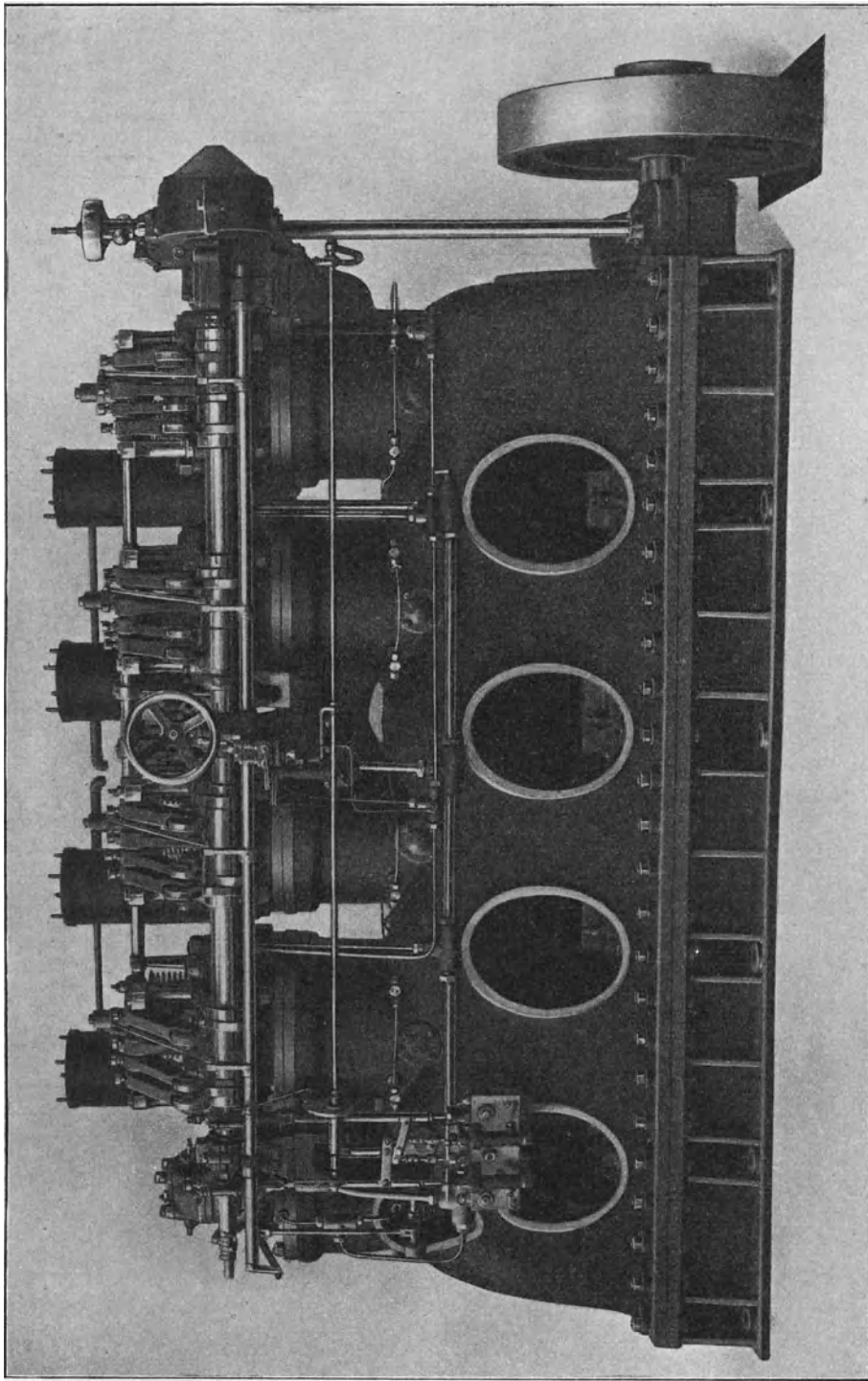


Fig. 2.

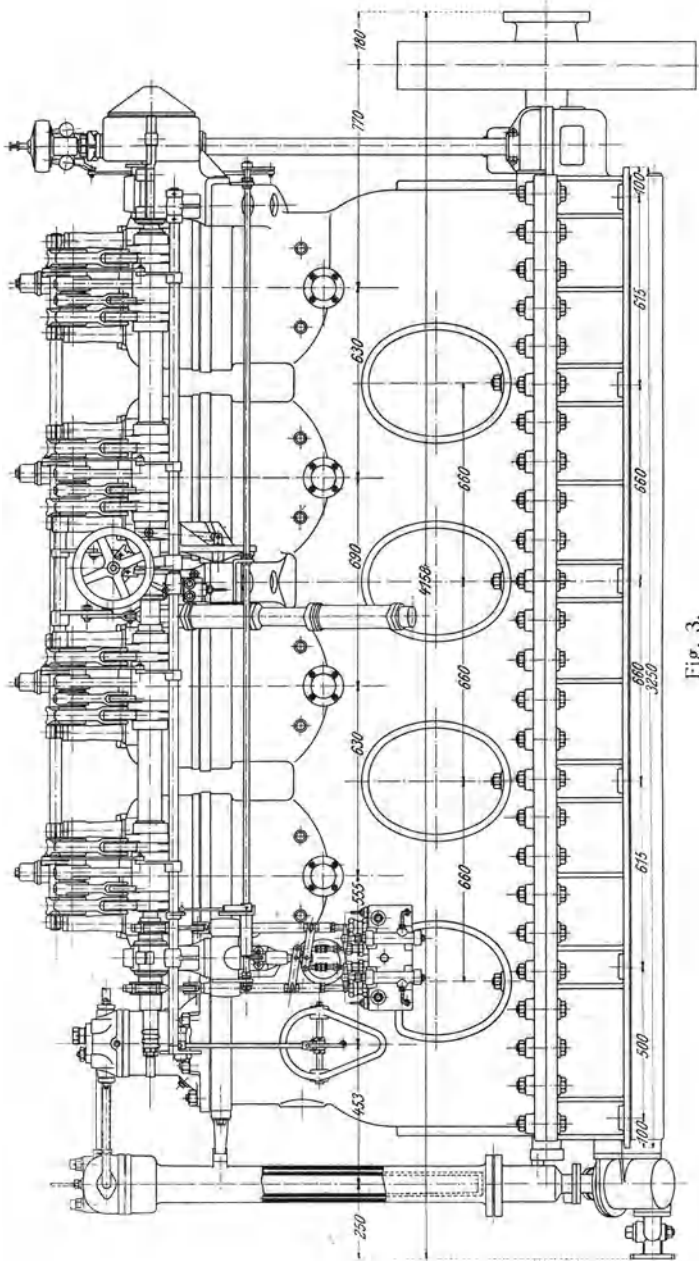


Fig. 3.

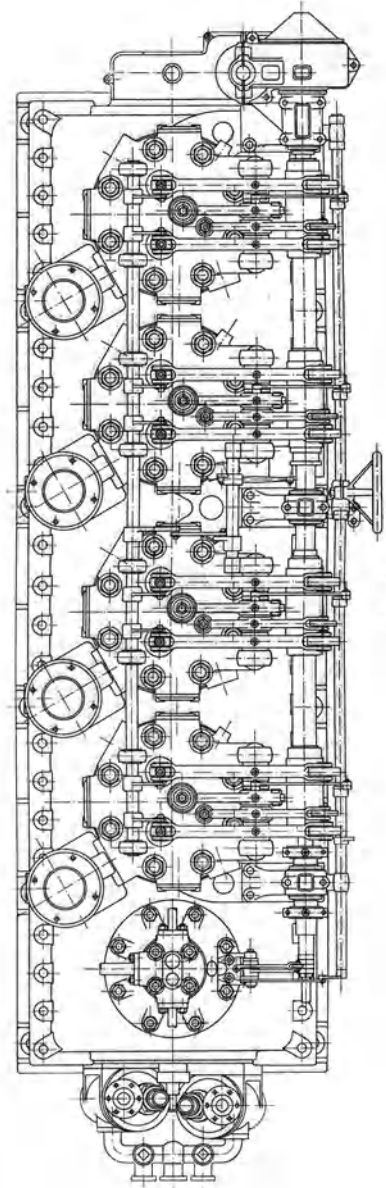


Fig. 4.

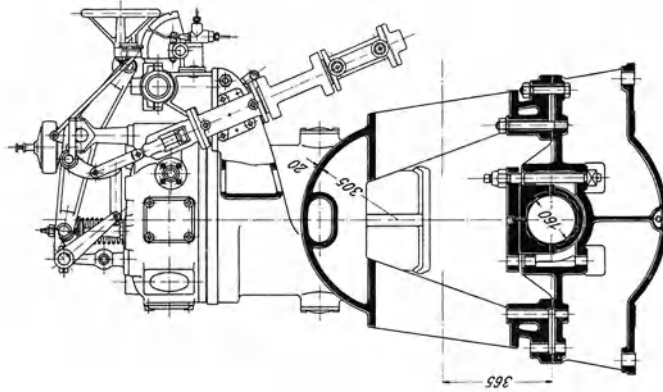


Fig. 7.

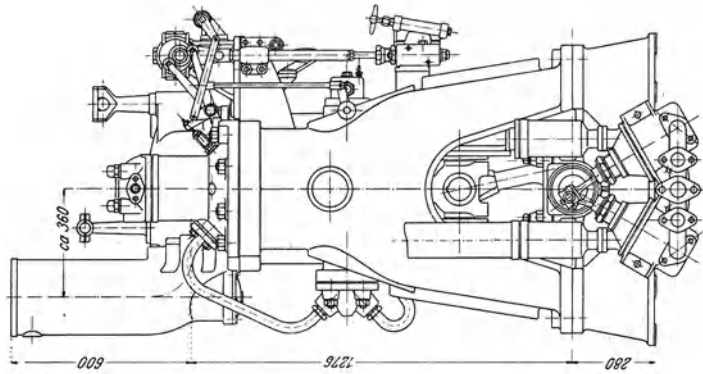


Fig. 6.

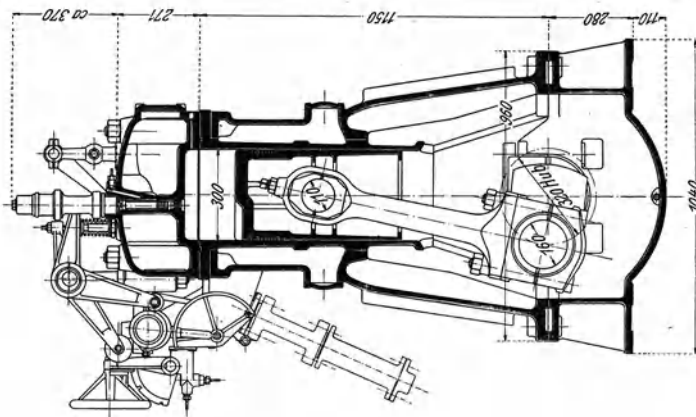


Fig. 5.

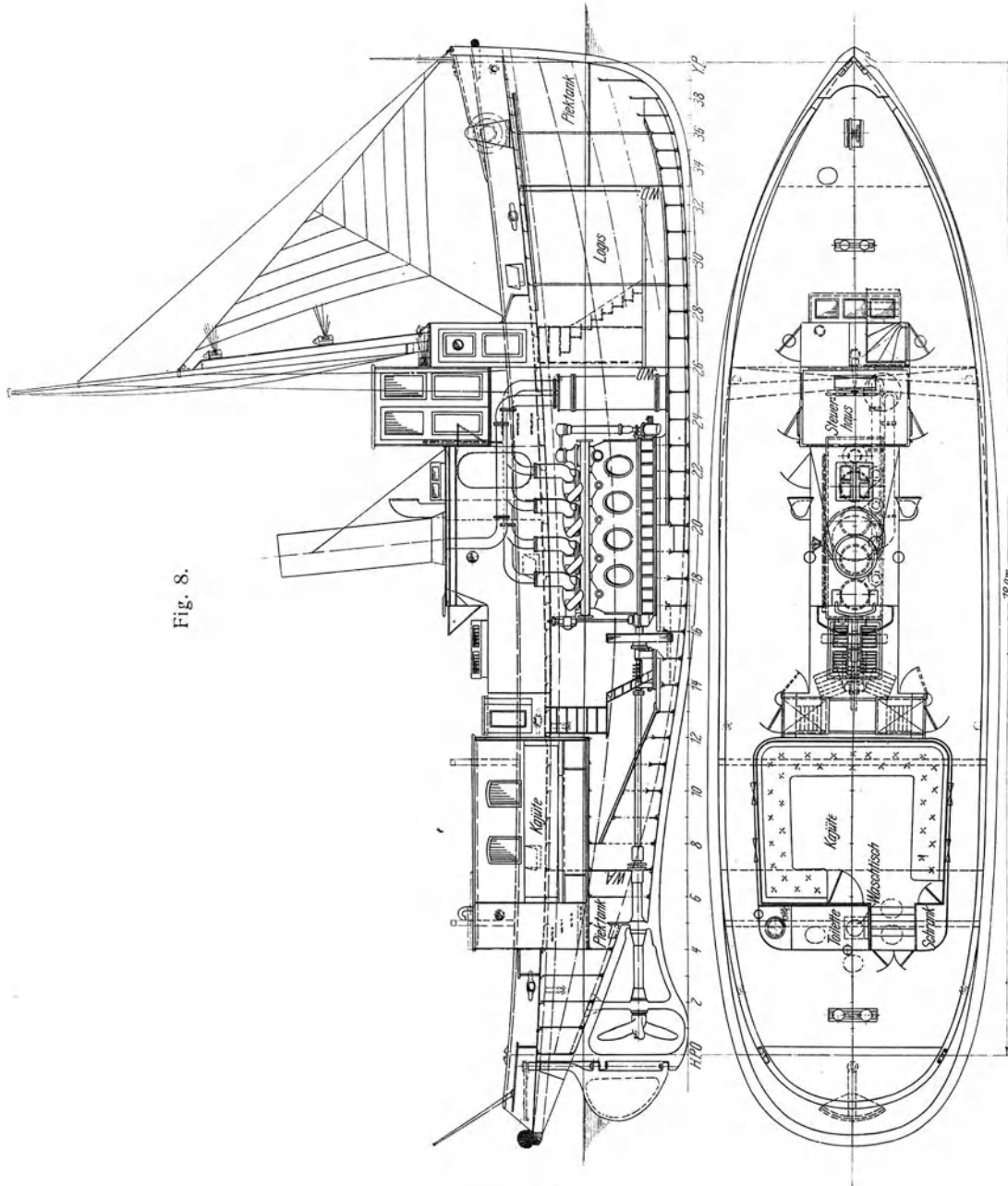


Fig. 8.

Fig. 9.

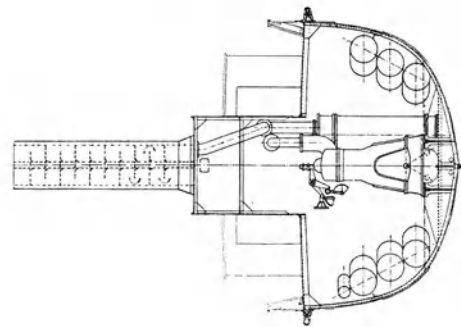


Fig. 10.

Die Umsteuerung erfolgt unter Zuhilfenahme von Preßluft, welche in ausreichendem Maße vorhanden ist, pneumatisch durch die Verschiebung der horizontalen Steuerwelle, indem dadurch die Ventilhebel mit einem zweiten System von Steuernocken, die speziell für den Rückwärtslauf eingestellt sind, in Berührung gebracht werden. Der Vorgang selbst erfolgt rasch und sicher und kann erforderlichenfalls sogar in Bruchteilen von einer Sekunde erreicht werden. Zu ihrer Betätigung ist nur ein einfacher Druck in der jeweils beabsichtigten Fahrtrichtung erforderlich.

Durch eine besondere Einrichtung des Kompressors wird volle Sicherheit hinsichtlich Anspringens des Motors nach beiderlei Richtungen hin selbst in dem Falle, daß der Motor in seinen Totpunktlagen hängen bleiben sollte, gewährleistet.

Die Steuerung des Motors ist die denkbar einfachste. Alle erforderlichen Betätigungen und Einstellungen sind in einem einzigen Mechanismus, dem Steuerungsapparat, untergebracht. Zur vollständigen Bedienung der Steuerung einschließlich der Einstellung des Motors für volle bis langsame Fahrt ist nur ein einziger Handgriff, der der Bequemlichkeit halber als Handrad ausgebildet ist, erforderlich.

Kühlwasser- und Lenzpumpe werden von der Motorkurbelwelle aus mit einer Stirnkurbel angetrieben und sind gemäß der Fig. 6 auf der gemeinsamen Grundplatte befestigt.

Die heißen Auspuffgase werden beim Austritt aus dem Zylinder in einem doppelwandigen Auspuffkrümmer mit Wasser gekühlt. Nach ihrer Vereinigung in einem Sammelrohr werden sie in einen großen Kondensator, der die Rolle des Schalldämpfers übernimmt, geleitet und abermals gekühlt. Von da aus führt die Auspuffleitung in den Schornstein, woselbst die Abgase kataraktförmig in die Höhe steigen und weiterhin mehr als ausreichend gedämpft werden.

Die Lenzpumpe dient dabei als Kühlwasserpumpe für den Auspuff.

Die Preßluft, welche für die vorkommenden Manöver erforderlich ist und mittels eines 2 stufigen Kompressors, der gleichsam den 5. Zylinder des Motors bildet, vom Motor selbst erzeugt wird, findet Aufnahme in 6 großen Druckgefäßen, Fig. 10, die ohne große Inanspruchnahme von Platz serienweise seitlich im Maschinenraum an der Schiffswand befestigt sind. Weiterhin ist noch eine kleinere Luftflasche auf der Backbordseite angeordnet, die an den Kompressor angeschlossen ist und als Einblasegefäß dient, aus dem die Luft zum Einblasen des Brennstoffes in die Zylinder und zum Umsteuern entnommen wird. Die 6 großen Flaschen dienen nur zum Anlassen. Die zum Anlassen verbrauchte Luft wird von dem kleinen Einblasegefäß aus während der Fahrt allmählich wieder ergänzt.

Ein Maschinentelegraph und eine Sprechrohrleitung vermitteln die Kommando des Steuermanns in den Maschinenraum.

Bei der Konstruktion des Motors war die Forderung nach größter Einfachheit maßgebend. Insbesondere war die Aufgabe gestellt, die Anzahl der Zylinder sowie die der beweglichen Teile möglichst zu beschränken.

Für das Anlassen eines Viertaktmotors in jeder Stellung sind nun unter Beibehaltung der bisherigen Art des Anlassens, d. h. im Viertakt, mindestens sechs Zylinder erforderlich. Gewünscht war aber eine Beschränkung auf nur vier Zylinder. Ein Ausweg war gegeben durch das Vorhandensein des direkt mit dem Motor gekuppelten Kompressors. Es wurde nämlich ein Kompressor besonderer Konstruktion gewählt und dieser mit einer Steuerung versehen, welche es ermöglichte, denselben in denjenigen Stellungen, in welchen der Motor durch seine vier Zylinder mittels Preßluft nicht zum Anspringen gebracht werden konnte, mit Luft aus den Preßluftbehältern der Art zu beaufschlagen, daß der Kompressorzylinder als Arbeitszylinder den Motor zum Anspringen bringt.

Auf diese Weise wurde es möglich, die gestellte Aufgabe mit einem Vierzylinderviertaktmotor zu lösen.

Des weiteren war für die Konstruktion des Motors die Forderung nach möglichst geringen Herstellungskosten maßgebend. In dieser Hinsicht kann der Konstrukteur nicht aufmerksam genug sein, da die Preise der Dieselmotoren bis in die jüngste Zeit hinein immer noch verhältnismäßig hoch sind.

Die Grundplatte des Motors ist aus Gußeisen hergestellt und in einem Stück gegossen. Sie ist unten geschlossen und die einzelnen Kurbeltröge sind unter sich durch Kanäle verbunden, so daß das sich in denselben ansammelnde Schmieröl an einem Ende abgelassen werden kann. Die Grundlager (Fig. 7) lassen in der Hauptsache die im Schiffsmaschinenbau allgemein übliche Konstruktion erkennen; die untere Lagerschale ist rund ausgeführt und deshalb leicht zu entfernen, die obere dagegen eckig. Eine Platte aus Siemens-Martin-Stahl ist an die Stelle des gußeisernen Lagerdeckels getreten.

Der Ständer, Fig. 11—14, ist in Form eines Kastengestells ausgeführt, das ebenfalls wie die Grundplatte aus Gußeisen und in einem Stück gegossen ist. Bei der Konstruktion wurde auf möglichst große Abrundungen der Hauptwert gelegt. Horizontale Flächen, auf die sich die einzelnen Zylinder aufsetzen, wurden vermieden, desgleichen auch alle räumlichen Ecken, weil dieselben stets die Anhäufung von Gußmassen begünstigen und eine große Gefahr zufolge Gußspannungen in sich einschließen.

Die Grundform besteht oben aus einem halbzylindrischen Körper, der an den beiden Enden durch Kugelflächen abgeschlossen ist. Die beiden nach unten auseinandergehenden ebenen Längswände sind durch mehrere elliptische Öffnungen, durch welche die Zugänglichkeit der Triebwerksteile erreicht wird, durchbrochen. Diese

Fig. 11

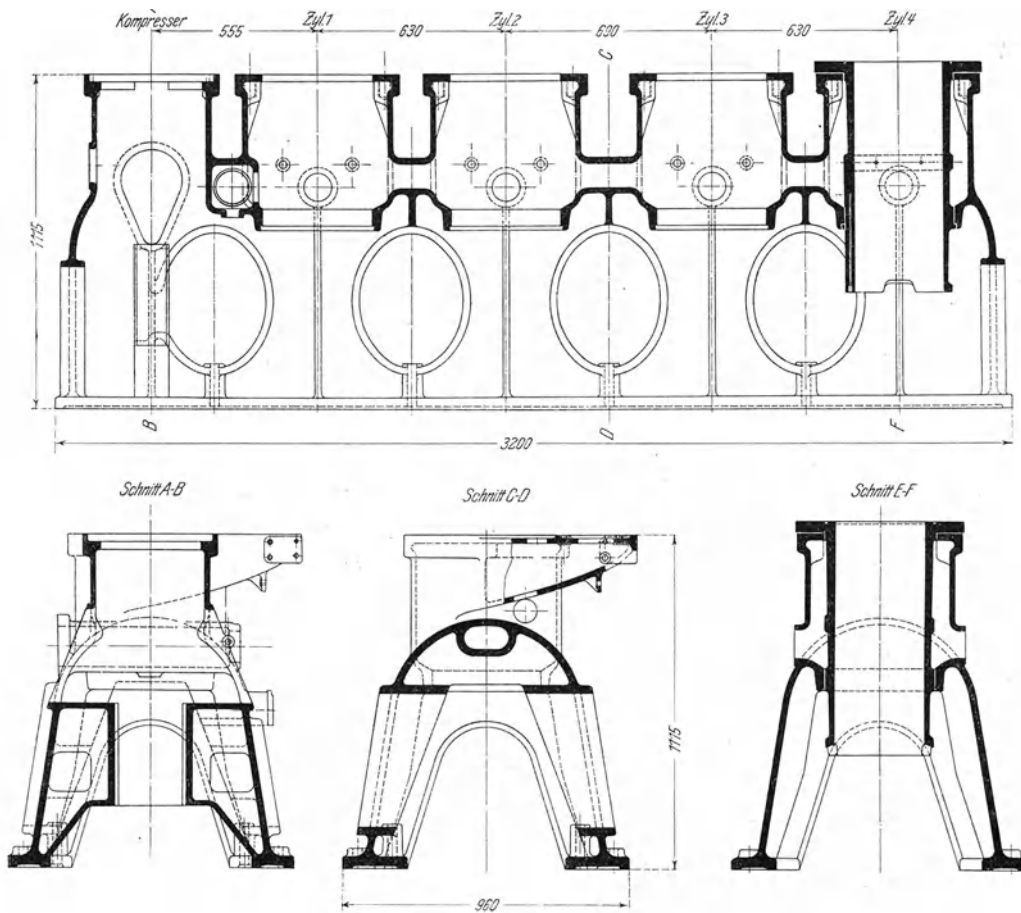


Fig. 12.

Fig. 13.

Fig. 14.

Öffnungen sind jeweils zwischen 2 Zylindern angeordnet, um die Kräfte von den Deckelschrauben auf direktem Wege auf die Grundplatte zu übertragen. Wie üblich sind Zylinderbüchsen eingezogen, welche unten nach dem Kühlwasser-raum hin durch einen eingestemmt Bleiring abgedichtet werden. Durch Kanäle sind die Kühlwasserräume der einzelnen Zylinder unter sich verbunden. Ferner

sind an jedem Zylinder runde Reinigungsluken vorgesehen. Zwischen dem Kompressor und dem benachbarten Motorzylinder ist ein Kasten eingegossen, der zur Aufnahme eines Kühlers für die vom Niederdruckzylinder des Kompressors kommende vorkomprimierte Luft bestimmt ist. Drei horizontal heraustretende Konsolen bilden die Stützen für die Steuerwelle. Die Wandstärke des Kastens ist in allen Teilen gleich stark und beträgt 20 mm.

Der Zylinderdeckel, Fig. 15—17, ist das wichtigste größere Gußstück des Motors, weil in ihm alle Organe, die zur Durchführung des Arbeitsprozesses erforderlich werden, untergebracht sind. Es sind dies: das Einsaug- und Auspuffventil, das Anlaß- und Brennstoffventil. Alle Ventile müssen soweit als möglich auf den verhältnismäßig kleinen Raum innerhalb der Zylinderbohrung zusammengedrängt werden. Gleichzeitig soll aus gießereitechnischen Gründen unter dem Hinweis auf Gußanhäufungen und der damit stets unvermeidlich verbundenen Lunkstellen für entsprechende Zwischenräume zwischen den einzelnen Ventilgruppen gesorgt werden. Dieselbe Forderung muß auch im Interesse einer gleichmäßigen und intensiven Kühlung mit Rücksicht auf die bei ungleichmäßiger Erwärmung während des Betriebes auftretenden gefährlich werdenden Spannungen gestellt werden. Ferner ist ein absolut dichter Guß insbesondere an den Abdichtungsflächen und den Sitzflächen der Ventile wie in allen Teilen, die dem inneren Zylinderdruck ausgesetzt sind und mit den hohen Luftdrücken in der Anlaß- und Einblaseleitung in Verbindung stehen, eine unerläßliche Bedingung für die Herstellung brauchbarer Deckel.

Alle diese Anforderungen zu erfüllen bereitet jedoch keine besonderen Schwierigkeiten. Wie aus den Schnittzeichnungen ersichtlich ist, sind der Auspuff- und der Einsaugkrümmer bis auf den Deckelboden von den übrigen beiden durch den Hohlraum im Deckel hindurchgehenden Röhren, welche zur Aufnahme des Anlaß- und Brennstoffventils dienen, getrennt; ebenso ist auch zwischen den beiden letzteren ein genügend großer Durchgang vorhanden. Der Auspuffkrümmer ist bis zu seinem seitlichen Austritt aus dem Zylinderdeckel allseitig mit Wasser umspült. Er bietet infolge seiner Krümmung den austretenden Auspuffgasen eine stoßfreie Ablenkung nach der Austrittsseite hin. Der Sitz der Auspuff- und Saugventile ist direkt im Deckelfleisch ohne besonderen Einsatz. Nur auf diese Weise war es möglich, die beiden Ventile so nahe zusammenzurücken, daß sie bei der gewählten reichlichen Größe noch annähernd innerhalb des Zylinderkreises zu liegen kamen, ohne gleichzeitig zusammenzuwachsen. Dem könnte allerdings entgegengehalten werden, daß das eingesetzte Ventil den großen Vorteil der Demontierbarkeit hat, während hier immer der ganze

Fig. 15.

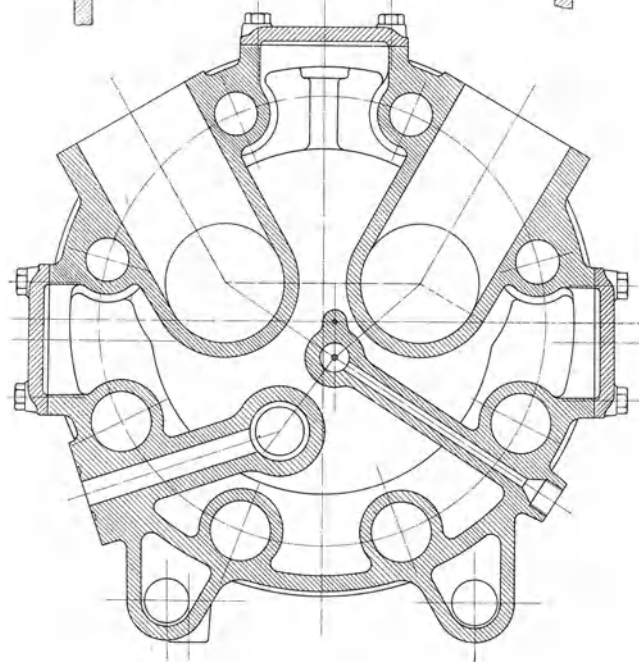
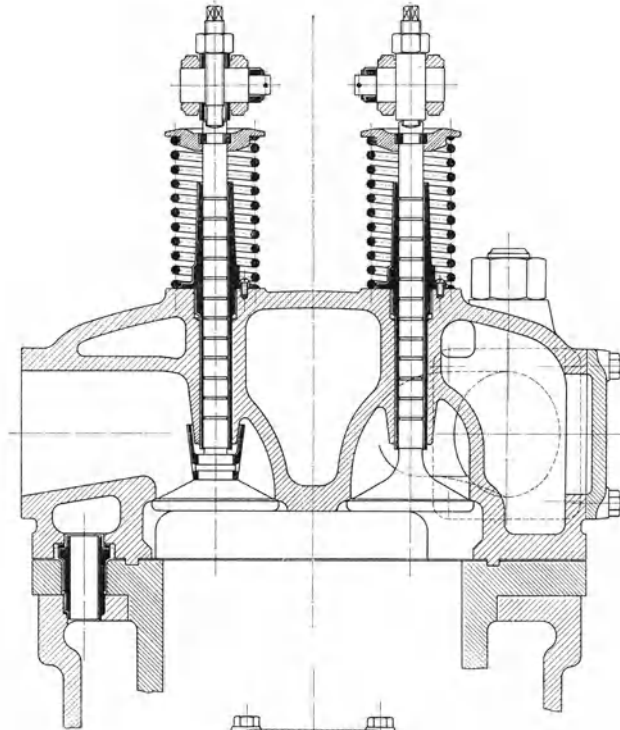


Fig. 16.

Deckel abgenommen werden muß. Bei Ventilen dieser Größe hat sich aber nachteiliges nicht herausgestellt. Ein beträchtlicher Teil der Spindelführung ist nämlich mit Wasser intensiv gekühlt und dadurch kommt der einzig mögliche Nachteil, der hier vorgebracht werden könnte, d. i. die Verreibung der Spindel in dem den heißen Auspuffgasen ausgesetzten Teil der Spindelführung, außer Betracht. Ferner ist noch der untere Teil der Spindelführung vor den ausströmenden heißen Auspuffgasen durch einen Kegel (Fig. 15) geschützt. Bei größeren Ventilen wird sich natürlich die Anwendung von Einsätzen empfehlen.

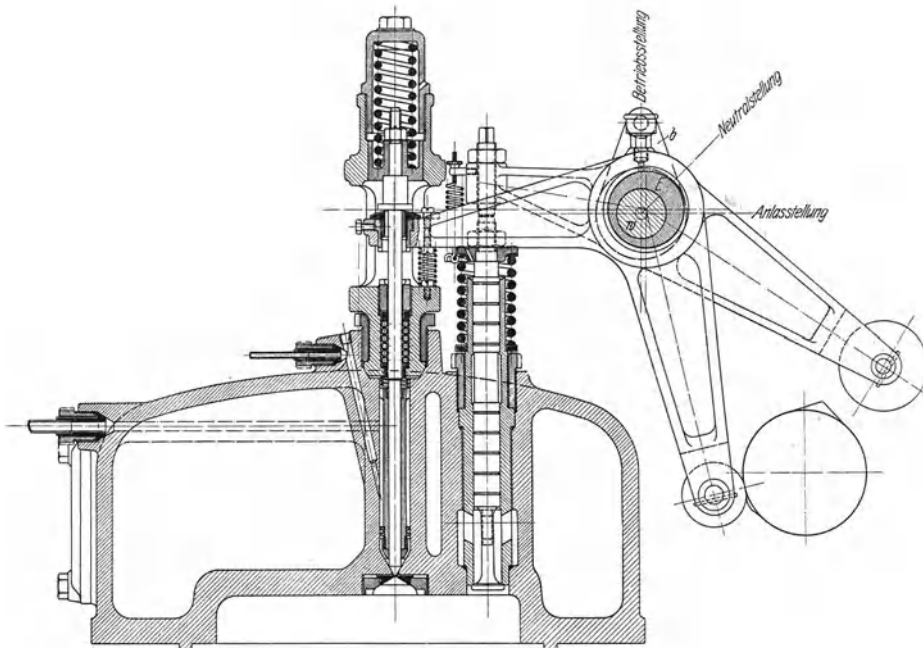


Fig. 17.

Um die Wirkung der Kühlung noch zu erhöhen, wurde für beide Krümmer die denkbar geringste Wandstärke von 12 mm gewählt.

In gießereitechnischer Hinsicht hat sich die Konstruktion der Deckel als einwandfrei herausgestellt. Es dürften daher die bei den Abgüssen derselben gemachten Erfahrungen nicht ohne Interesse sein. Eine größere Anzahl von Zylinderdeckeln wurden mit den verschiedensten Roheisenmischungen ausgeführt. Dabei wurde von der Erwägung ausgegangen, daß mit Rücksicht auf die hohen Anforderungen nur das beste Material verwendet werden durfte. Es hat sich aber

herausgestellt, daß das durchaus nicht der Fall zu sein brauchte. Die Zusammensetzung des Gußeisens, wie sie im Dampfmaschinenbau üblich ist, hat sich besser bewährt als das teure feinkörnige Gußeisen. Es hat nur einer besonderen Sorgfalt während des Gießens selbst bedurft. Diese bestand darin, daß das flüssige Eisen, nachdem es die Form ausgefüllt hatte, durch Pumpen ständig in Bewegung gehalten wurde und dadurch Gelegenheit bekam, alle Hohlräume und Ecken der Form auszufüllen und sich selber zu einer homogenen Masse zusammenzuziehen. Andere Verfahren, wie z. B. das Durchflußverfahren, führten trotz bester Eisensätze zu Mißerfolgen.

In der Durchführung der Konstruktion der *U m s t e u e r u n g* und in der Wirkungsweise dieser unterscheidet sich der Motor in mancher Hinsicht von den bisher bekannten Ausführungen. Sie beruht im Prinzip auf der Verschiebung der horizontalen Steuerwelle, auf der zwei verschiedene Systeme von Steuernocken befestigt sind. Vor der Verschiebung werden die Ventilhebel von ihren Nocken abgehoben und nach erfolgter Verschiebung wieder aufgelegt. Diese Bewegungen werden durch folgende sehr einfache Vorrichtungen erreicht, und zwar in einer Weise, die es ermöglicht, sämtliche Betätigungen mit Hilfe eines einzigen Hebels, der der Bequemlichkeit halber als Handrad ausgebildet wurde, auszuführen.

In Fig. 18 geht über alle 4 Zylinderdeckel hinweg die Welle a, welche in den Stützen b, deren auf jedem Deckel zwei Stück sich befinden, drehbar gelagert ist. Auf dieser Welle sind die Daumen c hinter jedem Auspuff- und Saugventile befestigt, ferner der Hebel d, welcher mit dem Lenker e und dem Hebel f ein Schwinghebelsystem bildet. An diesem System, respektive an dem Hebel f, der mit der drehbar gelagerten Welle w fest verkeilt ist, greift der Kolben k des Umsteuerungszyinders an. Der letztere hat zwei Rohranschlüsse g und h, welche mit den beiden Ventilen i und i' der Fig. 19 verbunden sind. Mit Hilfe des oberhalb der Ventile angeordneten Doppelhebels in Verbindung mit der Zunge l ist es möglich, abwechselnd das eine oder andere Ventil aufzudrücken. Dies geschieht mit Hilfe des Anchlages m der verzahnten Scheibe n, welche letztere wiederum mit dem um den Zapfen o drehbar angeordneten Handrad R verschraubt ist, und zwar in der Weise, daß dieser Mitnehmer zunächst beim Drehen des Handrades an die Zunge anstößt, das Ventil i öffnet und bei weiterem Drehen die Zunge wieder freigibt. Es nimmt darauf die Zunge ihre normale Stellung ein und das geöffnete Ventil schließt sich wieder von selbst. Dreht man das Handrad wieder zurück, so packt der Mitnehmer die Zunge von der anderen Seite, drückt das Ventil i' auf und läßt auch dieses, nachdem das Rad in seiner Endstellung angelangt ist, wieder frei. Durch die Kerben oder auch Rasten I, II, III in der

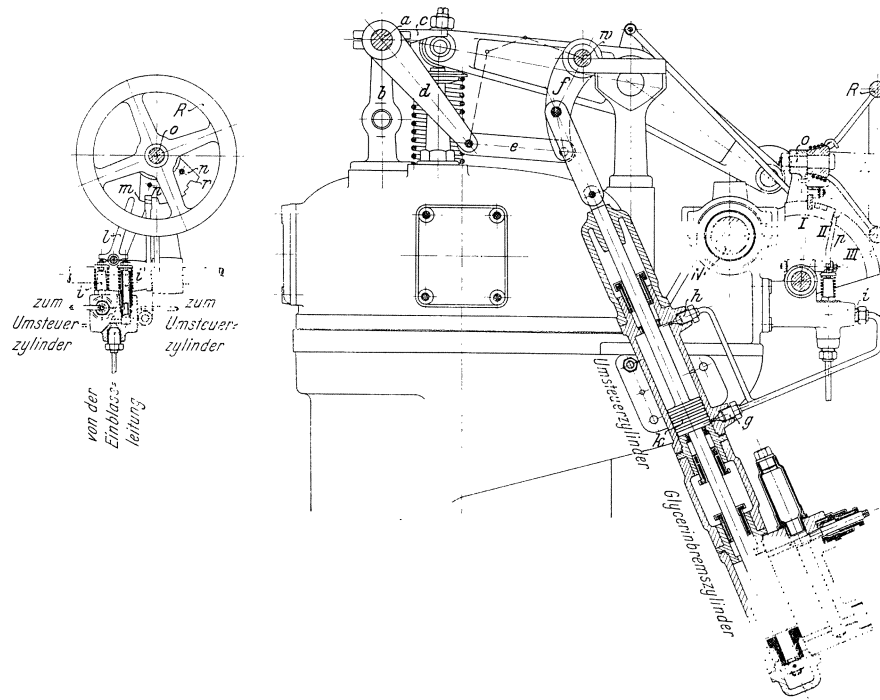


Fig. 19.

Fig. 18.

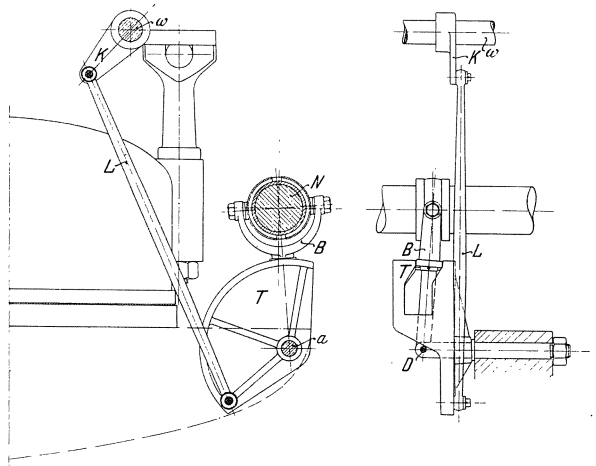


Fig. 21.

Fig. 20.

Scheibe p und durch die Art der Verzahnung der Scheibe n ist eine solche Verdrehung des Handrades nur in der mittleren Stellung II, nach der natürlich die Zunge abgebogen ist, möglich.

In Fig. 20 und 21 ist ein Trommelsektor T mit einem Schlitz, der zuerst gerade, in der Mitte schraubenförmig und am Ende wieder gerade verläuft, zur Darstellung gebracht. Derselbe ist drehbar um den fest gehaltenen Bolzen a angeordnet. In dem Schlitz der Trommel ist die Gabel B geführt, die einmal ihr Widerlager in dem Zapfen D und dann mit Hilfe von zwei Gleitstücken zwischen zwei Stellringen auf der Nockenwelle N des Motors findet. Das Verdrehen der Trommel wird vermittels des Lenkers L und der Kurbel K von der Welle w aus bewerkstelligt. Diese Welle w ist mit der gleichnamigen Welle w der Fig. 18 identisch.

Hiernach ist nun der Vorgang der Umsteuerung leicht zu erkennen. Man bringt das Handrad in die Stellung II, d. i. die neutrale Stellung, und dreht es um seine eigene Achse, bis der Anschlag r der verzahnten Scheibe n ein weiteres Drehen verhindert. Mittlerweile wurde das Ventil i einen Moment geöffnet, so daß aus der Einblaseleitung, die ständig unter Druck steht, Druckluft unter den Kolben k der Fig. 18 gelangt. Der Kolben wird dadurch in seine oberste Endstellung gedrückt. Durch das Schwinghebelsystem d, e, f und die Daumen c werden die Ventile in die Zylinder hineingedrückt und in dem Moment, in dem der Hebel f und der Lenker e durch ihre gestreckte Lage hindurch-eilen, wobei der Hebel d seine äußerste Lage und die Ventile somit ihre tiefste Stellung angenommen haben, kommt der schiefe Schlitz in der Trommel T der Fig. 20 zur Wirkung und verschiebt mit Hilfe der Gabel B die Steuerwelle N seitlich. Bis dann der Kolben in seiner Endstellung angelangt ist, ist auch der Hebel d und der Daumen c wieder in die gezeichnete Lage zurückgegangen und die Rollen der Ventilhebel somit mit dem zweiten System der Steuernocken in Berührung gebracht. Der Glyzerinzylinder wirkt dabei als Bremse, damit der Vorgang der Umsteuerung nicht allzu heftig erfolgt.

Es erübrigt noch nachzutragen, daß in der Stellung II, der neutralen Stellung, auch die Rollen der Anlaß- und Brennstoffhebel von ihren Nockenscheiben abgehoben sind und kein Hindernis für die Verschiebung der Steuerwelle bieten. Das geht am deutlichsten aus Fig. 17 hervor. Hier sitzen die beiden Ventilhebel des Anlaß- und Brennstoffventils auf der Exzenterhülse E mit der Kurbel b, die Exzenterhülse wiederum auf der festgelagerten Welle w, auf welcher letzterer auch die Auspuff- und Saugventilhebel sitzen. Die Kurbel der Exzenterhülse steht in „Betriebsstellung“. Es wird dies daraus erkannt, daß

die Rolle des Brennstoffventils ihre Nockenscheibe berührt, während die Rolle des Anlaßhebels von der ihr zugeordneten Nocke abgewendet ist. Durch Verdrehen der Exzenterhülse aus der Betriebsstellung in die „neutrale Stellung“ wird, wie aus Fig. 17 hervorgeht, bewirkt, daß die Rolle des Brennstoffventils sich von der Nockenscheibe wegbewegt und die Rolle des Anlaßventils sich der ihrigen nähert. In dieser Stellung haben dann die Hebel gegenseitig eine derartige Lage, daß die Nocken während einer seitlichen Verschiebung frei gehen.

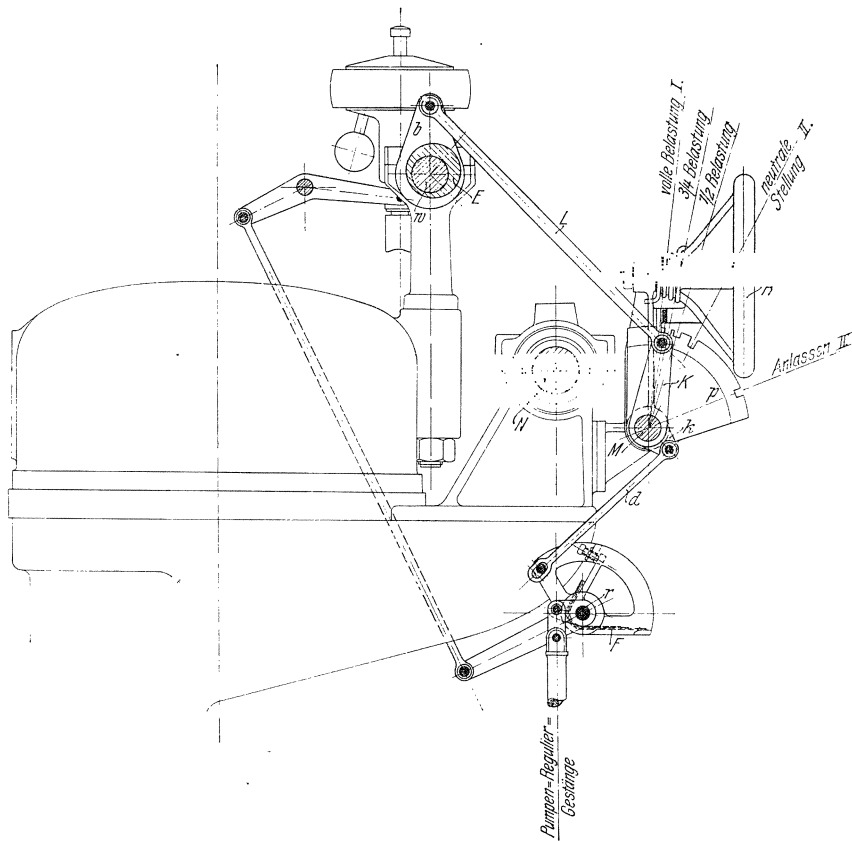


Fig. 22.

Wenn die Maschine also in Betrieb war (Exzenterstellung in Betriebsstellung), so wird sie zum Stillstand gebracht, wenn die Exzenterkurbel in die „neutrale Stellung“ gerückt wird. Weiterhin ist ersichtlich, daß die Maschine angelassen wird, wenn die Exzenterkurbel in die Anlaßstellung weitergedrückt wird, weil durch diese Weiterdrehung nunmehr die Rolle des Anlaßhebels mit ihrer Nockenscheibe in Berührung gebracht wurde.

Gemäß der Fig. 22 sind sämtliche Exzenterhülsen E mit ihren Kurbeln b (entsprechend der Anzahl der Zylinder) durch die Lenker L und die Kurbeln K mit der Welle M verbunden. Diese Welle M ist in kleinen Lagern, die an den

Lagerböcken der Steuerwelle N befestigt sind, drehbar gelagert. Auf dieser Welle sitzt endlich fest verkeilt der Hebel H mit dem bekannten Handrad R. Dieses Handrad hat nun ebenfalls entsprechend den Stellungen der Exzenterkurbeln drei Hauptstellungen, welche durch Rasten in der Scheibe p kenntlich gemacht worden sind.

Stellung I. Betriebsstellung.

„ II. Neutrale Stellung, in der die Umsteuerung durch Drehen des Handrades betätigt wird. Die Verzahnung der mit dem Handrad verbundenen Scheibe n läßt nur zu, daß diese Verdrehung in dieser Stellung II erfolgen kann.

„ III. Anlaßstellung.

Außer den genannten Rasten sind noch zwei weitere Rasten auf dem Rand der Scheibe p ersichtlich. Es sind dies die Stellungen des Motors für „halbe Kraft“ und „langsam“. Diese Belastungsänderung wird dadurch erreicht, daß mit Hilfe der kleinen Kurbel k und der Druckstange d die Regulierwelle r verdreht und das Pumpenreguliergestänge nach abwärts gedrückt und somit kleinere Füllung gegeben wird. Da außerdem das Reguliergestänge noch von einem Regulator aus beeinflußt wird, ist auf der Regulierwelle r ein elastisches Zwischenglied in der Form einer Blattfeder F eingeschaltet. Der Regulator war für den Versuchsstand vorgesehen und für den Fall, daß der Motor abgekuppelt, also leer laufen soll, beibehalten. Auf dem Wege von der Betriebsstellung bis zur Stellung „langsam“ hat sich zwar die Rolle des Brennstoffhebels analog dem vorher erwähnten etwas von der Nocke entfernt, aber dermaßen gering, so daß ungeachtet dessen das Brennstoffventil doch noch rechtzeitig und genügend geöffnet wird.

Die Natur des Viertaktes bringt es mit sich, daß bei einem Vierzylindermotor die Kurbelkröpfungen jeweils um 180° versetzt sind; d. h. wenn eine Kurbel im Totpunkt steht, dies auch bei den übrigen der Fall ist. Ein Anlassen in dieser Stellung durch Einlassen von Anlaßluft in die Zylinder ist daher ausgeschlossen. Dieser Übelstand wird aber, wie eingangs erwähnt, durch eine besondere Einrichtung des Kompressors, der stets mit dem Motor zum Zwecke der Erzeugung der Einblaseluft verbunden ist, dadurch beseitigt, daß der Kompressor mit Druckluft beaufschlagt werden kann. In diesem Falle wirkt dann der Kompressor als Luftmotor.

Der Kompressor ist ein Stufenkompressor mit doppelt wirkendem Niederdruckzylinder. Bemerkenswert ist, daß im Niederdruckzylinder nur Druckventile vorhanden sind, während die Saugventile fehlen und statt deren Saugschlitze

angeordnet wurden, die vom Kolben gesteuert werden. Dafür treten aber neu hinzu die beiden kleinen Anlaßventile A und B. Diese werden durch eine Hebelübertragung von der Steuerwelle aus mit unrundern Scheiben c betätigt, und zwar genau in der gleichen Weise wie die Anlaßventile der Motorzylinder. Dadurch, daß der Kompressor doppeltwirkend und seine Kurbel gegenüber denen des Motors

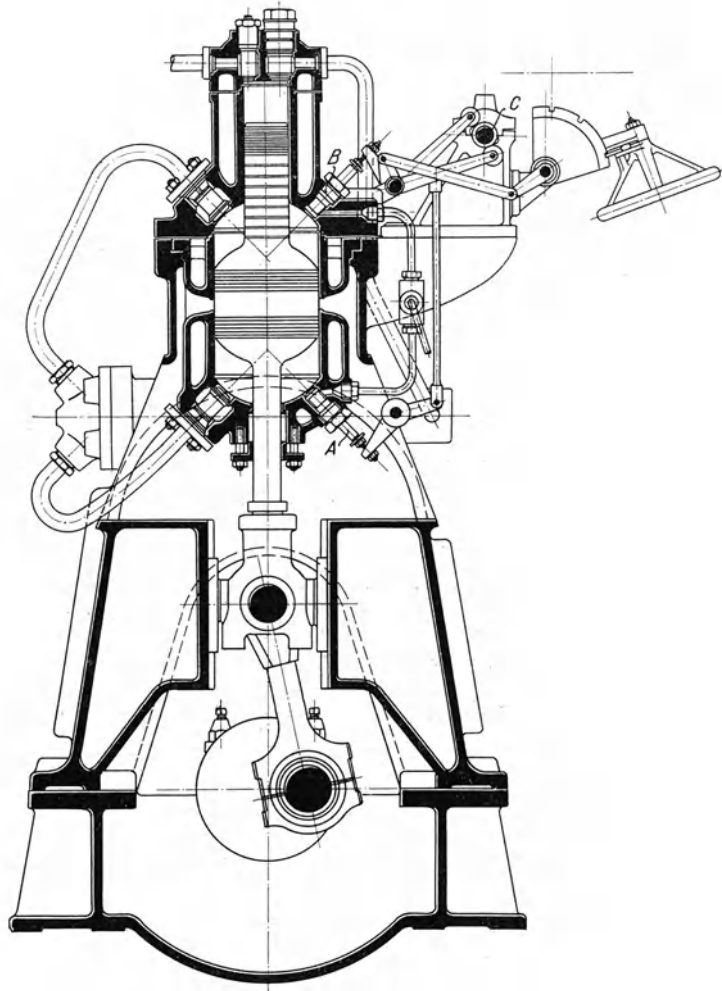


Fig. 23.

um 90° versetzt ist, wurde erreicht, daß auf dem ganzen Umfang des Kurbelkreises Füllung beim Anlassen vorhanden ist und somit auch ein Anspringen des Motors in jeder beliebigen Kurbelstellung gewährleistet wird. Die in den Fig. 24 und 25 zur Darstellung gebrachten Diagramme lassen die Wirkungsweise des Kompressors, insbesondere die des Niederdruckzylinders, erkennen. Der schlechtere Wirkungsgrad des Kompressors gegenüber einem solchen mit Saugventilen wurde in Kauf

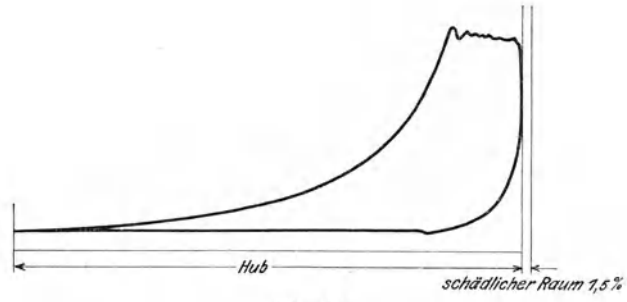


Fig. 24.

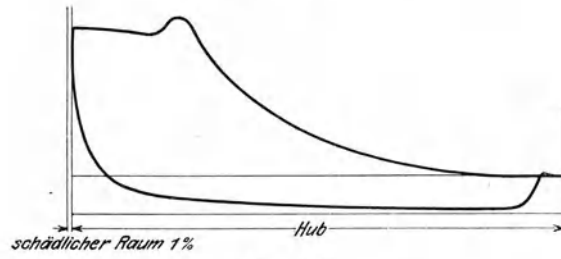


Fig. 25.

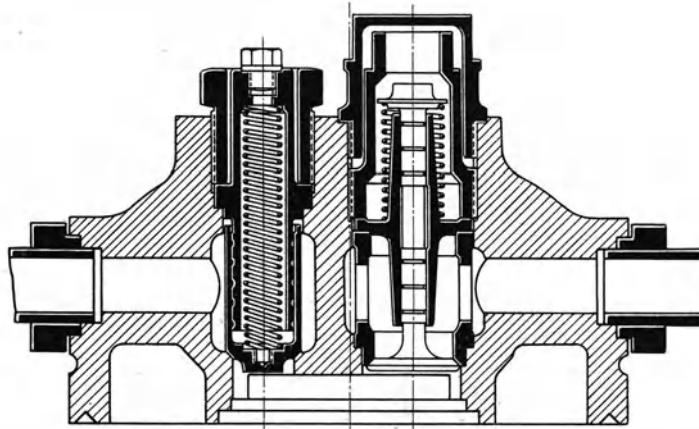


Fig. 26.

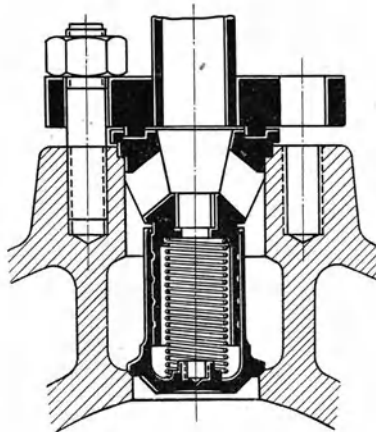


Fig. 27.

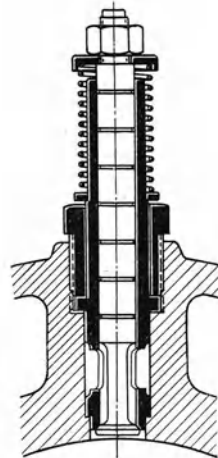


Fig. 28.

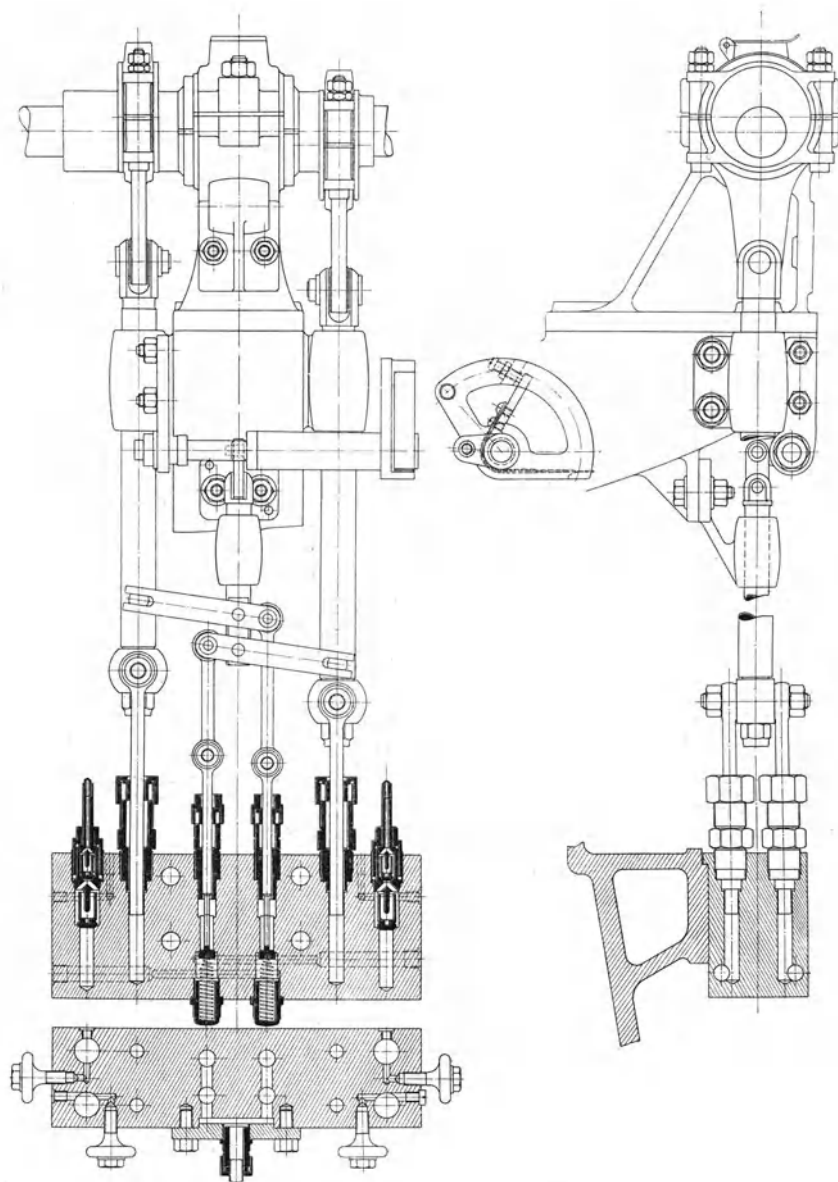


Fig. 29-32.

genommen mit Rücksicht auf die dadurch erzielte einfachere Konstruktion. Aus den Fig. 26—28 ist die Konstruktion der Ventile zu entnehmen.

Die Brennstoffpumpe Fig. 29—32 führt jeweils die einer einzigen Kraftleistung entsprechende Menge den Brennstoffventilen zu. Jeder einzelne Zylinder besitzt seine eigene Pumpe. Zu ihrem Antrieb sind aber trotzdem nur zwei Exzenter erforderlich, indem jedes der beiden einen Doppelkolben antreibt

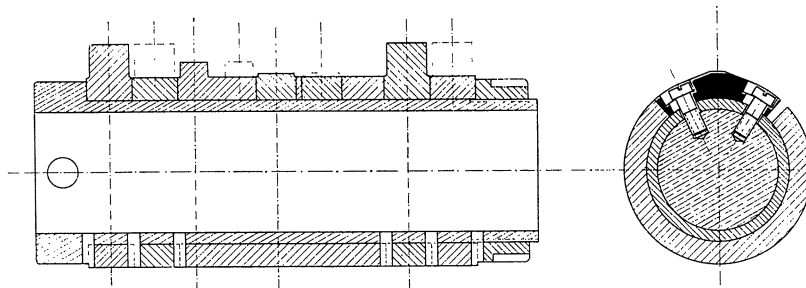


Fig. 33.

Fig. 34.

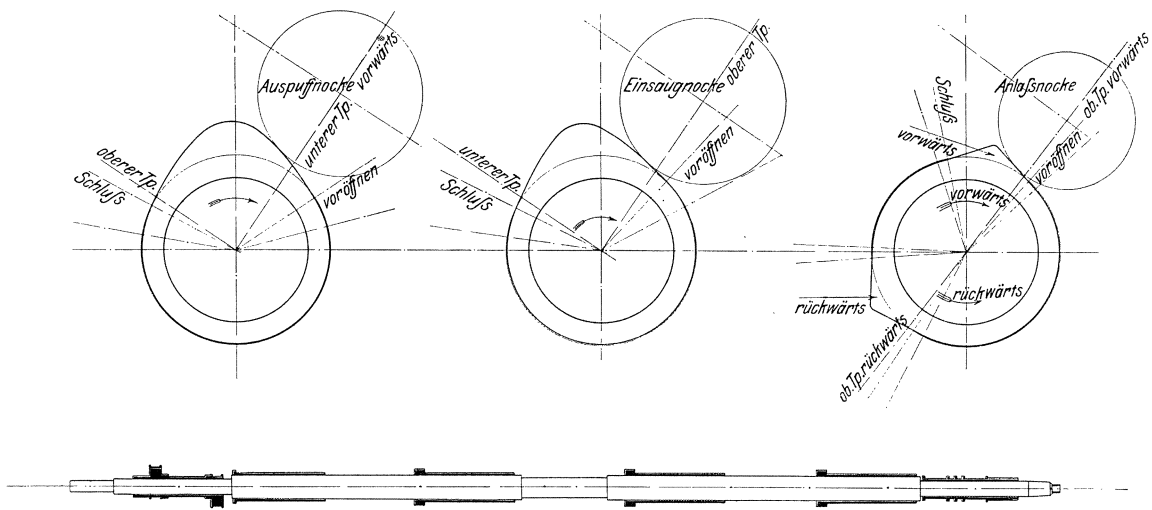


Fig. 35—38.

und die Pumpen derart miteinander kombiniert sind, daß von dem Exzenter der einen Pumpenhälfte die Regulierung der anderen Pumpenhälfte abgeleitet wird. Der Pumpenkörper ist ganz aus Schmiedeeisen. Die Regulierung erfolgt mit Hilfe eines einfachen Regulators. Sie kann auch von Hand betätigt werden, wobei dann der Regulator lediglich die Funktion einer Sicherung für das Durchgehen der Maschine übernimmt.

Eine einfache und bequeme Befestigung der Steuer-nocken geht aus Fig. 33 und 34 hervor. Die Auspuff- und Saugventilnocken sind aus Siemens-Martin-Stahl und die Anlaßnocken aus Gußeisen in Form entsprechender Erhöhungen auf einem gußeisernen Zylinder. In diesem sind gleichzeitig die zur Aufnahme der Brennstoffnocken dienenden Schlitze eingefräst. Sämtliche Scheiben werden auf einer Büchse mittels Mutter und Präzisionsstifte festgehalten; die Büchse selbst ist auf der Steuerwelle versplindet. Der Hauptvorteil besteht darin, daß der Durchmesser der Scheiben auf das kleinste Maß reduziert und somit die Umfangsgeschwindigkeit der Scheiben so klein als möglich gehalten wird. Die Maschine macht daher auch verhältnismäßig wenig Geräusch.

Die Unzugänglichkeit des Kolbenzapfens während des Betriebes bereitet einer guten und zuverlässigen Schmierung große Schwierigkeiten. In Fig. 39 ist ein neuerer Vorschlag zur Darstellung gebracht, bei welchem dieser Übelstand beseitigt ist. Die Wirkungsweise dieser Schmierung beruht darauf, daß das am Kolben befestigte Rohr A beim Abwärtsgang des Kolbens in Öl eintaucht, welches nach dem Prinzip der Trägheit in das Rohr A eindringt und beim Aufwärtsgang des Kolbens durch eine Kugel abgesperrt und durch die bei einem weiteren Spiel nachgeschobene Ölmenge in die Höhe geschoben wird. Bei dieser Anordnung wird die Schmierölpressen gesparrt. Vor allem aber wird der Zapfen mit reinem Öl geschmiert, was man von den bisher üblichen Schmierungen gerade nicht behaupten kann.

Bei raschlaufenden Motoren kann die Verbrennung im allgemeinen in der kurzen Zeit, die ihr zur Verfügung steht, nicht mehr so exakt erfolgen, wie dies bei den langsamlaufenden und langhubigen stationären Typen der Fall ist. Die Diagramme zeigen häufig Abweichungen von den allgemein bekannten Diagrammen mit der horizontal verlaufenden Admissionslinie und der sich in einer kleinen Abrundung anschließenden Expansionslinie. Bei dem vorliegenden raschlaufenden Modell ist das in Fig. 40 dargestellte Diagramm erreicht worden, dessen mittlerer Druck 8 Atm. beträgt. Es zeigt während der Admissionsperiode in Form einer Kuppe eine Entwicklung in die Breite und einen Verbrennungsvorgang, der dem angestrebten immerhin nahe kommt. Häufig fallen aber die Diagramme bald mehr oder weniger spitz aus und zeigen somit eine entsprechend langsamere und schleichende Verbrennung. Der schöne Übergang der horizontal verlaufenden Admissionsperiode in die Expansionslinie verschwindet mit den zunehmenden Umdrehungszahlen immer mehr, und die getrennt erfolgende Verbrennung und Expansion, wie dies bei einem schönen Diagramm eines langsam laufenden Motors

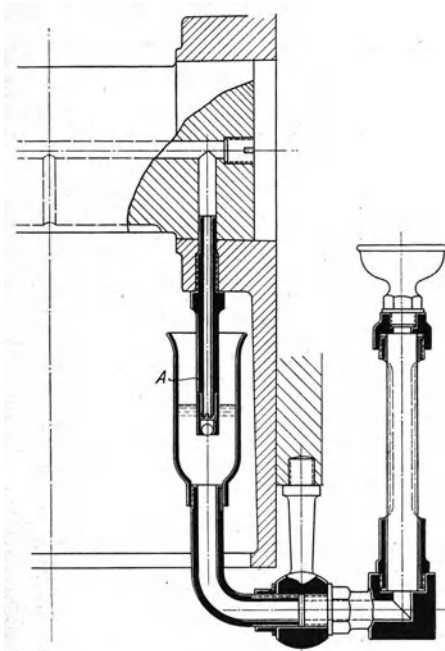


Fig. 39.

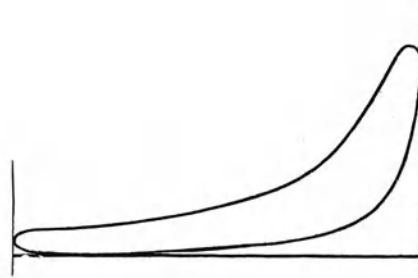


Fig. 40.

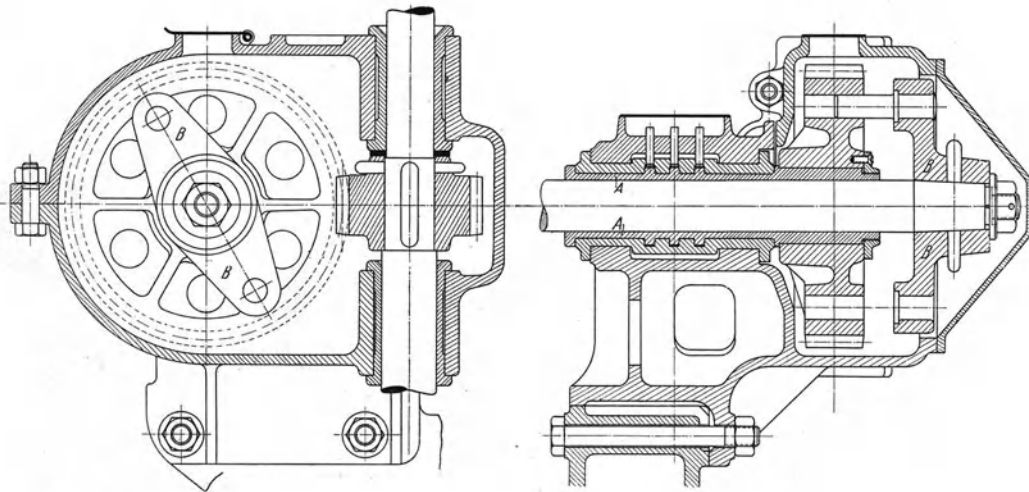


Fig. 41 und 42.

so deutlich zum Ausdruck kommt, wird immer verschwommener. Verbrennungs- und Expansionsperiode greifen ineinander hinein.

Der Brennstoffverbrauch auf dem Versuchstande gemessen betrug gegen 215—220 gr pro effektives Pferd und Stunde.

Fig. 41 und 42 zeigen, in welcher Weise vom Schraubenrad aus die verschiebbare Steuerwelle angetrieben wird. In dem verhältnismäßig lang gehaltenen Lager, das nebenbei noch als Drucklager ausgebildet ist, liegt die Hohlbüchse A. Auf ihr ist das Schraubenrad festgekeilt, welches mit Hilfe der Brille B und der beiden Mitnehmer die in der Büchse verschiebbare Steuerwelle mitnimmt.

Praktische Ergebnisse.

Das Verkehrsboot befindet sich seit geraumer Zeit in regelmäßigem Betriebe und hat bezüglich der Manövrierfähigkeit allen Erwartungen durchaus entsprochen. Gelegentlich der Feststellung der Versicherungsprämie haben die Assekuranzgesellschaften eingehende Versuche in dieser Beziehung angestellt. Es wurde dabei festgestellt, daß die Manövrierfähigkeit derjenigen eines Dampfbootes mit Rücksicht auf die Sicherheit im Verkehr gleichkam und deshalb eine Versicherungsprämie festgesetzt, welche derjenigen, welche bei Dampfschiffen üblich ist, gleichkommt.

Die Maximalgeschwindigkeit des Bootes von etwa 10 Meilen kann durch Regulierung des Motors auf etwa 3,8 Meilen bei langsamer Fahrt herabgemindert werden. Der Motor wird dabei in seiner Umdrehungszahl von 360 pro Minute auf etwa 150 pro Minute herunter reguliert.

Die geringste, auf normalem Wege erreichbare Umdrehungszahl beträgt also etwa 40% von der maximalen. Die Leistung geht dabei von etwa 200 effektiven PS herunter auf 35 effektive PS.

Die untere Grenze für die Umdrehungszahl bei Dieselmotoren ist bekanntlich bedingt durch die Grenze der Zündfähigkeit. Die Regulierung der Geschwindigkeit des Motors kann bewirkt werden entweder durch Abschalten von Zylindern, indem man die betreffende Brennstoffpumpe des Zylinders ausschaltet, oder durch Regulierung der Brennstoffzufuhr bei allen Zylindern.

Das Umsteuern des Motors geht in überraschend schneller und sicherer Weise vor sich. Vergleichende Versuche gegenüber einem ähnlichen Schiff, jedoch mit Dampfmaschine, haben folgende Resultate ergeben:

Tabelle I.

	A Dampfschlepper L. = 20,95 m; Br. = 4,86 m; Tfe. = 2,18 m. IPS = ca. 180 } Umsteuerung n = ca. 185 } Handrad	B Motorschlepper Frerichs L. = 18 m; Br. = 4,9 m; Tfe. = 2,00 m. IPS = ca. 185 } Umsteuerung n = ca. 300 } Handrad
1. Maschinenmanöver:		
Ruhelage		
Masch. springt an auf vorwärts	} ca. 4—5 Sek.	ca. 2—5 Sek.
„ „ „ auf rückwärts		
Bewegungsbeginn der Masch. bei Umsteuerung von voll vorwärts bis voll rückwärts.	15 Sek.	8 Sek.
2. Schiffsmanöver:		
Ruhelage		
Bewegungsbeginn des Schiffes nach vorwärts	6 Sek.	11 Sek.
Bewegungsbeginn des Schiffes nach rückwärts	10 Sek.	12 Sek.
I. Ruhelage d. Schiffes, wenn Masch. von voll vorwärts auf voll rückwärts arbeitet	30 Sek.	27 Sek.
II. Bewegungsbeginn d. Schiffes aus dieser Ruhelage, bis es voll rückwärts geht.	20 Sek.	10 Sek.
Dieselben Manöver umgekehrt ausgeführt:		
I.	25 Sek.	20—24 Sek.
II.	20 Sek.	6—7 Sek.
Schiffslänge bei I	ca. 2 ¹ / ₂ Schiffslängen	ca. 2 ¹ / ₂ Schiffslängen
„ „ I umgekehrt	„ 2 ¹ / ₂ „	„ 2 ¹ / ₂ „
Drehradius des Schiffes	ca. 30 m	ca. 25 m

In einer Stunde können, ohne daß sich der Luftdruck in den Anlaßgefäßen ändert, 30 Manöver ausgeführt werden.

Mit dem in den Anlaßgefäßen aufgespeichertem Luftquantum können hinter einander ununterbrochen 60 Manöver ausgeführt werden. Dabei faßt ein Anlaßgefäß 250 l und kann, wenn es ganz erschöpft ist, in 15 Minuten wieder aufgepumpt werden.

Motor-Logger „Ewersand“.

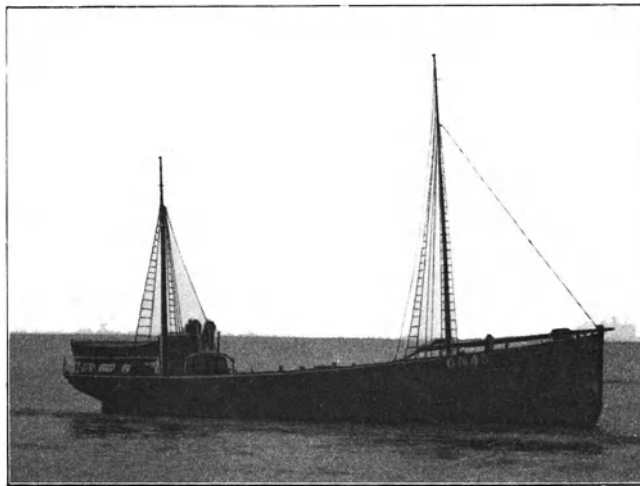


Fig. 43.

Die Dieselmotorlogger Ewersand.

Von epochemachender Bedeutung dürfte die Einführung des Rohölmotors, insbesondere des Dieselmotors, in den Fischereibetrieb sein. In anderen Ländern, insbesondere Holland und Dänemark gibt es bereits eine größere Anzahl von kleineren Fahrzeugen, welche mit Motoren versehen sind, während Deutschland nur eine geringe Zahl solcher aufzuweisen hat. Angesichts der in den letzten Jahren im allgemeinen als schlecht zu bezeichnenden Lage des Fischereigewerbes in Deutschland muß die Einführung des Dieselmotors heute besonders verheißungsvoll erscheinen. Sie eröffnet dem Heringsfang neue Perspektiven und wird hoffentlich einen mächtigen Einfluß auf die Verwirklichung des Traumes haben, Deutschlands Bedarf in Heringen aus deutschen Fängen zu decken. Heute wird nur ein geringer Bruchteil des eigenen Bedarfs durch deutsche Erzeugnisse gedeckt.

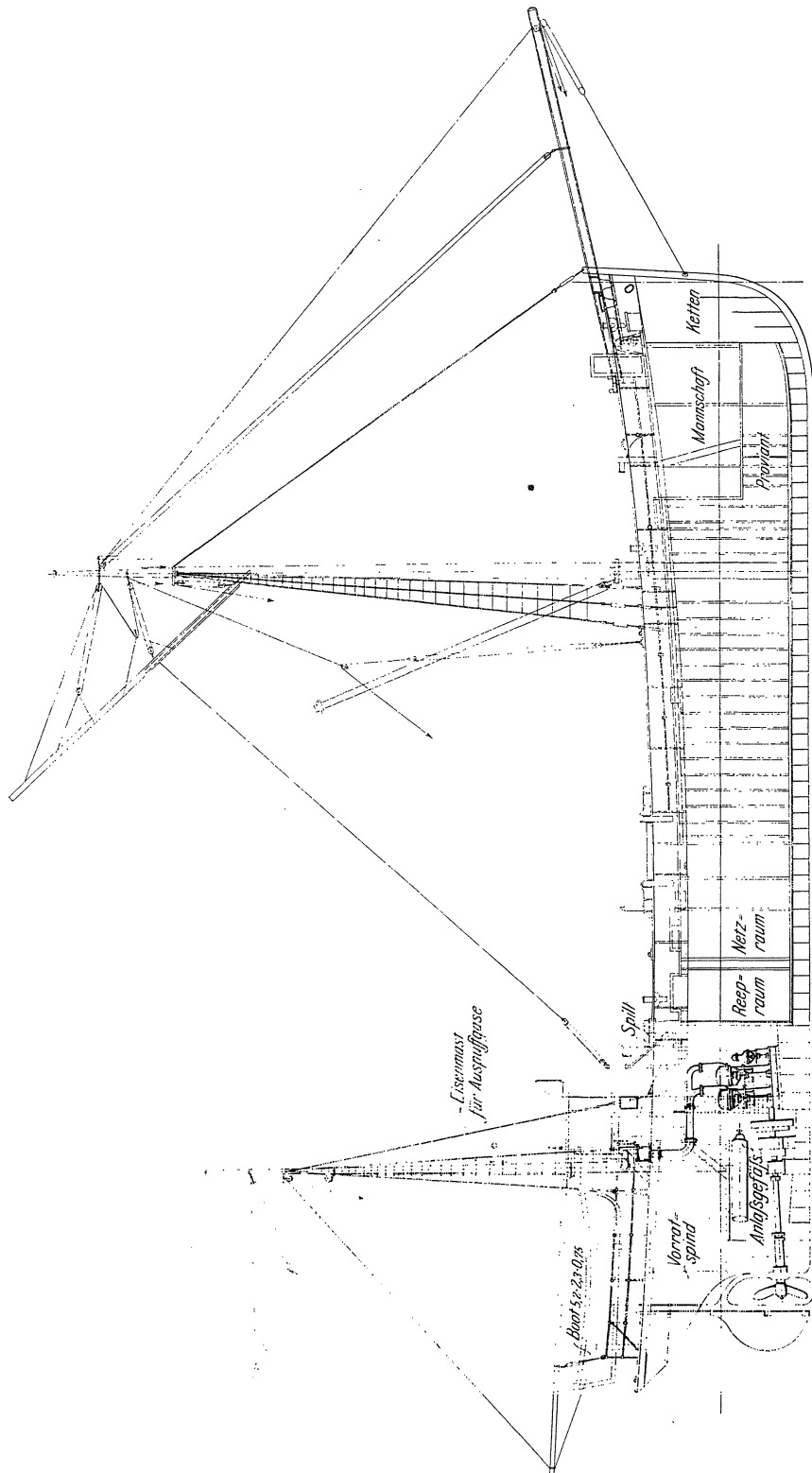


Fig. 44.

Der Motorlogger ist Ende Oktober von einer 5 wöchigen Fangreise zurückgekehrt, zu der die Frerichs-Gesellschaft ihn in Gemeinschaft mit der Braker Heringsfischerei zu Versuchszwecken ausgesandt hatte, und hat nicht mehr als 3 t Rohöl verbraucht, während sonst Dampflogger im Durchschnitt 20 t Kohlen verbrauchen. Der Brennstoffverbrauch von 3 t Öl kann eventuell noch verringert werden, da auf der Fangreise besonders schlechtes Wetter herrschte und durch Unvorsichtigkeit des Personals ein Teil dieses Öls verloren ging.

Man hielt es für ratsam, die Fischwinden mit einem kleinen Hilfskessel, genau in gleicher Weise wie auf Segelloggern üblich, zu bedienen. Es wäre ein leichtes gewesen, die Fischwinde vom Motor aus zu betreiben, jedoch wollte man das erste Mal die Sicherheit des Netzes nicht vom Motor abhängig machen. Man wird beim direkten Antrieb der Fischwinde vom Motor aus Rücksicht zu nehmen haben auf das gleichzeitige verschiedenartige Arbeiten von Winde und Motor, wie es beim Einhieven der Netze eintritt. Die Besatzung bleibt bei beiden Maschinenanlagen die gleiche, da der Kessel bisher von einem Decksmann geheizt wird und der Maschinist vorläufig nicht entbehrt werden kann. Der Motor hat sich im schwersten Wetter bewährt und hat auf der Rückreise vom letzten Fangplatz etwa 75 Stunden in hohem Seegang ohne Unterbrechung gelaufen.

Der Brennstoff ist in einem im Maschinenraum fest eingebauten Tank untergebracht und nimmt verhältnismäßig wenig Platz an einer Stelle fort, die ohnehin keine Verwendung gefunden hätte.

Ein weiterer Vorteil der Verwendung des Rohölmotors besteht darin, daß es nicht erforderlich ist, die Heringsfässer, in denen für gewöhnlich ein Teil der Kohlen untergebracht wird, zu reinigen.

Die Versuchsergebnisse haben gezeigt, daß der Rohölmotor in jeder Beziehung zuverlässig auf See arbeiten kann und daß er infolge der geringen Raumbeanspruchung und des geringen Brennstoffverbrauches ohne Zweifel in Heringsfischereifahrzeugen die Dampfmaschine verdrängen wird.

Bei der in Nachfolgendem beschriebenen Konstruktion der Motorenanlage für einen Heringslogger ist man wieder von dem Gesichtspunkte ausgegangen, die Anlage so einfach wie möglich zu gestalten. Zunächst war es die Bedienungsfrage, die besonders erwogen werden mußte, weil bei Neueinführungen zumeist in dieser Hinsicht die Hauptschwierigkeiten bestehen, vor allem aber der Umstand, daß auf einem Logger in schlechtem Wetter umfangreiche Revisionsarbeiten und Reparaturen gänzlich ausgeschlossen sind.

Die Konstruktion des Loggermotors ist in seinen meisten Teilen die gleiche wie die des beschriebenen Motors vom Verkehrsboot. Der Motor ist ein raschlaufender Zweizylindermotor, der bei 330 Umdrehungen 80—90 effektive PS entwickelt. Zum Zweck der Umsteuerung ist eine Reibungskupplung in Verbindung mit einem Wendegetriebe vorgesehen. In konstruktiver Hinsicht ist die

2-Zyl.-Schiffsdieselmotor mit Wendegetriebe, 90 PS. effektiv bei 330 Umdr./Min., eingebaut in den Heringslogger „Ewersand“.

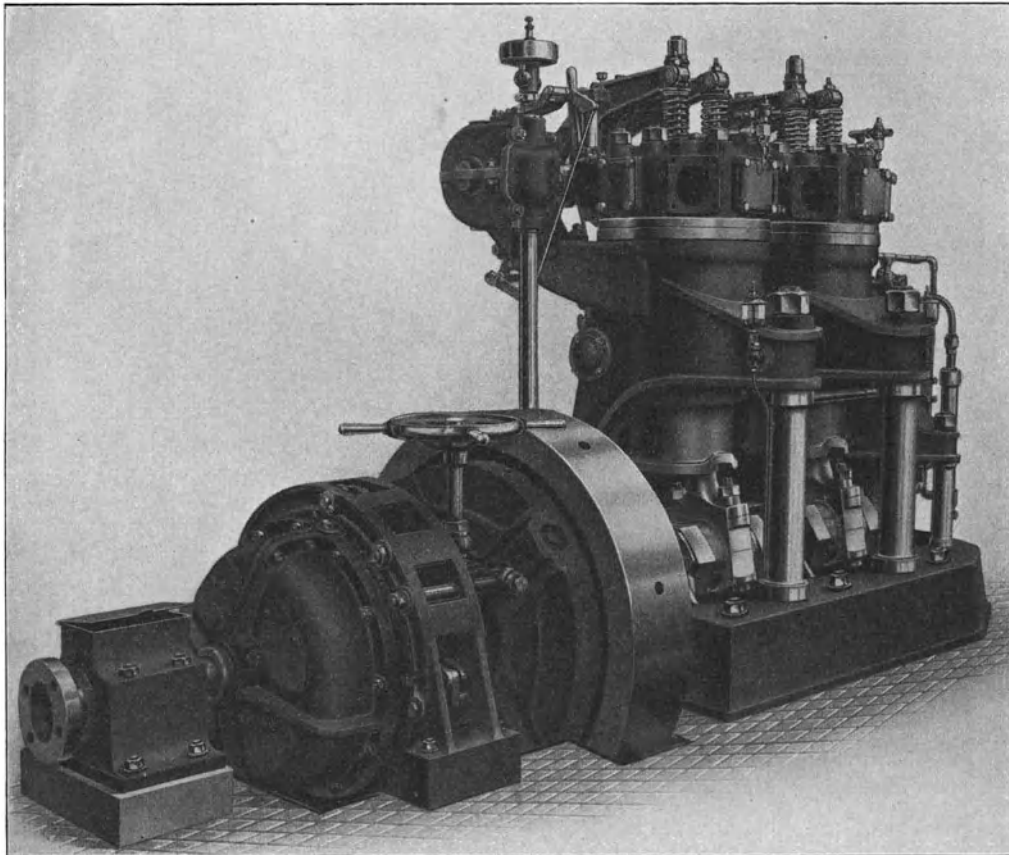


Fig. 45.

Ausführung des Ständers hervorzuheben, Fig. 48, da hier nicht die Form eines Kastens gewählt, sondern jeder Zylinder in seinem Aufbau besonders entwickelt wurde. Der Ständer selbst ist von offener Bauart. Er stützt sich mit sehr kräftig gehaltenem Ständerfuß mit breiter Basis auf der einen Seite auf die Grundplatte, während auf der andern Seite eine besonders ausgebildete Säule den Zylinder mit der Grundplatte verbindet. Die Besonderheit der Konstruktion besteht darin, daß

2-Zyl.-Schiffsdieselmotor mit Wendegetriebe, 90 PS. effektiv bei 330 Umdr./Min., eingebaut in den Heringslogger „Ewersand“.

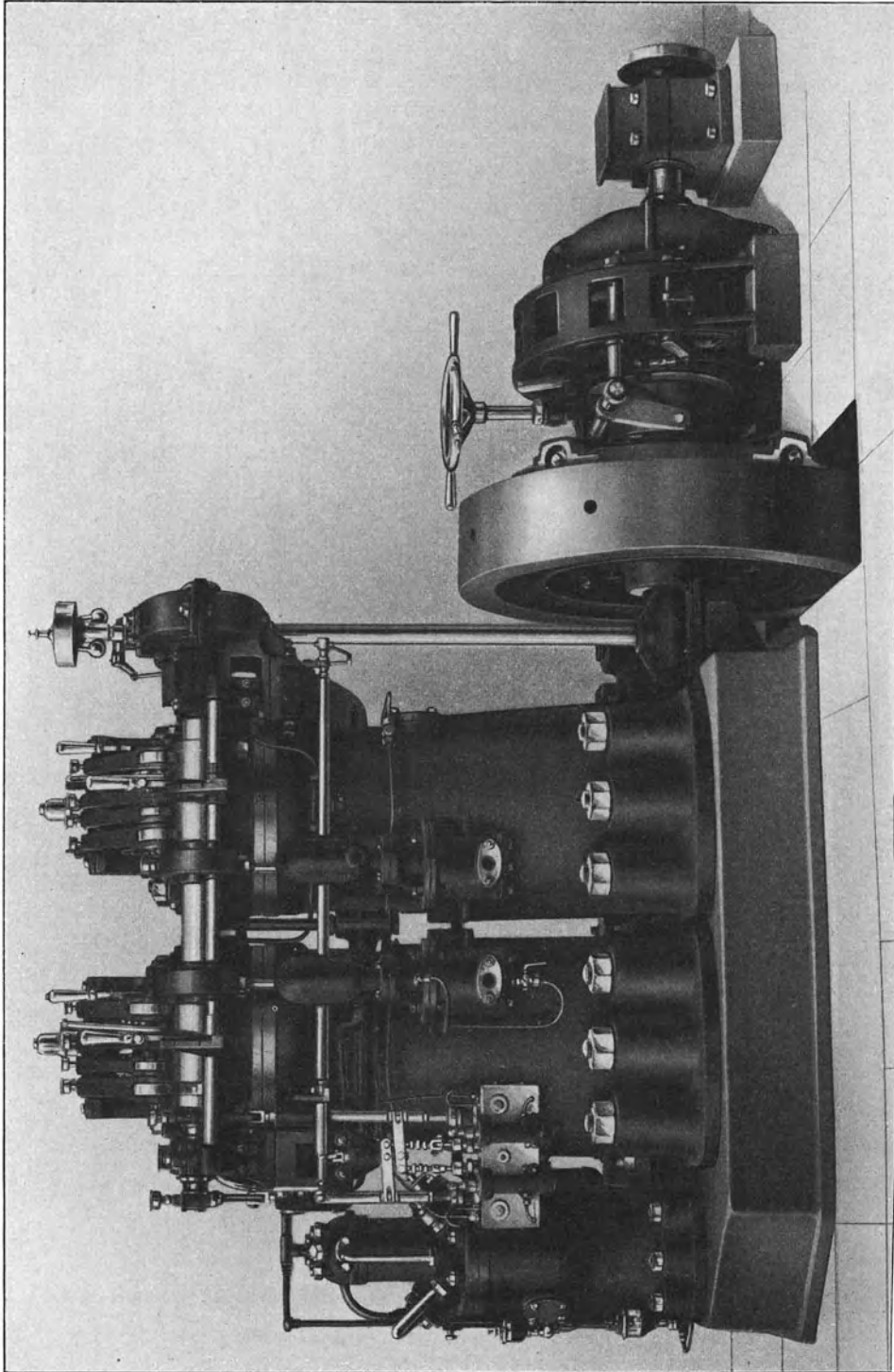


Fig. 46.

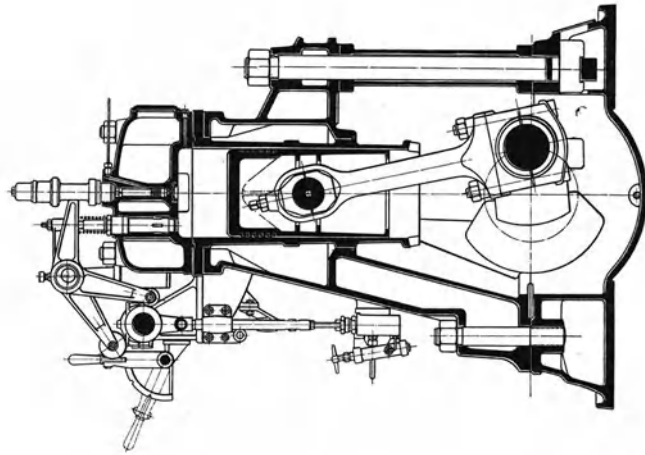


Fig. 48.

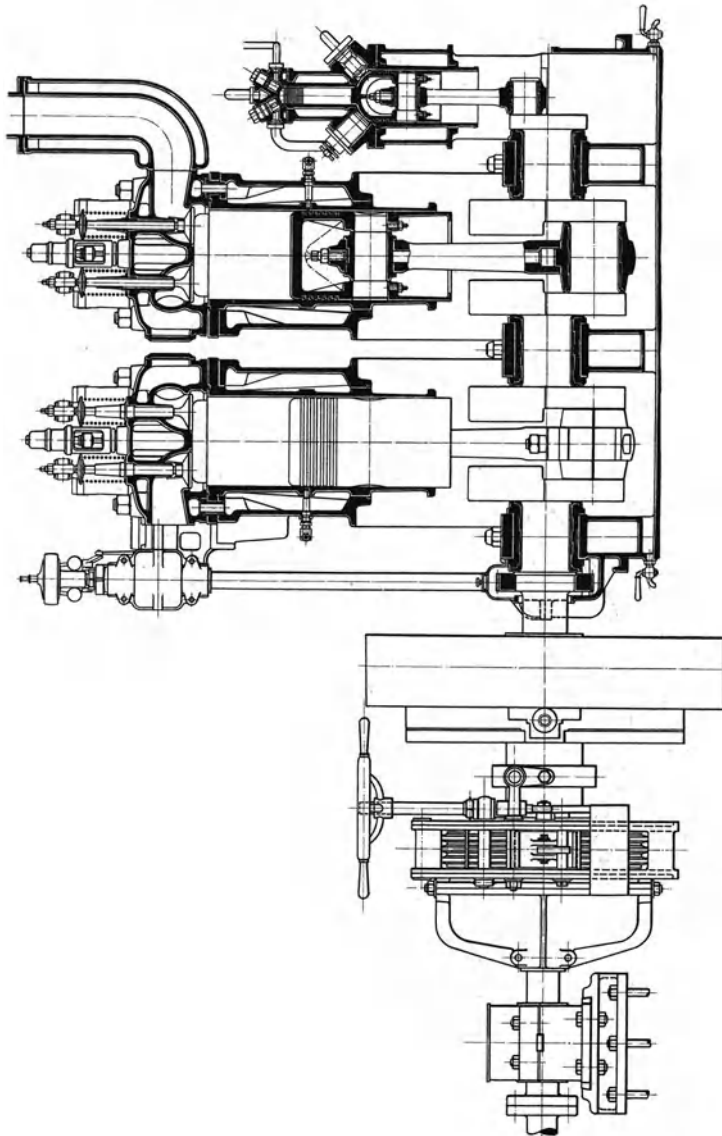


Fig. 47.

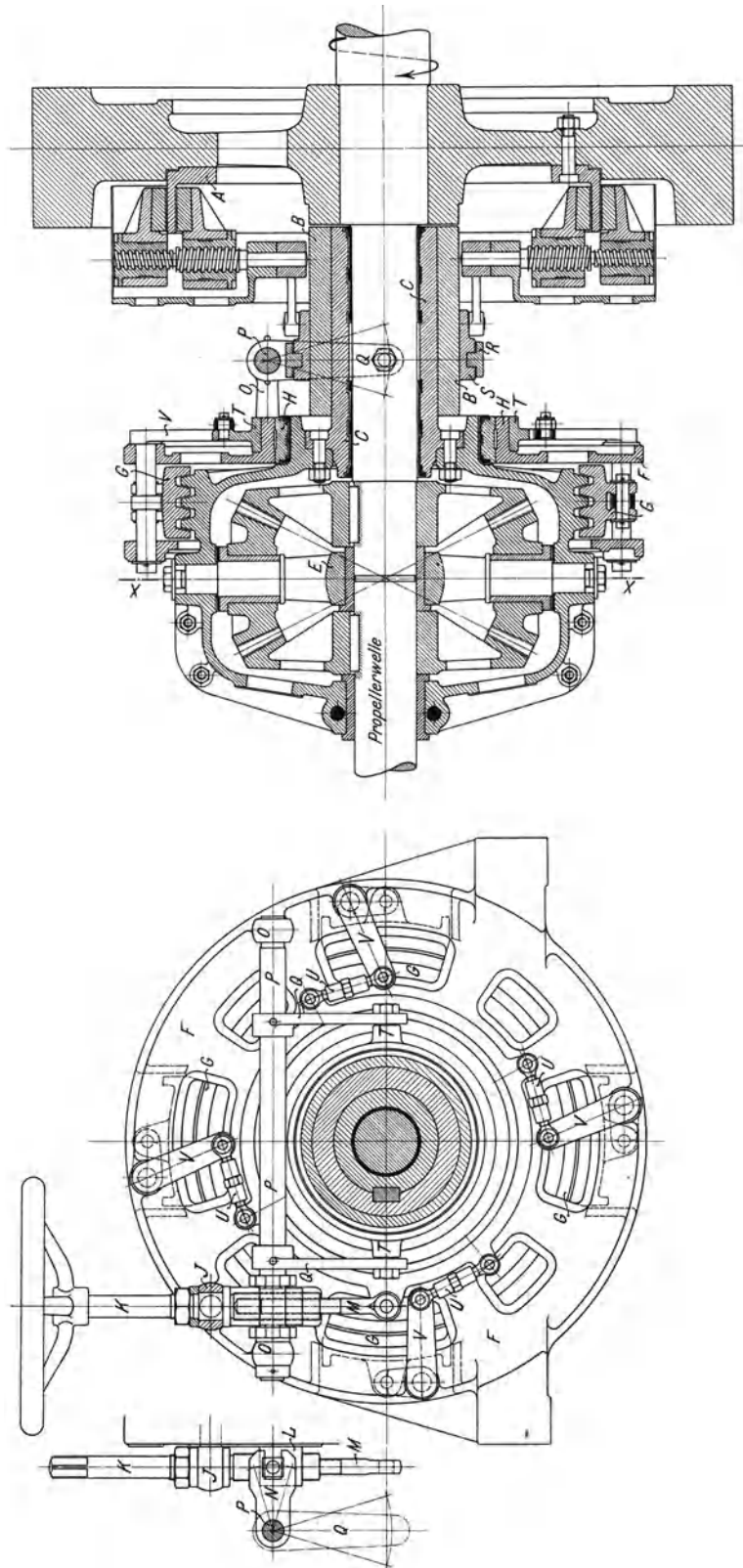


Fig. 49—51.

Additional material from *Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft*,
ISBN 978-3-642-90183-6 (978-3-642-90183-6_OSFO1),
is available at <http://extras.springer.com>



die Säule ohne jedwede Demontage der Maschine entfernt werden kann, wodurch erforderlichenfalls ermöglicht wird, die Kurbelwelle ohne besondere Umstände nach vorn herauszunehmen.

Bei den beschränkten Raumverhältnissen auf derartigen Fahrzeugen ist eine unmittelbare Zugänglichkeit aller Teile eine unerläßliche Forderung.

Für das Wendegetriebe (Fig. 49—51) sind unter der Annahme des konstanten Drehsinnes des Schwungrades in der angenommenen Pfeilrichtung dreierlei Zustände möglich:

1. Kupplung ausgerückt und Bremsbacken G ausgerückt. Die Propellerwelle steht still. Das kleine Räderpaar wälzt sich auf dem auf der Propellerwelle sitzenden großen Rade ab, angetrieben durch das auf der Kurbelwelle sitzende, in Drehung befindliche große Rad. Dadurch wird das Rädergehäuse und mit ihm auch die Reibungskupplung in der gleichen Drehrichtung wie das Schwungrad, jedoch nur mit der halben Umdrehungszahl des letzteren mitgenommen. In diesem Zustand läuft die Maschine leer.
2. Kupplung eingerückt, Bremsbacken ausgerückt. Hier bilden Schwungrad, Bremsring und Kupplung mit dem Rädergehäuse ein starres System. Die Kegelräder können sich nicht mehr aufeinander abwälzen und dienen in diesem Fall als Mitnehmer. Die Drehrichtung und Umdrehungszahl der Propellerwelle ist dieselbe wie die der Kurbelwelle. Die Maschine arbeitet vorwärts.
3. Kupplung ausgerückt, Bremsbacken eingerückt. In diesem Falle wird nun das Rädergehäuse festgehalten und mit ihm die Traverse E. Die Räder wälzen sich wieder aufeinander ab und die Propellerwelle dreht sich jetzt in entgegengesetzter Richtung wie die Kurbelwelle. Die Maschine arbeitet rückwärts.

Wendegetriebe und umsteuerbare Schrauben ermöglichen die Anwendung außerordentlich einfacher Motorkonstruktionen, insbesondere die Anwendung einer geringen Zylinderzahl und dürften sich deshalb für den rauen Betrieb auf Fischereifahrzeugen sehr empfehlen.

Vergleichsbetrachtungen.

Es dürfte nunmehr nicht uninteressant sein, einige Vergleiche zwischen Motor- und Dampfschiffen anzustellen. Dabei konnten selbstverständlich nur die allerwichtigsten Gesichtspunkte in Betracht gezogen werden, so daß es unzulässig

Tabelle II. Verkehrsboot.

	I. <i>Motor</i>	I a. <i>Dampf</i>	II.
Schiffsdimensionen L	18,00 m	18,00 m	21,50 m
„ B	4,90 „	4,90 „	4,90 „
„ H	2,50 „	2,50 „	2,60 „
„ T	1,90 „	1,90 „	2,00 „
Gewicht des Schiffes mit Maschine komplett ausgerüstet nebst Öl resp. Kohlen für 240 Seemeilen Aktions- radius	72,3 t	72,3 t	105,0 t
Motor- resp. Maschinenleistung normal .	160 HPe	80 HPe	160 HPe
Schleppleistung an der Trosse bei 5 Knoten Geschwindigkeit	2 200 kg	880 kg	2 200 kg
Aktionsradius in Seemeilen	240	240	240
Geschwindigkeit ohne Schleppzüge etwa	9,5 Kn.	8,0 Kn.	9,5 Kn.
Zeitverbrauch für 240 Seemeilen bei obiger Geschwindigkeit ohne Schlepp- zug	25 ¹ / ₄ Std.	30 Std.	25 ¹ / ₄ Std.
Öl resp. Kohlenverbrauch für 240 See- meilen etwa	1 000	3 200	5 100
Öl resp. Kohlenverbrauch für 240 See- meilen etwa	75 <i>M</i>	58 <i>M</i>	92 <i>M</i>
Beschaffungskosten	60 000 „	50 000 „	65 000 „
Kleinere Schleppkraft als Motorschiff .	60 %	—	—
Kleinere Geschwindigkeit als Motorschiff etwa	16 „	—	—
Zeitverlust im Verhältnis zum Motorboot	19 „	—	—
Teuere Beschaffung als Motorboot . . .	—	—	5 000 <i>M</i>
„ Betrieb pro 1000 Seemeilen als Motorschiff	—	—	70 „
Mannschaft	Ersparnis eines Heizers		—

I = Motorverkehrsboot.

I a = Dampferverkehrsboot von denselben Schiffsdimensionen und Displacement wie das Motorverkehrsboot.

II = Dampferverkehrsboot von derselben Schleppleistung wie das Motorverkehrsboot.

Additional material from *Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft*,
ISBN 978-3-642-90183-6 (978-3-642-90183-6_OSFO2),
is available at <http://extras.springer.com>



wäre, diese Vergleiche zu verallgemeinern, zumal letztere eigentlich nur für spezielle Verhältnisse zusammengestellt wurden und überdies noch sehr wesentlich von der Größe, vor allem aber von der Art und dem Verwendungszweck des Fahrzeuges beeinflußt werden. Auch der Wirkungsgrad der Schraube wurde außer Acht gelassen. Es können daher die für den Dieselmotor zutage getretenen Vorteile mit Rücksicht auf die große Verschiedenheit der jeweiligen Verhältnisse nur ein ungefähres Bild geben.

So wird sich z. B. in das Verkehrsboot, falls es mit einer Dampfmaschinenanlage hätte ausgerüstet werden sollen, nur eine Maschine von 100 indizierten PS einbauen lassen, welche dem Fahrzeug eine um $1\frac{1}{2}$ Knoten kleinere Geschwindigkeit und eine um 1320 kg geringere Schleppkraft erteilt hätte. Außerdem ist nur der Einbau einer um 2 Spanten kürzeren Kajüte möglich. In der vorstehenden Tabelle II und auf Tafel II sind die Dimensionen und die Einrichtungs-skizze eines Vergleichsbootes dargestellt.

Ein Boot mit Dampfmaschinenanlage von gleicher Leistungsfähigkeit und gleichem Aktionsradius wie das vorhandene Rohölmotorboot würde eine um $3\frac{1}{2}$ m größere Länge besitzen müssen. Außer den höheren Anschaffungskosten käme auch noch der größere Brennstoffverbrauch bei dieser Ausführung in Betracht.

An Personal wird bei einem Motorschiff dieser Größe ein Heizer gespart, da ein Maschinist für die Rohölmotoranlage vollständig genügt.

Noch wesentlicher als bei dem Verkehrsboot erscheint der Gewinn zugunsten des Motors beim Vergleich zwischen einem Dampf- und Motorlogger, welche in den Fig. 60 und 61 einander gegenübergestellt sind. Es geht daraus hervor, daß der Motorlogger bei im übrigen gleichen Dimensionen im allgemeinen 20% höhere Leistungen besitzt wie der Dampflogger. Der Dampflogger stellt einen Typ dar, wie er in sehr großer Zahl schon ausgeführt worden ist. Er ist mit einer Dampfmaschinenanlage von 90 PSe ausgestattet.

Der nach genau demselben Spantenriß und mit denselben Dimensionen erbaute Motorlogger ist infolge des kleineren Maschinenraumes und des leichteren Motorgewichtes imstande, mindestens 160 Faß Heringe unter Deck mehr mitzunehmen wie der Dampflogger und kann gleichzeitig mit mindestens 30 Netzen mehr ausgerüstet werden. Ein Diesellogger mit 660 Kantjes bringt daher bei 6 Reisen etwa 4000 Kantjes pro Jahr. Ein Dampflogger mit 500 Kantjes bei 6 Reisen 3000 Kantjes. Der Diesellogger bringt demnach 1000 Kantjes mehr entsprechend 750 Tonnen. Dies ergibt bei einem Preis von 30 \mathcal{M} pro Tonne die Möglichkeit einer Wertsteigerung pro Logger um 22 500 \mathcal{M} pro Jahr.

Hierzu kommt noch eine ganz wesentliche Brennstoffersparnis.

Auch in F i s c h d a m p f e r n für den Frischfischfang wird sich der Rohölmotor als der einzig geeignete bald einbürgern. Eingehende Projekte, welche ausgearbeitet worden sind, haben gezeigt, daß bei gleichen Schiffsdimensionen ein Raum von etwa 4 m Länge durch Fortfall der Kesselanlage gewonnen werden kann. Dieser Raumgewinn gestattet eventuell den Einbau einer Kälteanlage, die sonst in gleich geeigneter Weise nicht unterzubringen wäre. Der Brennstoff für die längstmögliche Reise kann in einem Doppelboden untergebracht werden, der unter der Kühlanlage zweckmäßig Platz findet.

Falls man auf besondere Einrichtungen auf einem derartigen Fischdampfer verzichtet, kann man den Vorteil des geringeren Maschinen- und Brennstoffgewichtes durch eine größere Schärfe des Schiffskörpers ausnutzen, wodurch bei gleicher Geschwindigkeit eine erheblich geringere Maschinenkraft erforderlich

Tabelle III. Logger. 1918

	Motorlogger (90 t)	Dampflogger 90 t
Schiffsdimensionen L	27,36 m	27,36 m
„ B	6,50 „	6,50 „
„ H	3,28 „	3,28 „
Geschwindigkeit etwa	7,5 Kn.	7,5 Kn.
Displacement	254 cbm	254 cbm
Logger auf der Heimreise mit voller Ausrüstung, d o h n e L a d u n g	140 t	164 t
Anzahl Fässer unter Deck	760	600
„ Fischräume	12	9½
Ladung, Gewicht	114 t	90 t
Anzahl Netze	160	130
Mittlerer Brennstoffverbrauch pro Reise in Kilo etwa	3 000 kg	20 000 kg
Mittlerer Brennstoffverbrauch pro Reise . . .	144 M	360 M
Beschaffungskosten ohne Fischereigeräte etwa .	70 000 „	70 000 „
Motorlogger m e h r Fässer	160 = 21 %	—
„ m e h r Netze	30 = 18¾ %	—
„ durchschnittlich weniger Betriebs- kosten pro Reise etwa	260 M	—
Mannschaft		gleich.

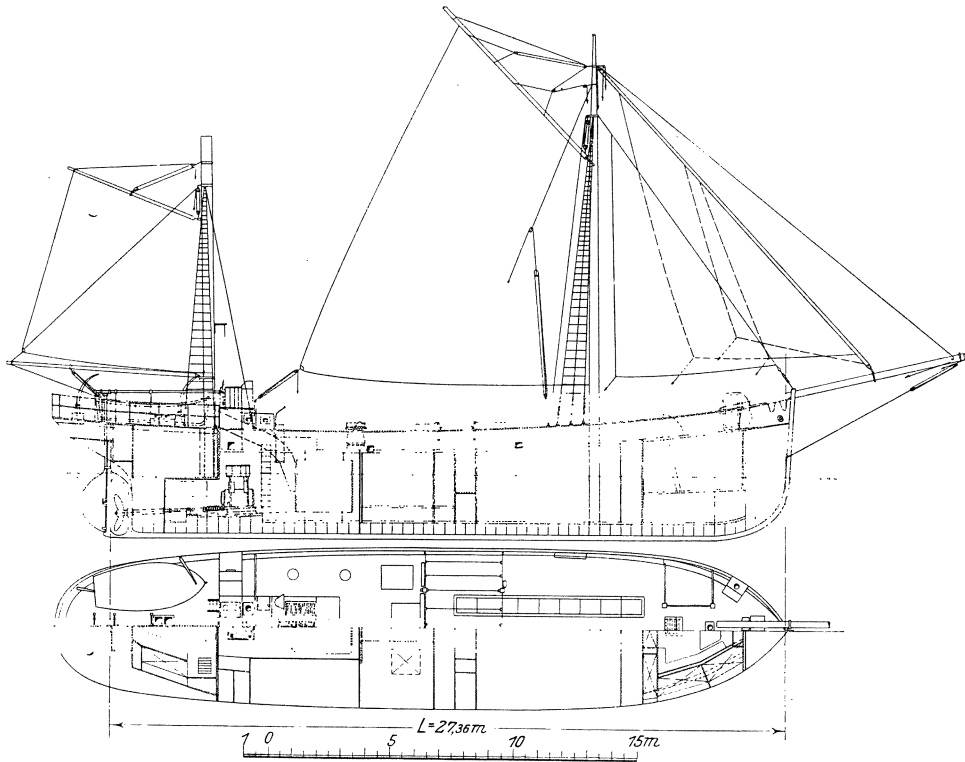


Fig. 60.

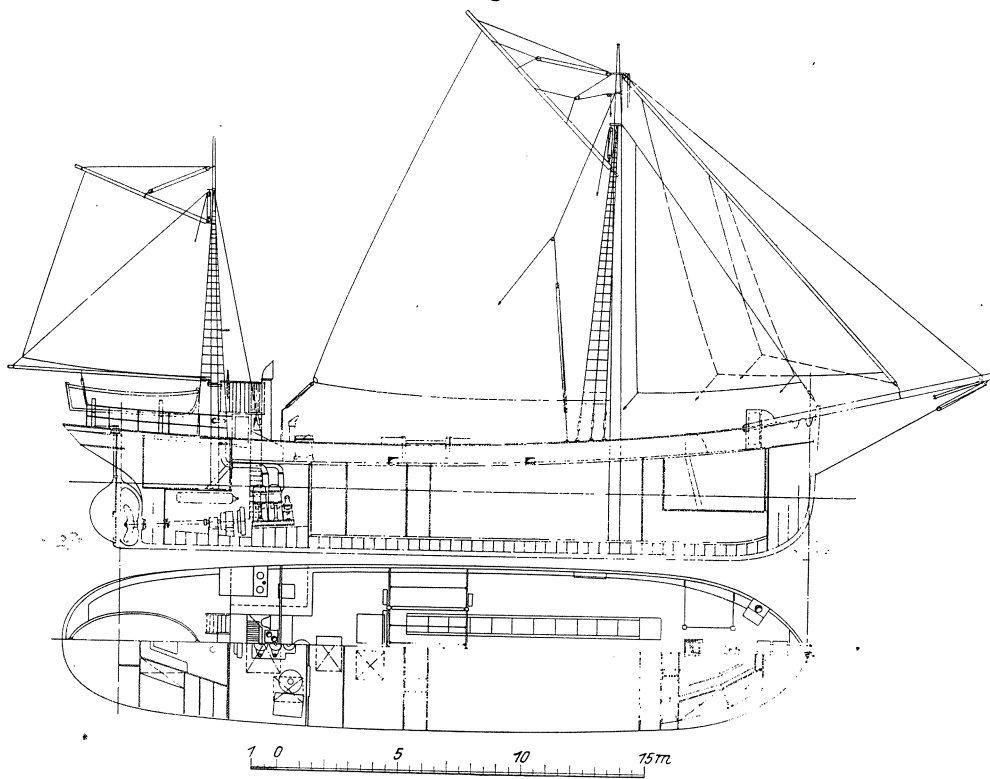


Fig. 61.

wäre und hierdurch geringere Anschaffungskosten, geringerer Brennstoffverbrauch als die wesentlichen Vorzüge in Betracht kämen.

Auch ist genügend Raum vorhanden zur Unterbringung eines Hilfskessels für den Betrieb der Fischwinde, sofern der Dampfbetrieb hierfür beibehalten werden soll.

Zu einem Vergleich seien folgende 3 Schiffe in Tabelle IV und in Fig. 62—64 gegenübergestellt.

1. 1 Motorfischfahrzeug von dem kleinen Typ 35,5×6, 7×3,75 m,
2. 1 Dampffischfahrzeug von denselben Dimensionen 35,55×6, 7×3,75 m,
3. 1 „ von dem großen Typ 39,3×7, 0×4,35 m,

für 1 und 2 ist dieselbe Völligkeit angenommen. Größtes Deplacement 400 cbm; für 3 ist ebenfalls dieselbe Völligkeit angenommen. Größtes Deplacement 550 cbm.

Während für die Dampffischfahrzeuge das max. Deplacement beim ausgehenden Schiff erreicht wird, haben die Motorfischfahrzeuge das größte Deplacement beim Antritt der Heimreise.

Im folgenden sind die Gewichte für das max. Deplacement zusammengestellt unter der Voraussetzung, daß für sämtliche 3 Schiffe die Kohlen resp. das Öl für denselben Aktionsradius bemessen sind.

1. Schiff mit Ausrüstung inkl. Motoranlage entsprechend 400 PSi nebst Mannschaften und Fischereiausrüstungen	243 Tonnen
An Bord noch vorhandenen Proviant und Trinkwasser	6 „
und Öl	16 „
Fische und Eis	135 „
	400 Tonnen
2. Schiff mit Ausrüstung inkl. Maschinenanlage von 300 PSi nebst Mannschaft und Fischereiausrüstung	251 Tonnen
Proviant und Trinkwasser	24 „
Kohlen	100 „
Eis	25 „
	400 Tonnen
3. Schiff mit Ausrüstung inkl. Maschinenanlage von 400 PSi nebst Mannschaften und Fischereiausrüstungen	330 Tonnen
Proviant und Trinkwasser	40 „
Kohlen	150 „
Eis	30 „
	550 Tonnen

Brennstoffverbrauch in Mark bei Motorschiff kleiner	ca. 43%
Aktionsradius	derselbe
Tragfähigkeit, Fische und Eis	dieselbe
Motorschiff, weniger Mannschaftslöhne und Verpflegung im Jahre . .	3000 <i>M</i>
Beschaffungskosten billiger beim Motorschiff	ca 17 %
I = Motorfischfahrzeug von dem kleinen Typ	
I a = Dampffischfahrzeug „ „ kleinen „	
II = „ „ „ großen „	

Die Geschwindigkeit des Typs 1 und 3 beträgt ca. 11 Knoten, während bei Typ 2 die Geschwindigkeit nur 10 Knoten beträgt, indem bei einem Deplacement von 400 cbm eine Maschinenanlage von nur 300 Psi des Gewichtes wegen sich einbauen läßt.

Die Fisch- und Eisräume des Typs 1 sind genügend groß, um 165 cbm Fisch und Eis aufnehmen zu können. Die Laderäume des Typs 3 inkl. Reservebunker genügen ebenfalls für 165 cbm Fisch und Eis, während für Typ 2 die Fisch- und Eisräume nebst Reservebunker nur 115 cbm Eis und Fisch aufnehmen können.

Der Brennstoffverbrauch pro Reise beträgt:

1. 32 Tonnen Öl = 1535 *M*
2. 100 „ Kohlen = 1800 *M*
3. 150 „ „ = 2700 *M*.

Dabei ist noch zu berücksichtigen, daß bei Typ 2 die Geschwindigkeit 1 Knoten weniger beträgt wie bei Typ 1 und 3. Der Preis des Schiffes mit Motor resp. Maschinenanlage, doch ohne Fischereiausrüstung beträgt:

1. 160 000 *M* für 11 Knoten (Motorschiff),
2. 140 000 *M* „ 10 „ (Dampfschiff, kleiner Typ),
3. 193 000 *M* „ 11 „ (Dampfschiff, großer Typ).

Man ist also imstande, ein Motorschiff für den Fischfang von der Größe des kleinen Typs bauen zu können, welches dieselbe Tragfähigkeit, Rauminhalt, Aktionsradius und Geschwindigkeit hat wie ein Dampffischfahrzeug von dem großen Typ. Außerdem ist im Verhältnis zu einem Dampffischfahrzeug des großen Typs das Motorschiff ca. 17 % billiger zu beschaffen und hat eine Brennstoffersparnis von 43 %.

An Lohn und Kost würde durch Fortfallen von 2 Heizern eine jährliche Ersparnis von 3000 *M* erzielt werden.

Tabelle IV. Schiffe für den Fischfang.

	I <i>Motor</i>	I a <i>Motor</i>	II
Schiffsdimension L . . .	35,5 m	35,5 m	39,3 m
„ B . . .	6,7 „	6,7 „	7,0 „
„ H . . .	3,75 „	3,75 „	4,35 „
Motor resp. Maschinen . .	400 PSi entsprechend	300 PSi	450 PSi
Geschwindigkeit	ca. 11 Knoten	ca. 10 Knoten	ca. 11 Knoten
Max. Displacement	400 cbm	400 cbm	550 cbm
Aktionsradius	für alle drei Schiffe gleich		
Brennstoff für eine Reise, ca. 21 Tage	32 000 kg	100 000 kg	150 000 kg
Brennstoff	1 535 <i>M</i>	1 800 <i>M</i>	2 700 <i>M</i>
Fisch- und Eisraum-Inhalt	165 cbm	115 cbm inkl. Reservebunker	165 cbm inkl. Reservebunker
Tragfähigkeit Fische und Eis	135 t	94 t	135 t
Mannschaft	12 Mann	10 Mann	14 Mann
Beschaffungskosten	160 000 <i>M</i>	140 000 <i>M</i>	193 000 <i>M</i>

Zum Schluß seien noch 2 Frachtschiffe von etwa 5400 Tonnen Tragfähigkeit, von denen das eine mit Öl, das andere mit Dampf betrieben werden soll, zum Vergleich gestellt. Hierbei ist zu beachten, daß die nachstehende Berechnung resp. Tabelle V unter der ungünstigen Annahme gemacht wurde, daß der Ölvorrat für die g a n z e Reise mitgeführt wird, während der Dampfer nur Kohlen für die h a l b e Reise an Bord hat. Die Fig. 65 und 66 hingegen zeigen die Raumverhältnisse, wie sie sich jeweils bei gleichem Aktionsradius gestalten würden.

Die Treibmittel des Dieselmotors unter besonderer Berücksichtigung für die Schifffahrt.

Für die Weiterentwicklung des Dieselmotors ist die Frage der Treibmittelversorgung naturgemäß eine der wichtigsten. Sie wird immer wieder davon abhängen, wie die Versorgung des Marktes mit Treibölen bewerkstelligt wird. In Ländern, die eine nennenswerte Erdölproduktion besitzen, ist die Frage von vornherein leicht gelöst. In ölarmen Ländern macht es sich hingegen nötig, durch entsprechende Installationen an den Hafenplätzen für die Zuführung des Treibmittels aus den Ölländern und für seine Verteilung Sorge zu tragen.

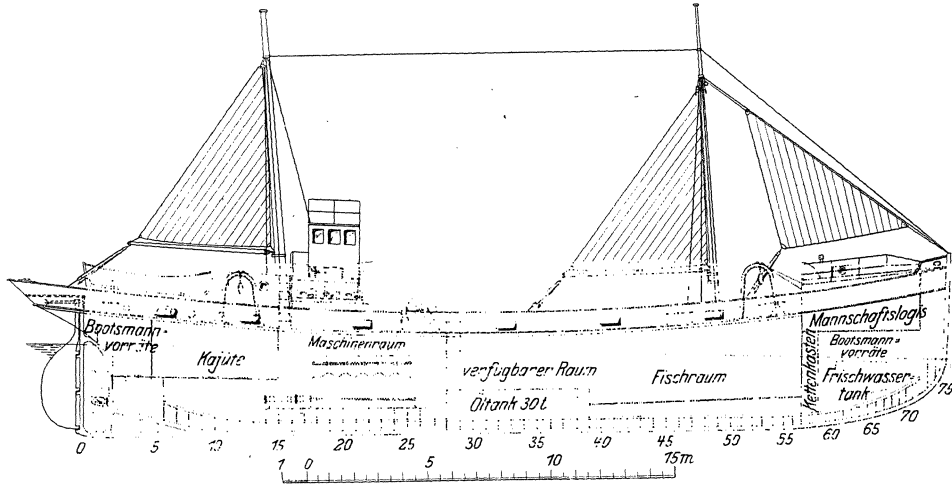


Fig. 62.

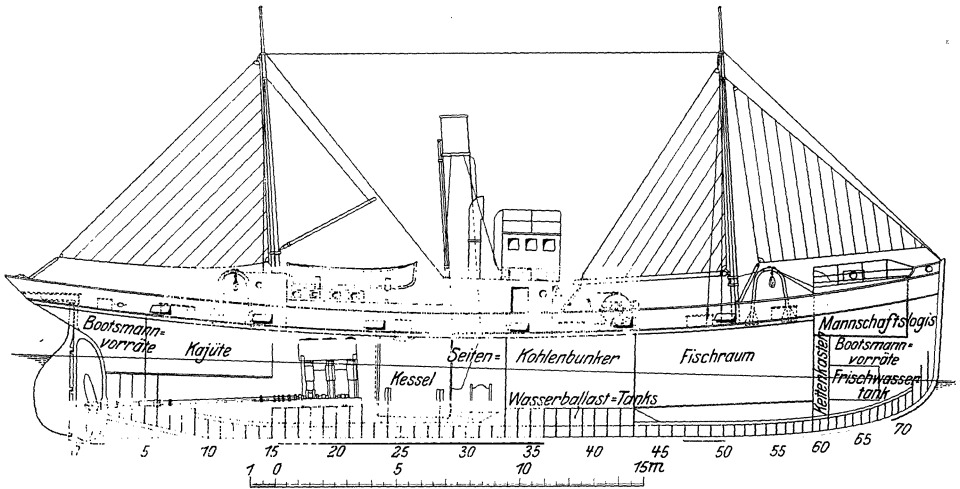


Fig. 63.

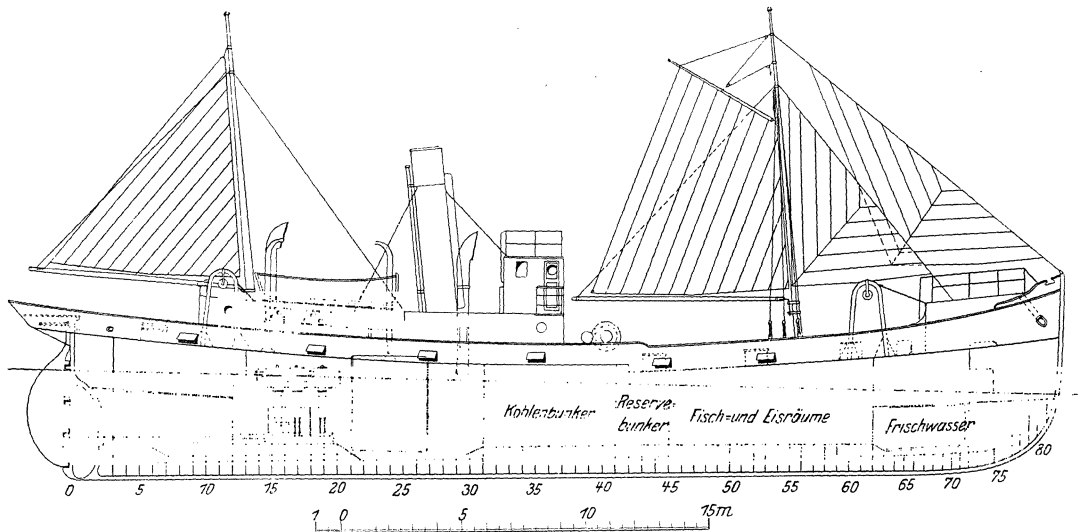


Fig. 64.

Frachtschiff mit Motoranlage.

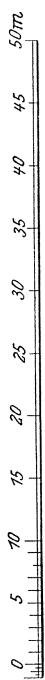
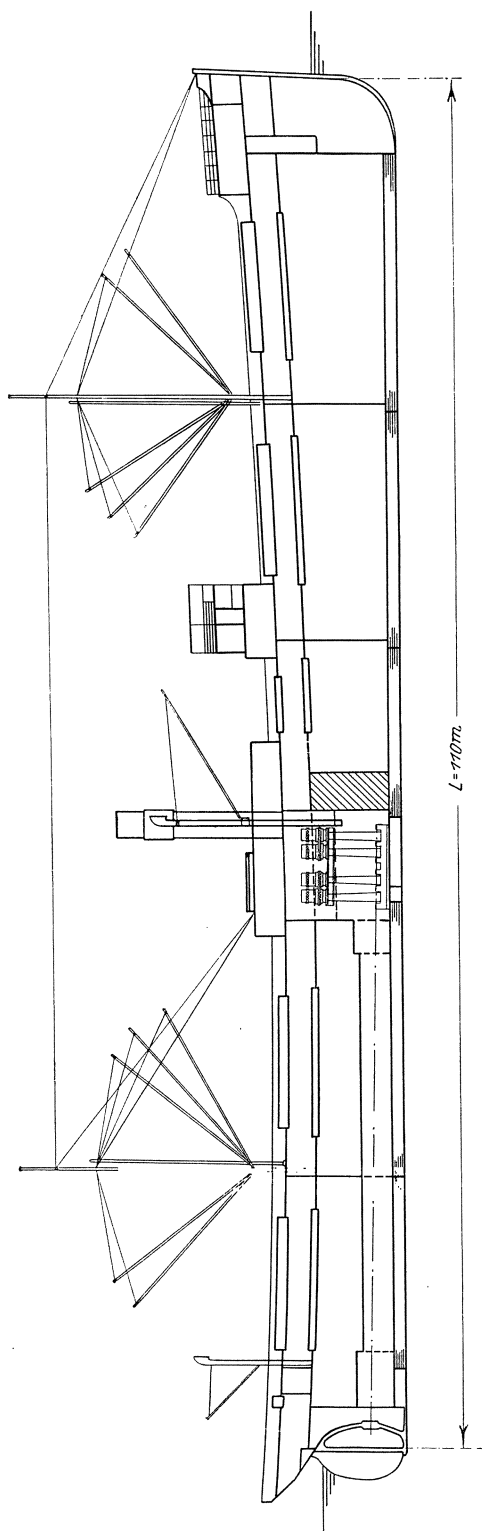


Fig. 65.

Frachtschiff mit Dampfanlage.

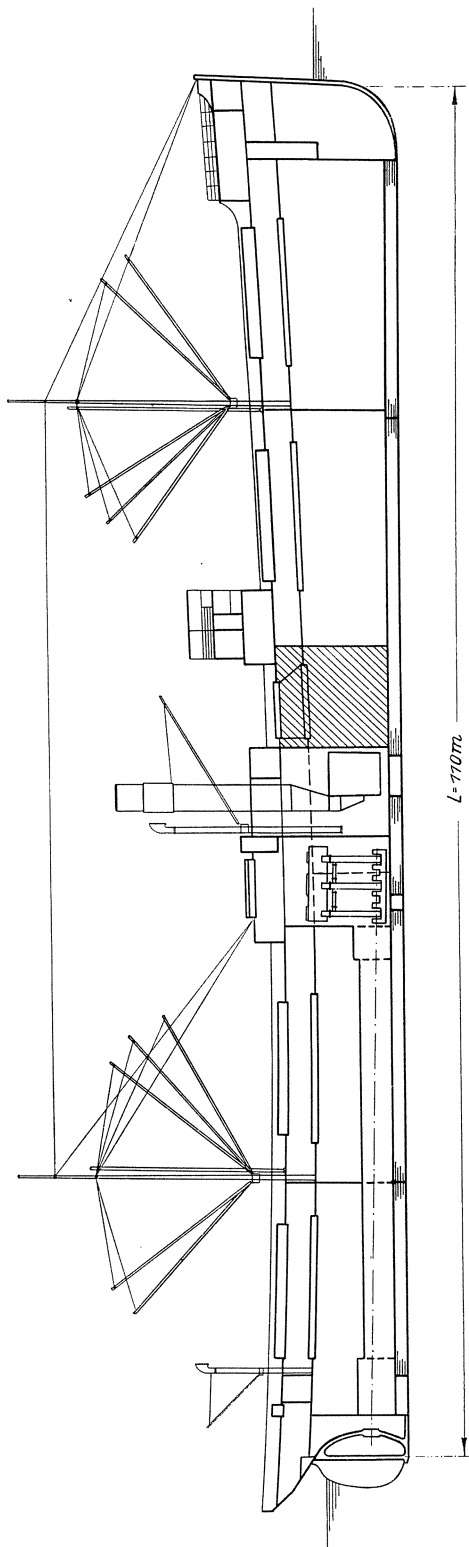


Tabelle V. Frachtschiffe.

Schiffstyp e	M o t o r	D a m p f
Dimensionen Länge	103 m	
„ Breite	14,6 m	
„ Höhe	9,6 „	
„ Tiefgang	6,55 „	
„ Völligkeitskoeffizient	0,78 „	
Maschinenleistung in P S e respektive P S i, Wirkungsgrad 90 %	1350	1500
Gesamt-Tragfähigkeit	5550 t	5400 t
Brennstoff (bei Motorschiff für Hin- und Rück- reise, bei Dampfschiff nur einfache Reise . .	350 t	480 t
Ladefähigkeit	5200 t	4920 t
Zugunsten des Motorschiffes:		
Größere Ladefähigkeit	280 t	—
Raumgewinn durch Ausnutzung des Doppel- bodens für die Unterbringung des Rohöls	425 m ³	—
Geschwindigkeit	10 $\frac{km}{h}$	10 $\frac{km}{h}$
Brennstoffverbrauch (0,220 kg/P S e; 0,55 kg/P S i) pro Tag	7,13 t	19,8 t
Brennstoffkosten (34 \mathcal{M} für Rohöl; 15,70 \mathcal{M} Kohlen) pro Tag	242 \mathcal{M}	311 \mathcal{M}
Zugunsten des Motors pro Tag	69 \mathcal{M}	—
Besatzung: 1 erster Maschinist 300 \mathcal{M} pro Monat	300 \mathcal{M}	300 \mathcal{M}
1 zweiter „ 180 \mathcal{M} „ „	180 „	180 „
1 dritter „ 100 \mathcal{M} „ „	100 „	100 „
1 Maschin.-Assist. 60 \mathcal{M}	60 „
1 Motorschlosser 100 \mathcal{M}	100 „	
6 Heizer u. Trimmer à 75 \mathcal{M}	450 „
2 Schmierer à 75 \mathcal{M}	150 „	
Verpflegungskosten 1,20 \mathcal{M} pro Kopf und Tag	216 „	360 „
	1046 \mathcal{M}	1450 \mathcal{M}
Zugunsten des Motors pro Monat	404 \mathcal{M}	—

Schiffstyp e	M o t o r	D a m p f
Ersparnisse pro Jahr, d. i. für 4 einfache Fahrten à 40 Dampftage:		
1. Mehrverdienst an Fracht 16 <i>M</i> pro Tonne für die volle Fahrt, hin und zurück . .	17 920 <i>M</i>	—
2. Brennstoff 160×69 <i>M</i>	11 040 „	—
3. Besatzungskosten 404×12	4 848 „	—
	33 808 <i>M</i>	—
4. Zuungunsten des Motors 1 % Amortisation mehr von 250 000 <i>M</i> (Motorenanlage)	2 500 „	—
Jährliche Ersparnis..	31 308 <i>M</i>	—
(Diese wird sich vielleicht noch etwas reduzieren infolge des voraussichtlich höheren Schmierölbedarfs und der höheren Erhaltungskosten.)		

Die vielen Versuche, die die Motorfabrikanten mit verschiedenen Treibmitteln angestellt haben, haben immer wieder ergeben, daß die Mineralöle die geeignetsten für den Dieselmotor sind, im Gegensatz zu den Steinkohlen- und Braunkohlenteerölen, von welch letzteren die Steinkohlenteeröle sich als verwendbar erwiesen haben, während die Braunkohlenteeröle dies nur unter gewissen Bedingungen zulassen. Die Mineralöle haben stets vor allen anderen Treibmitteln den besonderen Vorzug des denkbar höchsten Heizwertes, 10 500 bis 11 000 W. E. im Verein mit der physikalischen Eigenschaft, die namentlich für den Schiffsmotor von großer Bedeutung ist, nämlich, daß diese Öle erst bei hoher Kälte beginnen, ihre Leichtflüssigkeit zu verlieren. Der hohe Flammpunkt, der je nach Provenienz zwischen 70 und 130° C. liegt, macht ihre Lagerung absolut ungefährlich. Neben den sogenannten Mittelölen aus der Mineralöldestillation mit einem spezifischen Gewicht von etwa 0,860 bis 0,900 finden schon seit längerer Zeit selbst die schwereren Mineralölprodukte, die sogenannten Residuen, in Rußland Masut, in Rumänien Pacura genannt, gleich gut im Motor Verwendung. Der Heizwert dieser schweren Öle, deren spezifisches Gewicht zwischen etwa 0,900 bis 0,940 liegt, ist nur um wenig geringer, als der der Mittelöle, welch letztere man vielfach mit dem unrichtigen und unmotivierten Ausdruck „Gasöl“ bezeichnet.

Der Schiffsdieselmotor wird sein Treibmittel wohl ausschließlich aus diesen beiden Ölen auszuwählen haben, weil dieselben im internationalen Schiffahrtsverkehr mit keinerlei Zollabgaben belastet, vielfach am billigsten zu beschaffen sind. Für die Schiffahrtskreise wird es daher von größter Bedeutung sein, zu erfahren, mit welchen Quantitäten solcher Mineralöle als Motortreibmittel zu rechnen ist. Dabei will ich mich darauf beschränken, hier die Rohölproduktion nur der bedeutendsten Ölländer anzuführen. Diese war im Jahre 1909 folgende:

Vereinigte Staaten von Nordamerika . . .	rund 23 600 000	Tonnen
Rußland	„ 9 000 000	„
Niederl. Indien	„ 1 200 000	„
Rumänien	„ 1 300 000	„
Österreich	„ 2 000 000	„
Englisch Indien	„ 700 000	„
Japan	„ 300 000	„
Deutschland	„ 150 000	„

Die Gesamtweltproduktion betrug im Jahre 1909 rund 39 Millionen Tonnen. Für das Jahr 1910 wird sie sich nach den vorliegenden Schätzungen schon auf 40 Millionen Tonnen belaufen. Aus diesen 40 Millionen Tonnen Rohöl würden dem Dieselmotor etwa die Hälfte, also 20 Millionen Tonnen solcher Öle, die für den Dieselmotor als Treibmittel geeignet sind, zur Verfügung stehen können. Das ist schon eine ganz gewaltige Ziffer, die sich von Jahr zu Jahr ohne Frage erhöhen wird, denn die Produktion an Rohöl nimmt unaufhörlich zu. Zum Beweise hierfür seien die Weltproduktionsziffern früherer Jahre angeführt:

Im Jahre 1891 betrug die Weltproduktion . .	11 700 000	Tonnen
1895	14 000 000	„
1900	19 600 000	„
1905	28 500 000	„
1909	39 000 000	„

Aus diesen Zahlen erhellt zur Genüge, daß die Beschaffung des nötigen Treiböles für den Motor dem Interessenten auf lange Jahre hinaus keine Sorge zu bereiten braucht. Auch der Preis für diese Treibmittel wird sich immer in gewissen Grenzen bewegen, ebenso wie sich für die Kohle Normalpreise entwickelt haben. Der Ölproduzent wird sich immer bei seinen Forderungen für Treiböl vorhalten müssen, daß er die Konkurrenz mit der Kohle zu bestehen hat und daß der Verbraucher die Dampfmaschine bevorzugen würde, wenn der Preis für das Treibmittel eine

Höhe erreicht, die den Motor gegenüber der Dampfmaschine nicht mehr rentabel machen wird. Abgesehen hiervon wird auch die weitere Produktionssteigerung an Erdöl preisregelnd wirken, wie die Erfahrung stets gelehrt hat. Der Ölproduzent wird weiter um so mehr mit dem Absatz seiner Produkte als Treiböl rechnen müssen, als sichtbarlich der Petroleumverbrauch seinen Höhepunkt überschritten hat. Die Hauptverbrauchsländer zeigen heute eine Abnahme im Verbrauch von Petroleum.

Es wird namentlich die Schifffahrt interessieren, an welchen Punkten des Weltverkehrs heute bereits Installationen bestehen, von denen die Versorgung des Schiffsmotors mit Treiböl vorgenommen werden kann. Da ergibt sich denn, daß jetzt schon eine ganze Reihe von wichtigen Plätzen der Schifffahrt für die Einnahme solchen Brennstoffes zur Verfügung stehen. Abgesehen von den Haupthäfen der ölproduzierenden Länder, also in den Vereinigten Staaten von Nordamerika, in Rußland, Rumänien und Niederländisch Indien, würde z. B. heute schon die Lieferung von Treiböl in folgenden Häfen ermöglicht werden können:

Deutschland: Hamburg, Bremen, Ludwigshafen.

Holland: Amsterdam und Rotterdam.

England: London, Manchester, Bristol, Barrow-in-Furness, Sunderland, Grangemouth (Schottland).

Irland: Belfast.

Belgien: Antwerpen.

Österreich-Ungarn: Triest.

Italien: voraussichtlich schon im nächsten Jahr: Genua, Venedig, Neapel.

Türkei: voraussichtlich schon im nächsten Jahr: Konstantinopel, Smyrna.

Ägypten: Im nächsten Jahr Alexandrien.

Die österreichische Ölproduktion wird aller Voraussicht nach für die Schifffahrt keine große Rolle spielen. Die österreichischen Quellen liegen zu weit ab von dem Haupthafen des Landes, Triest, und der Inlandskonsum dürfte in absehbarer Zeit die Produktion zu solchem Treiböl allein aufzunehmen in der Lage sein, um so mehr als heute schon in Österreich solche Öle zur Heizung von Lokomotiven Verwendung finden.

Es unterliegt keinem Zweifel, daß mit der Ausbreitung des Dieselmotors in der Schifffahrt weitere Tankanlagen an anderen bedeutenden Hafenplätzen als den vorgenannten Errichtung finden werden, so z. B. an den wichtigsten Häfen in Afrika.

Die Preise für Treiböl sind naturgemäß nach den auf letzterem in den verschiedenen Ländern lastenden Unkosten verschieden. In Deutschland ist heute

ein solches Öl mit einem Heizwert von durchschnittlich 10 500 W. E. zum Preise von 45.— \mathcal{M} bis 50.— \mathcal{M} per Tonne frei ab Tankanlage im Hafen Hamburg bezw. Bremen erhältlich. Mit einem ähnlichen Preise ist in den anderen Hafentplätzen ebenfalls zu rechnen und hierzu dürften heute mehrjährige Kaufkontrakte getätigt werden können.

Um nun zum Motor selbst wieder zurückzukehren, so dürfte es keinem Zweifel unterliegen, daß der Dieselmotor im Schiffbau ein außerordentliches Anwendungsgebiet finden wird, dessen Größe man vor kurzer Zeit noch nicht ahnte. Es ist erfreulich, zu konstatieren, daß allem Anscheine nach bei der Entwicklung der Großschiffsmotoren Deutschland an der Spitze marschieren wird. Trotz der vielen Vorzüge des Dieselmotors darf man aber unter keinen Umständen annehmen, daß derselbe die Dampfmaschinen und Dampfturbinen verdrängen wird. In jedem Fall werden die besonderen Betriebs- und Rentabilitätsverhältnisse besonders zu prüfen sein.

Man braucht sich dabei nur an das Goethesche Wort zu erinnern: „Was ist das Allgemeine? Der besondere Fall. Was ist das Besondere? Millionen Fälle.“

Diskussion.

Herr Geheimer Regierungsrat Professor F l a m m -Berlin:

Meine Herren! Die Ansicht, die Herr Direktor S a i u b e r l i c h in seinen letzten Worten ausgesprochen hat, daß der Dieselmotor in der Schifffahrt eine große Zukunft haben wird, teilen wir wohl alle. Aber ich möchte doch aus den Erfahrungen der letzten Zeit gelegentlich einer Umfrage für ein zu erbauendes und zu vergebendes Fahrzeug mitteilen, daß es mir bis jetzt nicht gut gelungen ist, für ein Fischereifahrzeug diejenigen Angebote von den Firmen, die Motore bauen, zu bekommen, die das Motorfahrzeug direkt in dem günstigen Licht erscheinen lassen, wie Herr Direktor S a i u b e r l i c h vorhin angegeben hat.

Ich will einige Zahlen nennen. Zunächst war projektiert ein Fahrzeug von 24 m Länge in der Wasserlinie, 120 PS für die Dampfmaschine und einer entsprechenden Bunn von 3 m, die für den Betrieb für notwendig erachtet wurde. Das Angebot für den vollständigen Dampfer mit allen Ausrüstungsgegenständen betrug 67 500 \mathcal{M} . Dann haben wir das Projekt, weil es uns zu teuer erschien, umgeändert. Das Boot ist jetzt 4 m kürzer in der Wasserlinie — im Projekt natürlich noch — und nun soll statt der Dampfmaschine ein Motor eingebaut werden; bezüglich der Motore sind die Angebote von den verschiedensten Firmen eingeholt worden. Ich habe mich allerdings nicht an Ihre Firma (zu Herrn Direktor S a i u b e r l i c h) gewandt. Ich werde mir noch erlauben, an Ihre Firma besonders heranzutreten. Vielleicht übernehmen Sie die Garantien, die erforderlich sind. (Herr Direktor S a i u b e r l i c h : Sehr gern!)

Bei den Angeboten, die auf die Anfrage eingingen, hat sich zunächst einmal hinsichtlich des Gewichts jener genannte große Vorteil des Motors gegenüber der Dampfmaschine gerade nicht herausgestellt. Für die in Betracht kommenden Pferdestärken, etwa 90 bis 100, ergaben sich bei allen Angeboten, auch von maßgebenden Firmen, die Gewichte doch ziemlich hoch. Es waren Gewichte von 12 t für die 100 pferdige Anlage offeriert; es waren auch einige vorhanden, die etwas mit dem Gewicht heruntergingen. Die Garantien wurden zum großen Teil bloß derart gegeben, daß es hieß, wir wollen den Motor auf Probierstand prüfen lassen, dann nimmst du ihn ab, und damit ist die Angelegenheit für uns erledigt. Eine einzige Firma ist anders vorgegangen. Sie hat erklärt, sie wolle den Motor nach einem Jahre noch zurücknehmen, wenn er nicht genügt, und das ist eine Bedingung, die man bei einer solchen Sache, wo es sich um eine neue Einrichtung handelt, wohl verlangen müßte; denn durch Versagen des Motors wird eventuell das ganze Fahrzeug in Frage gestellt.

Nun die Kosten! Ich will bloß einige Zahlen nennen. Die Preise betragen für einen 100 pferdigen Motor 53 500 \mathcal{M} , bei einigen Angeboten etwas weniger, während wir für 67 500 \mathcal{M} das ganze 24 m lange Fahrzeug mit 120 pferdiger Dampfmaschine und mit Bunn-Angeboten erhalten hatten! Die Offerten liegen schwarz auf weiß vor. Von anderen Firmen waren die Motore billiger angeboten worden, aber immerhin waren die Preise wesentlich höher als die der Dampfmaschine. Und auch bezüglich der Betriebskosten — ich gebe ohne weiteres zu, daß darin große Vorteile liegen — sind die Gewinnste doch nicht so übermäßig, so überwältigend, daß man nun ohne weiteres sagen könnte: das Fahrzeug wird in dieser Weise als Motorschiff jetzt ausgeführt.

Ich glaube, die Herren, die mit der Motorenindustrie zu tun haben, fördern die Sache sehr viel mehr, wenn sie, da ja doch sehr viele Erfahrungen noch nicht vorliegen, bei ihren Angaben diejenigen Zahlen geben, die auch im Dauerbetrieb gehalten werden können, vor allem aber auch die Preise herabsetzen! Das ist für denjenigen, der damit zu rechnen hat, sehr wertvoll. Man vermeidet dann unangenehme Enttäuschungen.

Ich werde nun mit Vergnügen auch an Ihre Firma (zu Herrn Direktor S a i u b e r l i c h) herantreten. Ich gebe Ihnen aber von vornherein bekannt, daß die Bedingungen und Garantien, die Sie zu erfüllen haben, scharf sein werden. Vielleicht werden Ihre Zahlen dann etwas anders lauten.

Herr Direktor S a i u b e r l i c h (Schlußwort):

Herr Geh. Regierungsrat F l a m m hat uns von den schlechten Erfahrungen berichtet, welche er bei der Einholung von Angeboten auf einen Schiffsdieselmotor hinsichtlich der Preise machte, indem er erwähnte, daß ein etwa 100 PS Motor 53 000 \mathcal{M} kosten sollte. Ein jeder, der sich näher mit der Motorenfrage befaßt hat, wird mit mir überzeugt sein, daß es hiermit seine besondere Bewandnis haben muß und wird wissen, daß man einen solchen Motor mit Leichtigkeit von einer erstklassigen Firma für weit weniger als die Hälfte kaufen kann. Der hohe Preis des von Herrn Geheimrat F l a m m angefragten Motors kann meines Erachtens nur durch eine für Schiffsmotoren ungewöhnlich niedrige Umdrehungszahl erklärt werden.

Wenn eine ganze Reihe von Firmen keine genügenden Garantieverpflichtungen übernehmen wollen, wie Herr Professor F l a m m solche wahrscheinlich stellte, so darf das keinesfalls Wunder nehmen, da bislang nur ganz wenige Firmen praktische Erfahrungen und gute Erfolge mit Dieselmotorschiffen erreicht haben. Aus diesem Grunde kann man Firmen, die sich bisher noch nicht im Schiffbau mit ihren Motoren betätigt haben, nicht übelnehmen, wenn sie zunächst bei der Abfassung ihrer Verträge sehr vorsichtig sind.

Herr Geheimrat F l a m m hat gefunden, daß bei seinem Projekt die Vorteile beim Einbau eines Dieselmotors keine zu bedeutende seien. Da aber sein Projekt nicht bekannt ist, so ist mir die Möglichkeit genommen, mich darüber zu äußern. Übrigens möchte ich doch an die Bemerkung bei den Vergleichsbetrachtungen in meinem Vortrag erinnern, wonach ich ausdrücklich betonte, daß es unzulässig sei, die angestellten Vergleiche zu verallgemeinern, und daß die bei deren Vergleichen für den Dieselmotor zutage getretenen Vorteile mit Rücksicht auf die große Verschiedenheit der jeweiligen Verhältnisse nur ein ungefähres Bild geben können. An anderer Stelle habe ich noch erwähnt, daß in jedem Falle die besonderen Betriebs- und Rentabilitätsverhältnisse besonders zu prüfen seien, im Sinne des am Schlusse meines Vortrages genannten Goetheschen Wortes.

Zum Schluß stellt Herr Geheimrat F l a m m Vermutungen auf, welche die von mir angegebenen Zahlen in ein bedenkliches Licht stellen. Hätte Herr Geheimrat F l a m m einwandfrei nachgewiesen, daß die eine oder andere der von mir angegebenen Zahlen einer Berichtigung bedürfe, würde ich dafür dankbar gewesen sein; bloße Vermutungen aber, die einer Begründung entbehren, muß ich zurückweisen.

Ich freue mich übrigens, daß Herr Geheimrat F l a m m sich durch die bisherigen Resultate seiner Projektierungsarbeiten auf dem Gebiete der Schiffsdieselmotoren nicht schrecken läßt und zugibt, daß der Schiffsdieselmotor doch eine große Zukunft haben wird.

Herr Geheimrat und Professor B u s l e y - Berlin:

Meine Herren! Der Dieselmotor steht heute unter den Kraftmaschinen im Mittelpunkt des Interesses. Es ist daher sehr anerkennenswert von Herrn Direktor S a i u b e r l i c h , daß er sich auf unseren Wunsch bereit erklärt hat, seine bisherigen Erfahrungen auf diesem Gebiet bekannt zu geben. Ich glaube, meine Herren, ich spreche in Ihrer aller Sinn, wenn ich Herrn Direktor S a i u b e r l i c h dafür unseren ganz besonderen Dank abstatte. (Beifall.)

XII. Temperaturmessungen auf Schiffen der Kriegs- und Handelsmarine.

Vorgetragen von Otto Weiß-Berlin.

Den Fortschritten der heutigen Technik entsprechend hat man der Temperaturmessung in allen Zweigen der Industrie von Jahr zu Jahr eine größere Bedeutung beigelegt.

Vergleichen wir die Temperaturmessungen, die man vor Jahrzehnten in irgend einem industriellen Betriebe vorgenommen hat, mit den Errungenschaften der Neuzeit gerade auf diesem Gebiete der Technik, so muß man zu dem erstaunlichen Resultat kommen, daß man heute in der Lage ist, die feinsten Apparate herzustellen, die uns von den Ungenauigkeiten und Unzuverlässigkeiten der damals allein bekannten Quecksilber- und Metallthermometer vollkommen unabhängig gemacht haben, Apparate, die sowohl genaue Ablesungen der Temperaturen bis zu Hundertsteln von Celsiusgraden gestatten als auch die Möglichkeit geben, die einzelnen Temperaturen nicht der Reihe nach kontrollieren und ablesen zu müssen, sondern von einer Zentralstelle aus eine ganz beliebige Anzahl von Punkten auf ihre Temperatur zu untersuchen bzw. ihre Temperatur festzustellen, deren örtliche Lage fast unbeschränkt ist.

Diesen Erfolg, derartige Apparate, die allen erdenklichen Anforderungen genügen, heute bauen zu können, verdankt die Technik der Erkenntnis, Temperaturen überhaupt kontrollieren zu müssen, da jeder Betrieb auf eine möglichst ökonomische Ausnutzung angewiesen ist, soll er vorteilhaft existieren und der Konkurrenz wirksam begegnen können.

Man hat gelernt, die Vorteile zu schätzen, die uns die genaue Kenntnis der Temperatur bietet, und hat eingesehen, daß man mit den bisher üblichen Thermometern diese Vorteile bei weitem nicht erzielen kann. Das Anwendungsgebiet dieser ist ein sehr geringes und mußten daher Mittel und Wege geschaffen werden, die uns von ihrer meist umständlichen Verwendung unabhängig machten und die Möglichkeit der Temperaturmessung auf alle erdenklichen Gebiete erstreckten.

Nachdem es aber einmal gelungen war, genaue und doch einfache Apparate zur Temperaturmessung herzustellen, haben sich dieser auch Industriezweige bemächtigt, die vorher gar nicht an eine derartige Kontrolle ihrer Betriebe gedacht, sie vielleicht gar nicht einmal in den Bereich der Möglichkeit gezogen hatten. Betriebszweige, die früher nur der kostspieligen und häufig nicht zu ersetzenden Sachkenntnis erfahrener Meister anvertraut werden durften, können heute durch zuverlässige Meßapparate mit dem gleichen Erfolge einem weniger guten Personal überlassen werden. Es ergibt sich somit die Möglichkeit der Ausdehnung der Betriebe ohne entsprechende Vermehrung der Betriebsmittel, bezw. einer Verminderung derselben bei gleichbleibendem Umfange des Betriebes. So trägt die Anwendung der heutigen Temperaturmeßapparate dem Streben der modernen Technik Rechnung, unsichere Betriebsfaktoren, wie die Erfahrung und das geschulte Auge einiger weniger, durch genaue und leicht reproduzierbare Meßinstrumente zu ersetzen, deren Wert nicht zum mindesten in ihrer Unparteilichkeit liegt, insofern sie uns von der nicht immer ganz einwandfreien Kontrolle des Personals über dessen eigene Arbeit gänzlich unabhängig machen. Es tritt uns heute in der gesamten Industrie, man kann sagen, in all ihren kleinsten Teilen, die Temperaturmessung als ein wichtiger Faktor entgegen, den man jetzt nicht mehr gern missen kann.

Im Gegensatz zu den industriellen Betrieben müssen wir jedoch da ein Fehlen der modernen Temperaturmeßapparate feststellen, wo sie der ganzen Sachlage nach und unter Berücksichtigung der näheren Umstände eigentlich wohl am Platze wären, nämlich auf den Schiffen. In unserer Kriegs- wie Handelsmarine sind moderne Temperaturmeßgeräte bisher nur in sehr geringem Umfange eingeführt, worden, so daß es wohl der Untersuchung der interessanten Frage verlohnt, warum man gerade an Bord in alleiniger Ausnahme auf den Nutzen der heutigen Technik verzichtet.

Und da muß zuerst die Frage aufgeworfen werden, wo bietet sich denn an Bord überhaupt die Gelegenheit, Temperaturmessungen vorzunehmen, ferner, sind diese Messungen nicht auch notwendig, und schließlich, verzichtet man ganz auf solche Messungen, wie wurden diese bisher ausgeführt?

Nun, Gelegenheiten finden sich an Bord in größerem Umfange, und die Notwendigkeit ist noch keinen Augenblick in Zweifel gezogen, da sie stets ausgeführt werden, wenn auch infolge der unvollkommenen Hilfsmittel bisher in vollkommen unzureichender Weise.

Am wichtigsten ist die Feststellung der Temperaturen in den Kohlenbunkern

Es ist bekannt, daß die Kohle Gase absorbiert und in ihren Zwischenräumen diese derartig verdichtet, daß hierdurch eine Temperaturerhöhung der Kohlen selbst entsteht, die sogar eine Selbstentzündung der Kohlenhaufen zur Folge haben kann. Die schon häufig entstandenen Selbstentzündungen von größeren Kohlenstapeln konnten zum größten Teile auf diese Ursache tatsächlich zurückgeführt werden. Geradezu gefährlich wird die Ansammlung von Kohlenmassen, wenn diese aus bestimmten Gründen dicht neben Räumen aufgestapelt werden müssen, in denen hohe Temperaturen herrschen, wie z. B. auf dem Schiff. Hier befinden sich aus naheliegenden Gründen die Kohlen in nächster Nähe der Maschinen und Kesselanlagen, wenn auch von diesen durch dichte Wände getrennt. Es ist erklärlich, daß die Temperatur von den Kesselräumen sich den Kohlenbunkern mehr oder weniger mitteilt, so daß eine ungenügende Kontrolle der Temperatur leicht eine große Gefahr für das ganze Schiff in sich birgt. Und wie begegnet man dieser Gefahr auf unseren Schiffen? Man führt in die Kohlenhaufen bzw. in deren Peilrohre, Quecksilberthermometer ein, die zu diesem Zwecke an langen Ketten oder Seilen befestigt werden. Um nun eine Temperaturerhöhung des Kohlenhaufens feststellen zu können, werden die Thermometer in wahrhaft umständlicher Weise nach oben gezogen und dann abgelesen. Es braucht wohl nicht besonders erwähnt werden, daß diese Messungen auch nur auf annähernde Genauigkeit oder Zuverlässigkeit keinen Anspruch erheben dürfen. Wir wollen uns nur einmal vorstellen, wie ein Matrose eine solche Messung ausführt, wenn er z. B. über oder unter den Dampfrohren, die auch nicht immer so dicht sind, wie sie sein sollen, hockt, das Thermometer aber glücklich heraufgezogen hat, und dann vielleicht noch bei ungenügender Beleuchtung ablesen will. Zunächst ist ihm dies unmöglich, da das Glas des Thermometers sofort beschlägt. Hat er den Beschlag dann, vielleicht mit der Hand, entfernt, und sieht er dann endlich nach, wieviel Grade das Thermometer anzeigt, so ist dieses sicher um 10 Grad Celsius gestiegen. Vielleicht korrigiert er auch schon allein diesen durch die Umständlichkeit des Verfahrens bedingten Fehler und meldet eben nach Gutdünken weniger, als ihm das Quecksilberthermometer in Wahrheit angezeigt hat. Den genauen Wert der Temperatur im Innern des Kohlenbunkers kann er aber beim besten Willen mit diesem Thermometer nicht feststellen. Und da wäre es vom menschlichen Standpunkt aus wohl zu erklären, wenn sich ein nicht gerade sehr gewissenhafter Mensch einer zwecklosen Unbequemlichkeit völlig entzieht und lieber irgend eine richtig erscheinende Temperatur notiert, als daß er sich erst körperlichen Anstrengungen unterzieht. Wenn auch ein solcher Fall vereinzelt dastehen wird, so ist er doch immerhin nicht ausgeschlossen und zeigt uns in

krassestem Lichte die Unzulänglichkeit und Umständlichkeit der Quecksilberthermometer und ihrer Behandlung. Die große Anzahl der in den Kohlenbunkern eines Schiffes verteilten Thermometer trägt natürlich infolge ihrer einzelnen, der Reihe nach vorzunehmenden Ablesungen nicht gerade zu einer einwandfreien Kontrolle der Temperaturen in den Kohlenbunkern bei.

Die gleichen Übelstände sind bei der Überwachung der Temperaturen in den Munitionsräumen nicht abzuleugnen. Hier tritt nur noch als erschwerender Umstand hinzu, daß der Selbstentzündung von Munition eine wesentlich schnellere Temperaturerhöhung vorangeht, so daß also hier eine besonders genaue Temperaturkontrolle am Platze wäre, als es eben mit den Quecksilberthermometern möglich ist.

Wenn die Temperaturkontrolle der Kohlenbunker und der Munitionsräume eine Gefahr für das Leben vieler Menschen sowie für das Schiff selbst zur rechten Zeit anzeigen und somit die Möglichkeit geben soll, diese Gefahr noch rechtzeitig zu beseitigen, so ist der Wert der Temperaturmessung in den Proviant- und Kühlräumen des Schiffes nicht viel niedriger zu bemessen, da natürlich der für eine gewisse Zeit bestimmte Vorrat an Lebensmitteln stets kleiner gewählt zu werden braucht, je mehr er ausgenutzt wird, d. h. je weniger von diesem Vorrat für den Genuß verdirbt. Eine wirklich ihrem Zweck entsprechende Kontrolle der Temperaturen in diesen Räumen ist bei Quecksilberthermometern auch hier nicht zu erreichen, und wollen wir daher jetzt betrachten, wie sich die Temperaturmessung oben erwähnter Räume unter Verwendung der modernen Temperaturmeßgeräte vollziehen würde, wenn wir also die Fortschritte der heutigen Technik auch an Bord ausnutzen würden.

Zu diesem Zwecke wollen wir zunächst auf die heutigen Temperaturmeßgeräte selbst etwas näher eingehen.

Da ist vor allem das elektrische Widerstandsthermometer, welches immer mehr Eingang findet und uns von allen Übelständen, die mit dem Quecksilberthermometer verbunden sind, vollkommen unabhängig macht, insofern, als an den einzelnen Stellen, deren Temperaturen dauernd kontrolliert werden müssen, besondere Thermometer vorgesehen sind, die auf elektrischem Wege die Ablesung an einer Zentralstelle ermöglichen. Von den elektrischen Meßmethoden hat sich vor allen andern die in den siebziger Jahren des vorigen Jahrhunderts von William Siemens in London zuerst angewandte Messung des elektrischen Widerstandes weit verbreitet. Das Prinzip dieser Messungen beruht auf der Tatsache, daß ein metallischer Leiter seinen Widerstand gegen den elektrischen Strom mit der Temperatur ändert, die Messung des Widerstandes ist also ein Maß der Tem-

peratur. Da geringe Verunreinigungen den Widerstandskoeffizienten der Metalle stark beeinflussen, so verwendet man zweckmäßig als Widerstandsmetall das Platin, welches von allen sich in chemisch reinstem Zustande herstellen bzw. verarbeiten läßt. Eine weitere Bedingung für ein gutes Widerstandsthermometer ist, daß es gegen mechanische und chemische Einflüsse gut geschützt sein muß, und daß alle Thermometer derselben Type genau einander gleich sind, so daß sie jederzeit ohne weiteres gegeneinander vertauscht werden können. Am besten erfüllt diese Bedingung das von der Firma W. C. Heraeus in Hanau hergestellte Quarzglas-Widerstandsthermometer. Es besteht aus einer Platinspirale, welche in Quarzglas, einem schwer schmelzbaren Material von großer elektrischer Isolier-

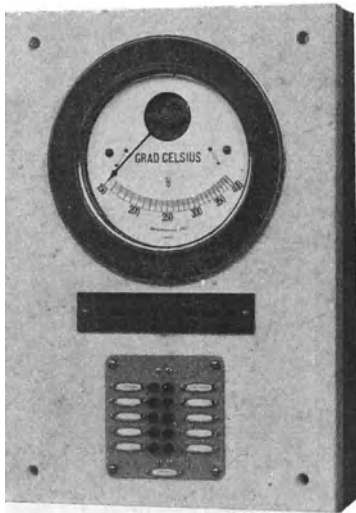


Fig. 2.

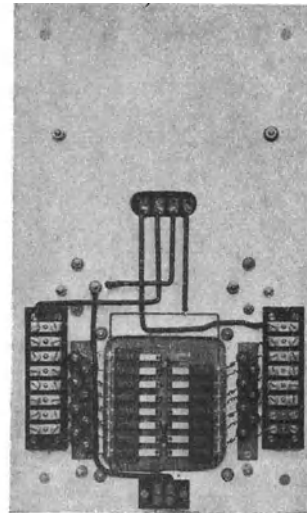


Fig. 3.

fähigkeit und sehr geringem Ausdehnungskoeffizienten, eingeschmolzen ist. Dem Anwendungszwecke entsprechend, erhält ein solches Widerstandsthermometer verschiedene Ausführungsformen. Um nun die Widerstandsänderungen des Thermometers als Wärmemessung verwerten zu können, wird es mittels entsprechend langer Zuleitungen mit einem Meßapparat in Verbindung gebracht, welcher mit Hilfe einer besonderen Schaltung, der sogen. Wheatstoneschen Brücke, die Widerstandsänderung in Celsiusgraden auf der Skala des Meßapparates ablesen läßt. Infolge der geringen Ströme, die bei diesen Meßeinrichtungen gewählt werden müssen, werden naturgemäß an die anzeigenden Apparate selbst die höchsten Anforderungen gestellt. Die Instrumente müssen einerseits empfindlich und genau sein, um auch die kleinsten Temperaturschwankungen, die häufig nur Zehntelgrade betragen, schnell und sicher ablesen zu lassen, und andererseits müssen diese Meß-

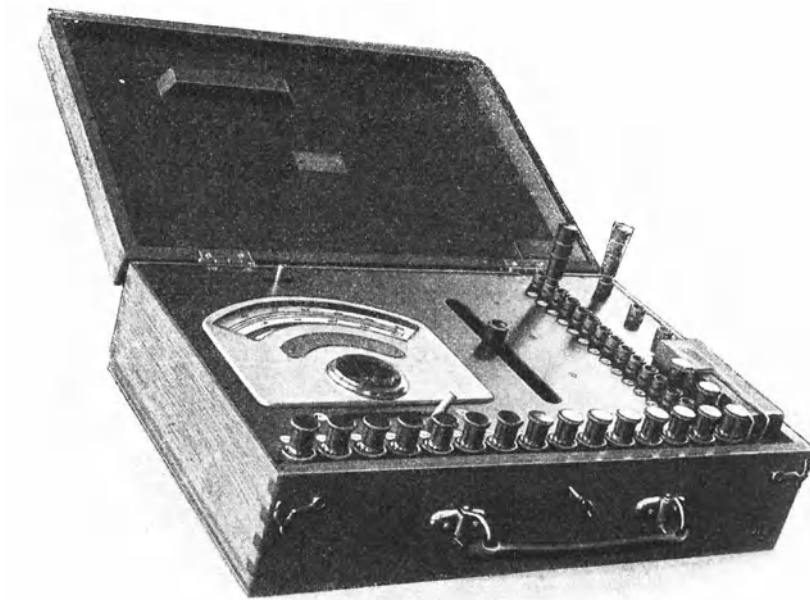


Fig. 4.

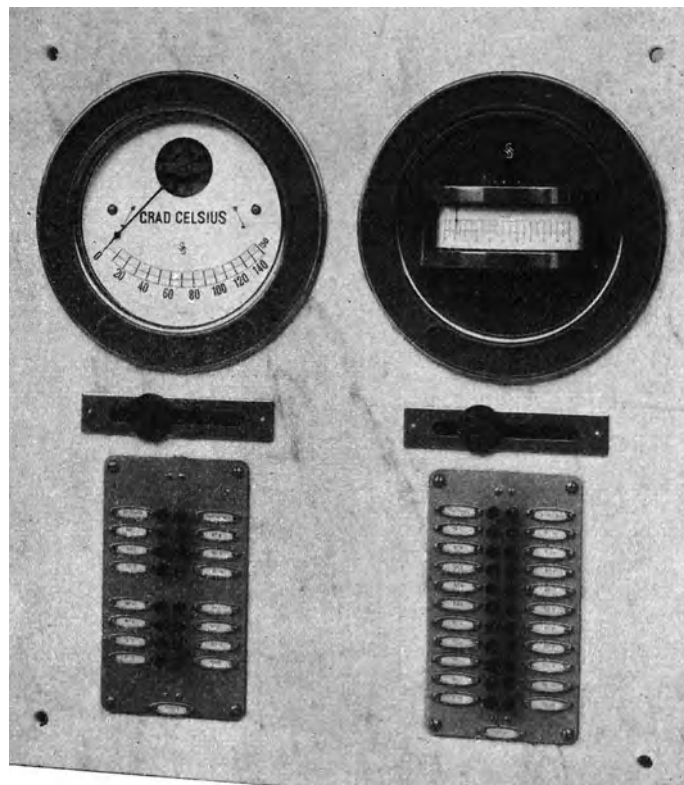


Fig. 5.

instrumente derart stabil ausgeführt sein, daß sie auch von ungeübter Hand betätigt werden können, ohne hierdurch ihre Zuverlässigkeit einzubüßen. Es werden auch Registrierapparate auf den Markt gebracht, die die selbsttätige Aufzeichnung von Temperaturmessungen ohne jede Bedienung oder Ablesung der Thermometer in einwandfreier Weise besorgen. Die menschliche Tätigkeit ist also auch auf diesem Gebiete der modernen Technik vollkommen durch sicher arbeitende Meßinstrumente ersetzt worden, und unsern Nachkommen dürfte es

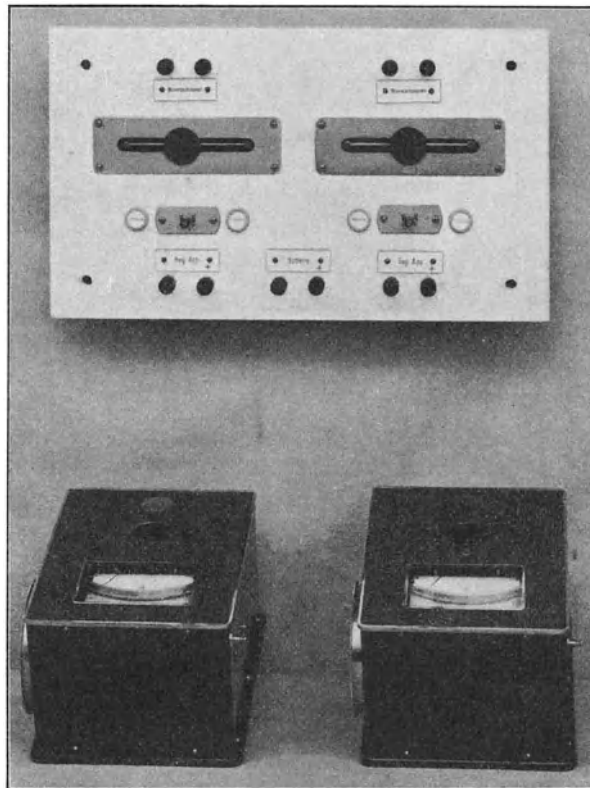


Fig. 6.

bei gleichen Mitteln kaum gelingen, die Zuverlässigkeit und Betriebsicherheit dieser Temperaturmeßinstrumente zu erhöhen. Zur Betätigung einer solchen Meßeinrichtung ist eine konstante Spannung erforderlich, die von Akkumulatoren oder Trockenelementen geliefert wird. Auch kann unter Umständen die gewöhnliche Gleichstromlichtleitung hierfür Verwendung finden, und zwar werden dann die meist recht erheblichen Schwankungen der Netzspannung durch einen besonderen Apparat, den sogen. Kompensator, bis zu etwa $\pm 10\%$ aufgehoben. Der Kompensator besteht im wesentlichen aus einem Eisenwider-

stand und einer Anzahl dahinter geschalteter Polarisationszellen. Parallel zu den Zellen wird eine konstante Spannung für den Meßstrom abgenommen, während der größte Teil der Spannung im Eisenwiderstand vernichtet wird. Von den Thermometern kann nun eine beliebige Anzahl an eine gemeinsame Meßeinrichtung, d. h. an einen einzigen Temperaturanzeigegerät nacheinander angeschlossen werden, so daß von einer Stelle aus die sämtlichen Thermometer kontrolliert werden können. Die Grenze der elektrischen Widerstandsthermometer ist nach unten unbeschränkt, während sie für höhere Temperaturen bei etwa 700 Grad Celsius liegt, da hier die Genauigkeit der Widerstandsänderung der Metalle nicht mehr für Temperaturmessungen ausreicht. Man benutzt für höhere Temperaturen so-

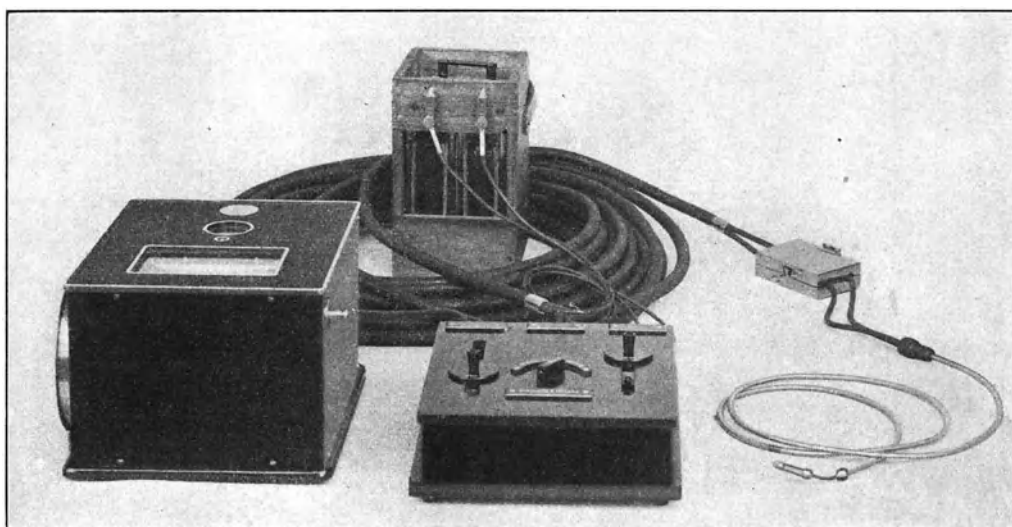


Fig. 7.

genannte Thermolemente, die bis etwa 1600 Grad Celsius Verwendung finden, während darüber hinaus das optische Pyrometer in Frage kommt. Dieses hat zwar, da an Bord derartige Temperaturen nicht vorkommen, nicht direktes Interesse, doch sei es nachher gestattet, auch des optischen Pyrometers in kurzen Worten Erwähnung zu tun.

Das Thermolement in seiner einfachsten Form besteht aus zwei dünnen, an einem Ende miteinander verschweißten oder verlöteten Metalldrähten ungleichen Materials. Entsprechend den verschiedenen Meßbereichen bzw. der verschiedenen Höhe von Temperaturen, die in den einzelnen Fällen in Frage kommen, verwendet man verschiedene derartige Materialien für die Thermolemente. Für niedere Temperaturen, d. h. von etwa -190 Grad bis $+300$ Grad, werden Thermolemente

aus Kupfer und Konstantan verwendet, während für die mittleren Temperaturen bis etwa 600 Grad solche aus Silberkonstantan und für die hohen Temperaturen bis zu 1600 Grad Celsius Thermoelemente aus Platin-Platinrhodium in Frage kommen. Die Meßgenauigkeit dieser Thermoelemente hängt von der Reinheit der Materialien ab. Erhitzt man die Lötstelle eines solchen Thermoelementes, so wird sie der Sitz einer elektromotorischen Kraft, und zwar ist die Größe dieser Kraft außer von der Art der verwendeten Metalle nur abhängig von der Temperaturdifferenz zwischen der erwärmten Lötstelle und den beiden freien Enden des Thermoelementes. Legt man diese direkt oder durch Vermittlung angelöteter Verbindungsdrähte an einen genügend empfindlichen Spannungsmesser, so zeigt dieser die Spannungsdifferenz und somit die Temperaturdifferenz an, welche zwischen der Lötstelle des Elementes einerseits und den Anschlußstellen des Elementes andererseits besteht. Das Zeiger-Galvanometer kann zu dem Zwecke mit einer direkt in Temperaturgrade eingeteilten Skala ausgerüstet werden. Es ist wohl zu beachten, daß der Spannungsmesser nur eine Temperaturdifferenz anzeigt, welche mit der Temperatur der erhitzten Lötstelle dann übereinstimmt, wenn die Anschlußenden des Elementes auf 0 Grad Celsius erhalten werden. Ist letzteres nicht der Fall, so ist die Temperatur der Anschlußenden durch Einstellen des Zeigers auf diese Temperatur in einfacher Weise zu berücksichtigen. Jedoch kann dies in den meisten Fällen unterbleiben, weil sich die Anschlußstellen entweder auf der normalen, niedrigen Temperatur der Arbeitsräume befinden oder leicht durch Kühlwasser dauernd auf einer niedrigen Temperatur erhalten werden können.

Eine Forderung, die unter Umständen Schwierigkeiten verursacht und in jedem Falle gebührende Beachtung finden muß, ist die, daß die aus Zweckmäßigkeitsgründen gewöhnlich parallel nebeneinander liegenden beiden Schenkel des Thermoelementes gut isoliert und gegen chemische und mechanische Einflüsse geschützt aus der heißen, auf ihre Temperatur zu untersuchenden Umgebung in die kalte übergeführt werden müssen. Jedoch ist es gelungen, Schutzrohre herzustellen, welche diese Aufgabe für zahlreiche Einzelfälle in zweckmäßiger Weise lösen und in den mannigfachsten Betrieben sich bereits gut bewährt haben. Das Zeigergalvanometer wird entweder als direkt zeigender Apparat für nur momentane Ablesungen ausgebildet, oder auch als registrierendes Instrument, welches außer diesen momentanen Ablesungen mittels Zeiger und Skala den zeitlichen Verlauf der Temperaturschwankungen in einer deutlichen Kurve festzuhalten gestattet. Letztere Registrierinstrumente geben dem Betriebsleiter ein ausgezeichnetes Mittel in die Hand, den ihm unterstellten Betrieb Tag und Nacht zu überwachen und jede Unregelmäßigkeit einwandfrei zu konstatieren. Als

ein wesentlicher Vorteil der thermoelektrischen Pyrometer tritt speziell für den Zweck der Betriebskontrolle die Möglichkeit hervor, den Anzeigeapparat weit entfernt von dem Orte aufzustellen, dessen Temperatur überwacht werden soll, z. B. im Zimmer des Betriebsleiters selbst, und zwar im Bedarfsfalle parallel zu einem zweiten Apparat, der in der Nähe des Glühofens oder der Kesselanlage usw. dem bedienenden Personal den gewünschten Aufschluß über die jeweilig herrschende Temperatur gibt. Ferner braucht nicht für jedes Thermoelement ein besonderes Galvanometer beschafft zu werden. Vielmehr kann man, falls die Thermoelemente von gleicher Art sind, mit Hilfe eines Umschalters dasselbe Instrument nacheinander an die einzelnen Elemente anlegen und so die Temperatur

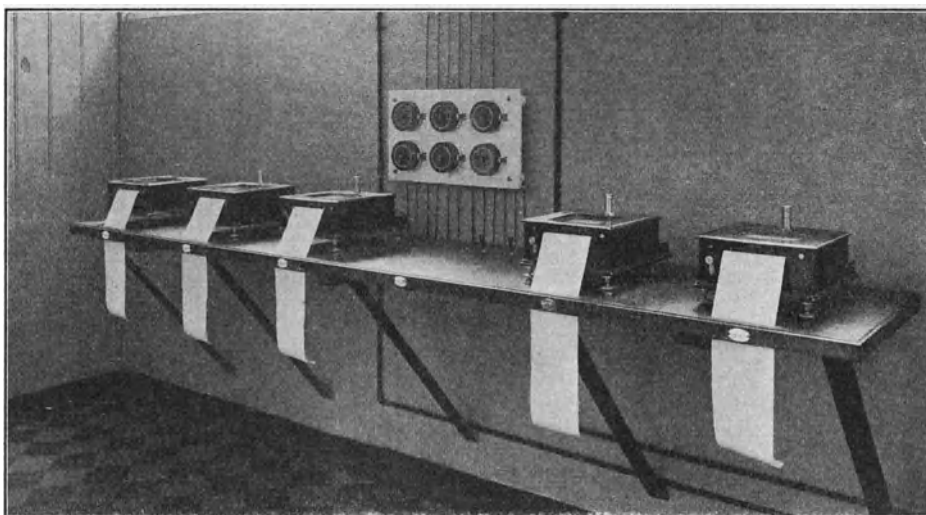


Fig. 8.

an verschiedenen Stellen messen. Wir werden nachher eine entsprechende Anordnung für Registrierapparate sehen, die gestattet, mit demselben Registrierapparat die Spannung an mehreren (bis zu 6) Thermoelementen gleichzeitig aufzuzeichnen. Die Umschaltung von einem Element zum anderen erfolgt durch einen automatisch wirkenden Schalter.

So ergibt sich für größere Betriebe folgende zweckmäßige Anordnung. Für einen oder mehrere Thermoelemente wird für den bedienenden Arbeiter ein Zeiger-Galvanometer aufgestellt; ein anderes mit Umschalter befindet sich im Zimmer des überwachenden Beamten, event. neben einem Registrierapparat mit oder ohne automatischen Umschalter, welcher einzelne besonders wichtig erscheinende Temperaturen dauernd registriert.

Als dritte Methode der Temperaturmessung hatten wir das optische Pyrometer erwähnt.

Dieses findet zur Messung hoher Temperaturen Anwendung da, wo die thermoelektrische Temperaturmessung versagt. Es ist zunächst der Fall, wenn die Temperatur oberhalb des Meßbereiches des thermoelektrischen Pyrometers, also über 1600 Grad Celsius liegt. Sodann, wenn in dem Raume, dessen Temperatur zu messen ist, bewegte Massen das Einführen von Meßapparaten unmöglich machen. In anderen Fällen wieder zerstören chemische Einwirkungen zu schnell die Schutzbekleidung des Thermoelementes und dieses selbst, oder aber der heiße Raum besitzt derartig ausgedehnte Abmessungen, daß eine zu große Zahl von Elementen erforderlich wäre, um ein Bild der Temperaturverteilung zu erhalten; auch ist es dann nicht immer möglich, das Thermoelement an die gewünschte Stelle zu bringen. In allen diesen Fällen ist das optische Pyrometer am Platze, dessen Prinzip folgendes ist:

Die Intensität der hellen Strahlung eines sogenannten „schwarzen Körpers“ — als solcher ist z. B. jeder nahezu völlig abgeschlossene Hohlraum zu betrachten — ist ausschließlich von seiner Temperatur abhängig; dieses Abhängigkeitsverhältnis ist wissenschaftlich genau definiert und liegt als Meßprinzip dem optischen Pyrometer zugrunde. Mittels des optischen Pyrometers vergleicht man die Lichtintensität der Flächeneinheit, den Glanz zweier leuchtender Körper, die Temperatur des einen ist variabel und bekannt, die des anderen zu messen; ihre Temperatur ist gleich, wenn ihre spezifische Lichtintensität die gleiche ist.

Der Vergleich geschieht folgendermaßen: Man richtet das Fernrohr des optischen Pyrometers auf den heißen Körper, z. B. durch eine Schauöffnung auf das Innere einer Kesselfeuerung. Das Gesichtsfeld erscheint dann hell erleuchtet. Im Innern des Fernrohres in der Sehlinie ist der Faden einer Glühlampe angeordnet und tritt, solange die Lampe nicht von Strom durchflossen wird, als schwarzer Strich auf dem hellen Grunde deutlich hervor. Nun speist man die Lampe aus einem kleinen Akkumulator und ändert die Stromstärke mit Hilfe eines Regulierwiderstandes, der in Grob- und Feinregulierung unterteilt ist, bis der glühende



Fig. 9.

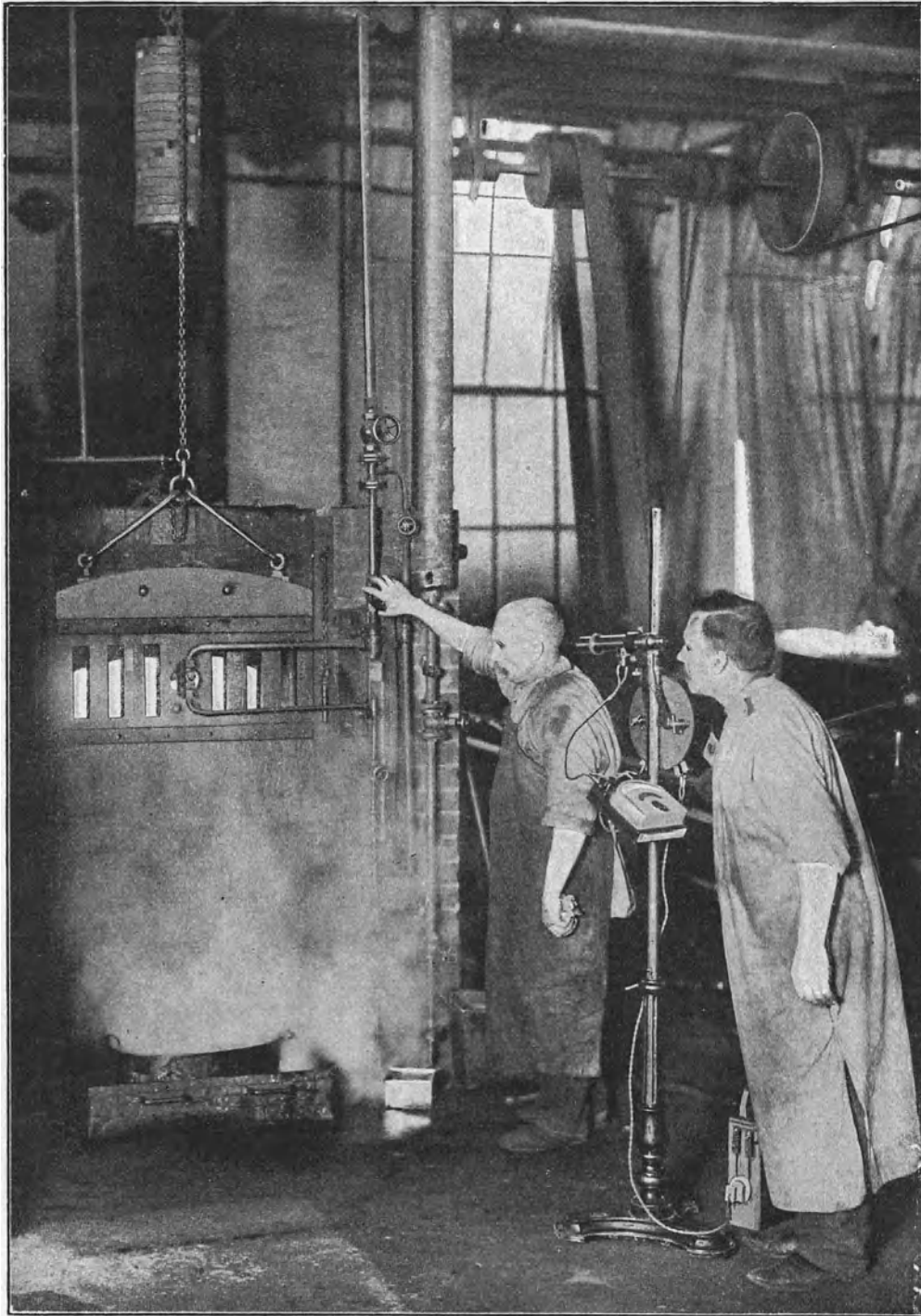


Fig. 10.

Faden auf dem hellen Grunde verschwindet. Dann besitzen Ofen sowohl wie Glühlampe die gleiche Temperatur. Für die Glühlampe ist durch genaue Prüfung der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt die Abhängigkeit der Fadentemperatur von der Stromstärke bestimmt. Die Ausschläge des in den Kreis der Glühlampe eingeschalteten Stromzeigers (Milliamperemeters) lassen sich somit bei gleichem Glühgrade der Glühlampe und des heißen Körpers unmittelbar als Temperatur des letzteren deuten.

Sollte die zu messende Temperatur höher liegen, als sie ohne Schaden dem Glühlampenfaden erteilt werden darf, so bringt man vor dem Fernrohr eine Abschwächungsvorrichtung an, bestehend aus einer Prismenkombination, deren Absorption gleichfalls durch die Physikalisch-Technische Reichsanstalt bestimmt ist. Da dabei die Farbenintensität die Einstellung auf gleiche Helligkeit erschweren könnte, beschränkt man den Vergleich der Strahlungsintensität durch rote Gläser vor dem Okular ausschließlich auf die roten Lichtstrahlen. Durch dieses Hilfsmittel der Abschwächungsvorrichtung wird der Meßbereich des optischen Pyrometers nach oben fast unbeschränkt.

Warum werden nun diese reichen und einfachen Hilfsmittel der modernen Technik nicht auch auf dem Schiff verwendet, warum bleibt man noch immer bei dem veralteten und unzureichenden Quecksilberthermometer bestehen? Daß die Temperaturmessung in den Kohlenbunkern und den Munitionsräumen notwendig und in den Proviant- und Kühlräumen von Nutzen ist, haben wir vorhin gesehen. Es ist also jetzt die interessante Frage zu lösen, welche Ursache liegt dieser Erscheinung zugrunde?

Der Hauptgrund liegt wohl darin, daß allgemein angenommen wurde und vielleicht noch angenommen wird, daß z. B. in den Munitionsräumen und Kohlenbunkern die Gefahr der Explosion bzw. Entzündung gerade durch diejenigen Apparate heraufbeschworen, bzw. vergrößert wird, die eben diese Gefahr beseitigen sollten, nämlich durch die elektrischen Leitungen. Man fürchtete, daß die zur Fernübertragung der Temperaturmessung verwendeten Zuleitungsdrähte die Möglichkeit einer Explosion oder Entzündung insofern bieten, als bei plötzlichem Bruch einer solchen Leitung ein Funke infolge der Kapazität der Leitung entstehen und daß dieser dann auf die Munition oder die Kohlen überspringen könnte. Diese Annahme ist jedoch eine vollkommen irrige und konnte auch bisher bei den allerdings heute noch sehr vereinzelt Anlagen dieser Art nicht bestätigt werden. Es bedarf wohl keiner Erwähnung, daß die eingehendsten Versuche in dieser Richtung vorgenommen worden sind, und werden wir nachher einen solchen Versuch hier wiederholen. Wir werden sehen, daß selbst der Bruch

einer den ungünstigsten Verhältnissen entsprechenden Leitung nicht einmal das explosive Gemisch von Knallgas zur Entzündung bringen kann. Es ist überhaupt unmöglich, aus den Leitungen obiger Widerstandsthermometer-Anlagen, bei denen es sich ja um Ströme von nur wenigen Volt oder vielmehr meistens von einem Volt Spannung handelt, Funken herauszuziehen, die auch nur eine entfernte Entzündungsgefahr bieten könnten. Ein weiterer Grund für die allgemeine Verwendung der veralteten Quecksilberthermometer dürfte darin liegen, daß diese bisher allein allgemein bekannt waren und daß vielleicht angenommen wurde, eine moderne Fernthermometeranlage läßt sich an Bord gar nicht mit der erforderlichen Sicherheit installieren.

Führen wir uns daher eine solche Einrichtung jetzt einmal vor, eine Einrichtung, die die Ablesung der Kontrolle der Temperaturen an Bord an einer Stelle gestattet, während beliebig viele Thermometer auf das ganze Schiff verteilt sind.

Auf einer kleinen Marmortafel sehen wir zwei Anzeige-Instrumente mit je einem Regulierwiderstand und einem Tastenschalter für die entsprechende Anzahl von Thermometern, die über das ganze Schiff zerstreut sind. Von jedem dieser Thermometer führen zwei Zuleitungen zu der Tafel. In den Kohlenbunkern befinden sich die Thermometer in den Peilrohren, durch geeignete korbartige Ummantelung vor mechanischer Beschädigung geschützt. In den Munitionsräumen sind die Widerstandsthermometer an den gefährlichsten Punkten an der Wand befestigt, ebenfalls vor mechanischer Beschädigung gesichert. Die Zuleitungen werden in der bekannten Weise wasserdicht durch die Schotten geführt. Genau in der gleichen Weise sind die Thermometer in den Kühl- und Provianträumen untergebracht. Ferner finden wir sie in den Messen, den Kabinen. Alle diese Thermometer dienen zur Messung der Lufttemperatur und bewegt sich daher ihr Meßbereich in den unteren Grenzen. Abgelesen werden diese Temperaturen bei einer solchen Anlage an dem einen Anzeigeelement, welches eine entsprechende Skalenteilung erhält. Was zeigt uns jetzt das andere Instrument und wofür ist dieses bestimmt? Mit diesem Galvanometer ist eine Reihe von Thermometern verbunden, die zur Kontrolle der Schiffsmaschinenanlage dienen sollen zur Kontrolle der Dampferzeugung, und zwar ihrer Gewinnung wie ihrer Ausnutzung.

Es ist ein Haupterfordernis für jedes Dampfschiff, den Aktionsradius auf das Maximum zu bringen, und dieser ist wiederum abhängig von der möglichst umfangreichen Ausnutzung des Kohlenvorrates, den das Schiff fassen kann. Es ist klar, daß der Aktionsradius des Schiffes herabgesetzt wird, wenn die Kohlen

unökonomisch verbraucht werden. Die möglichst ausgiebige Ausnutzung der Kohlen kann nur durch eine geeignete Temperaturkontrolle der ganzen Kessel-

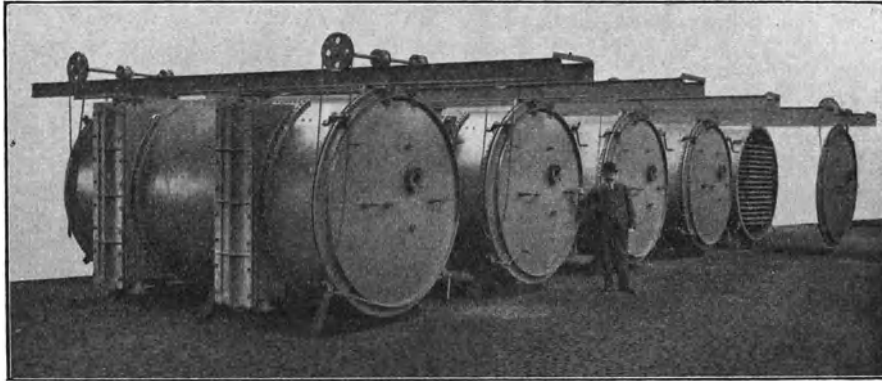


Fig. 11.

anlage leicht und einwandfrei überwacht werden, und zwar mit Hilfe obiger Zentralmeßeinrichtung in geradezu vollkommenster Weise. Innerhalb weniger Sekunden können wir ein genaues Bild erhalten, wieviel Wärme entwickelt wird, wieviel von dieser Wärme nutzbar verbraucht, und wieviel Wärme nutzlos aus

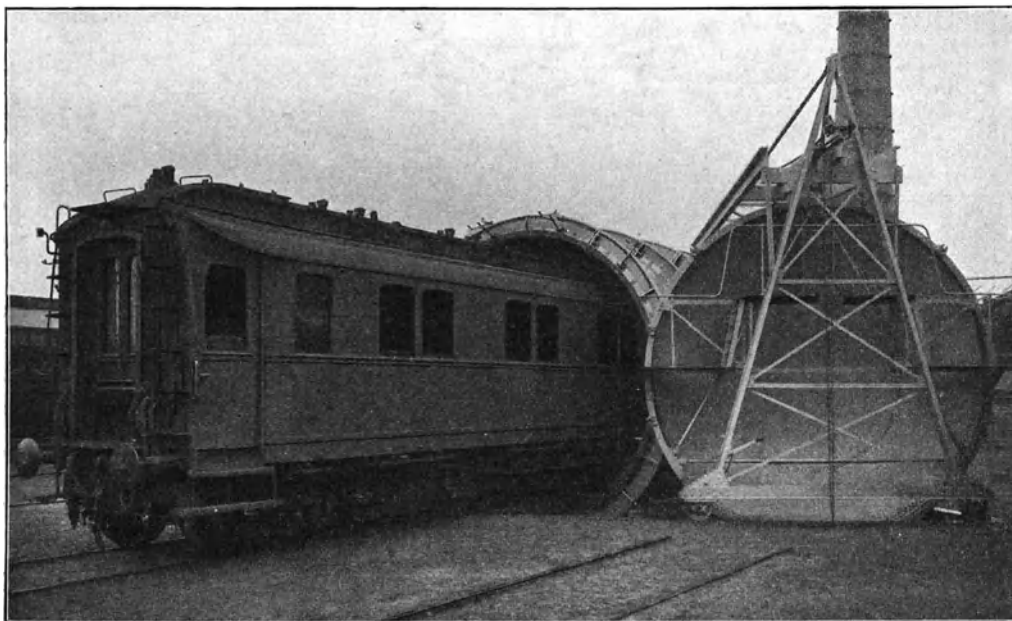


Fig. 12.

dem Schornstein in die freie Luft getrieben wird. Wir finden in die Feuerung selbst ein Thermoelement eingebaut, dessen Temperaturen wir ebenfalls an dem

oben erwähnten, zweiten Instrument ablesen können. In den Abzugskanälen finden wir Widerstandsthermometer, die uns an dem gleichen Apparat die Temperatur der abziehenden, also unverbrauchten Heizgase angeben, und somit ein Maß für die unausgenutzte Wärme bieten. Ist vielleicht die Kesselanlage mit Dampfüberhitzung versehen, so lassen wir auch die Überhitzungstemperaturen durch ein Widerstandsthermometer überwachen, damit die Überhitzung nicht etwa

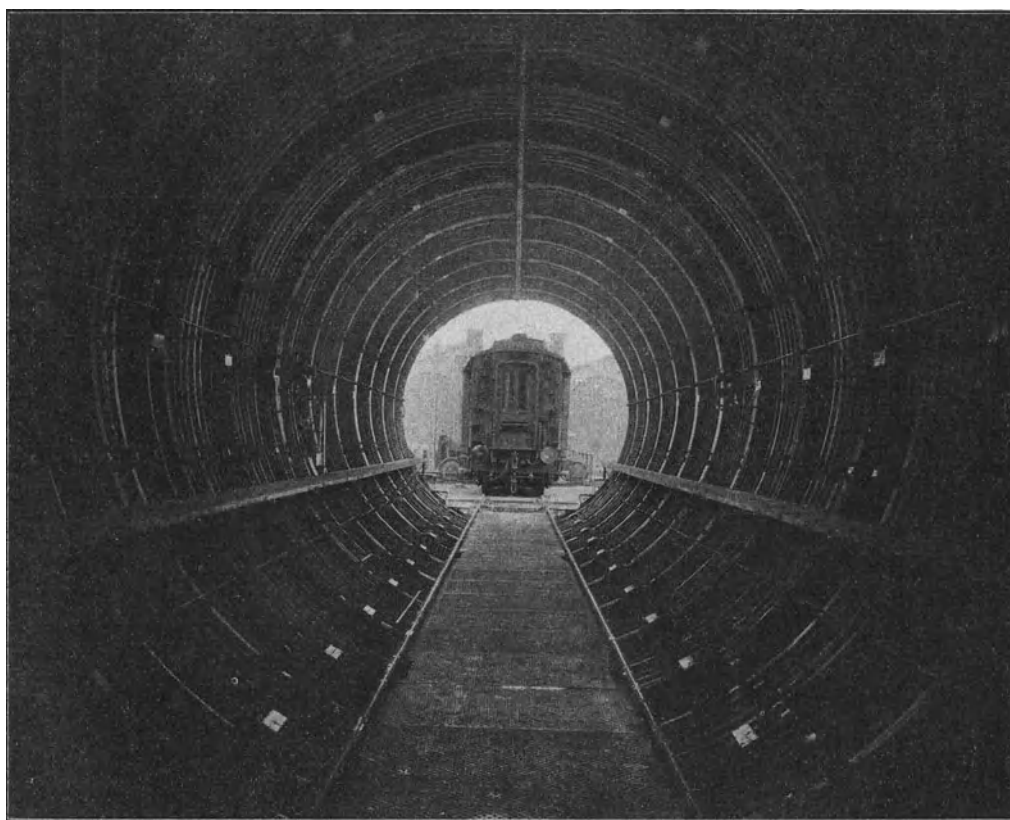


Fig. 13.

den günstigsten Temperaturgrad übersteigt und so das Überhitzungssystem gefährdet. Denn bei zu großer Überhitzung verdampft das Öl und die Rückstände des verbrannten Öles lassen bald das Überhitzungssystem festsitzen.

Wir haben also hier eine Einrichtung, die es uns ermöglicht, von einer Stelle des Schiffes aus sämtliche Temperaturen zu kontrollieren, deren Kenntnis entweder notwendig oder wenigstens von Interesse ist. Der Wert einer solchen Zentrale für alle Temperaturmessungen auf dem Schiff dürfte am klarsten durch den Vergleich erwiesen sein des Personal- und Zeitaufwandes gegenüber der bisherigen

Verwendung von Quecksilberthermometern, die zu ihrer Bedienung stets die Ablesung an der betreffenden Stelle zur Bedingung machen.

Als eine ganz spezielle Ausführung der Widerstandsthermometer mag hier eine Einrichtung erwähnt sein, die sich in Krankenhäusern als großer Fortschritt der elektro-medizinischen Technik erwiesen hat und daher auch für Lazarettsschiffe nur von großem Vorteil sein dürfte. Es ist dies eine Meßeinrichtung, welche mittels eines Widerstandsthermometers in Verbindung mit einem Registrierapparat es gestattet, die Fiebertemperatur von Kranken dauernd aufzuzeichnen, ohne daß diese selbst etwas von ihrer Temperaturuntersuchung merken. Der Gebrauch eines solchen in geringen Dimensionen gehaltenen Thermometers ist genau derselbe, wie der eines sonst üblichen Quecksilberthermometers. Es ist von medizinischen Autoritäten anerkannt worden, daß bei dieser gleichsam elektrischen Fiebmessung die Belästigung des Kranken, der sonst schon durch das Nahen des Arztes und durch die ihm naturgemäß unangenehme Untersuchung mittels des bisher verwendeten Quecksilberthermometers in Erregung gerät, vollkommen fortfällt, und die Temperaturmessung, die vom Zimmer des Arztes aus erfolgt, ein durchaus einwandfreies Bild über den Verlauf der Krankheit gibt.

Bevor wir nun den vorhin erwähnten Versuch, durch den uns die Ungefährlichkeit elektrischer Fernthermometeranlagen an Bord bewiesen werden soll, vornehmen, möchte ich noch kurz erwähnen, daß tatsächlich schon mehrere Fernthermometeranlagen in oben geschilderter Weise von der Firma Siemens & Halske für Kühlräume und Transportschiffe ausgerüstet worden sind, die sich bisher vorzüglich bewährt haben.

Es ist unsere Handelsmarine, die sich das Recht vorbehalten hat, zuerst derartige moderne Temperaturmeßeinrichtungen auf ihren Schiffen einzuführen, und hat somit gezeigt, wie man sich von der Verwendung veralteter Apparate emanzipiert und die Errungenschaften der heutigen Technik nutzbar macht.

Auch von seiten der leitenden Kreise der amerikanischen Marine wird diesen Instrumenten großes Interesse entgegengebracht. Seit längerer Zeit befinden sich Thermometer der Firma W. C. Heraeus-Hanau an Bord eines amerikanischen Kriegsschiffes und haben bisher allen Anforderungen entsprochen.

In der Fig. 11 sind Apparate von der Firma Julius Pintsch, Berlin, veranschaulicht, in welchen unter Vakuum Sprengstoffe getrocknet werden.

Fig. 12 und 13 veranschaulichen einen Vakuumapparat, in welchem Schlafwagen und Personenwagen mit Polsterung eingefahren werden, um das darin befindliche Ungeziefer durch Vakuum und Wärme zu vernichten.

Die für diese Zwecke ziemlich schwierig zu führende Wärmekontrolle wird ebenfalls seit kurzem durch Fernthermometer in den verschiedenen Teilen des Raumes tadellos erreicht.

Zum Schluß habe ich noch dankend zu erwähnen, daß ich durch die freundliche Unterstützung der Firma W. C. Heraeus-Hanau und Siemens & Halske-Berlin in der Lage bin, die hier ausgestellten Apparate vorzuführen.

Diskussion.

Herr Dr. Max Wittenberg - Hamburg (als Gast):

Meine Herren! Wenn auch den Absichten des Herrn Vortragenden vom wissenschaftlichen Standpunkt aus zuzustimmen sein mag, so scheint mir doch vom Standpunkt des Schifffahrtspraktikers aus geboten, seiner Schilderung der heutigen Zustände an Bord entgegenzutreten, weil insbesondere die Mitteilungen über die Art, wie heute eine Messung ausgeführt wird und wie sich hierbei Fehlerquellen ergeben, nicht mit den Tatsachen in Einklang zu bringen sein dürften.

Wenn der Herr Vortragende in sehr drastischer Weise geschildert hat, wie ein Matrose sich über ein Dampfrohr beugt und dort unter den denkbar unglücklichsten Umständen ein Quecksilberthermometer aus einem Peilrohr emporzieht, das vom Dampf beschlagen ist, wie er dann eine stattliche Anzahl von Graden über das hinaus, was er gefunden hat, zugibt oder abzieht, und wie er schließlich eines Tages seinen Verpflichtungen überhaupt nicht mehr nachkommt, so glaube ich, daß derartige Zustände in der Praxis heute schon deshalb nicht mehr möglich sind, weil eine so wichtige Aufgabe niemals einem Matrosen anvertraut wird, sondern regelmäßig einem höheren Schiffsangestellten, nämlich einem Schiffsoffizier, wenn nicht gar der Kapitän selbst einmal diese Feststellungen vornimmt. Außerdem werden zu derartigen Messungen Maximalthermometer verwendet, bei denen also die geschilderten enormen Fehlerquellen gar nicht möglich sind.

Es ist aber auch ferner nicht anzunehmen, daß irgendwelche Dampfrohre sich über oder unter jenen Stellen befinden, an denen eine Ablesung des Thermometers zu erfolgen hat; denn während das Schiff sich unterwegs befindet, sind ja die Rohre — es kann sich nur um die Rohre, die zu den Wänschen oder sonstigem Ladegeschirr führen, handeln — kalt, und es wird ja wohl der Herr Vortragende immer eine unterwegs erfolgende Prüfung ins Auge gefaßt haben. Außerdem sind aber von der Seeberufsgenossenschaft Unfallverhütungsvorschriften getroffen worden, die in jeder Hinsicht dem genügen, was das praktische Bedürfnis als notwendig ergeben hat. In § 81 der erst im vorigen Jahre neu ausgearbeiteten, unterm 7. Oktober 1909 genehmigten Unfallverhütungsvorschriften finden sich die einschlägigen Bestimmungen. Ferner hat das Reichsamt des Innern ein kleines Büchlein, das auf jedem Kohlenladung führenden Fahrzeug vorhanden sein muß, unter dem Titel „Steinkohlenladungen in Kauffahrteischiffen“ zusammengestellt, in dem die Mittel zur Verhütung einer Entzündung von Kohlenladungen angegeben sind. Sie können, meine Herren, überzeugt sein, daß die höheren Schiffsangestellten strengstens auf Beobachtung solcher Vorschriften halten.

Ebenso ist für eine Abmessung der Temperaturen in den Kühlräumen Vorsorge getroffen. Hier liegt die Arbeit den Maschinisten ob, also ebenfalls höheren Schiffsangestellten, und zwar pflegt sie dem zweiten Maschinisten übertragen zu werden. Auf den größeren Schiffen ist eine sehr praktische Vorrichtung getroffen, die jederzeit eine bequeme Kontrolle ermöglicht, nämlich durch Anordnung von Prismen in der Wand zwischen dem Kühlraum und dem Maschinenraum, die ja aneinander stoßen. Durch die Prismen, von denen das Thermometer im Kühlraum hängt, läßt sich vom Nachbarraum aus sofort die Temperatur ablesen.

Vorgeschrieben ist eine Prüfung der Temperatur innerhalb jeder Wache; mindestens alle 4 Stunden muß also eine solche Kontrolle erfolgen, und hierbei, m. H., kommt es auf Schiffen, wie jeder Praktiker weiß, gar nicht genau darauf an, daß sie bis auf $\frac{1}{100}$ oder auch nur $\frac{1}{10}$ Grad erfolge, sondern es genügen die heutigen Quecksilberthermometer, die Maximal- und die Minimalthermometer vollständig mit ihrer Skala, um insbesondere der Gefahr einer Explosion vorzubeugen.

Bei Kohlenladungen in langer und atlantischer Fahrt hat die Seeberufsgenossenschaft, zu deren Unfallverhütungsvorschriften wir unbedingt Vertrauen haben können, die Bestimmung getroffen, daß im Bereich jeder Ladeluke die Kontrolle vorzunehmen sei. Erfahrungsgemäß sammeln sich die Explosivstoffe gerade unter den Luken, nämlich Staub, Schutt, Grus und andere Rückstände. Unter jeder Luke müssen in die Ladung mindestens zwei Peilrohre eingeführt werden, in die das Thermometer herabgelassen wird. Aber abgesehen davon haben einzelne Reedereien, die auch sonst über das hinausgehen, wozu sie verpflichtet sind, weitere Peilrohre angeordnet und lassen noch eingehendere Prüfungen vornehmen, als vorgeschrieben ist.

Ich fürchte, daß, wenn jene Einrichtung vorgeschrieben würde, die der Herr Vortragende empfohlen hat und über deren theoretischen Wert gar kein Wort zu verlieren ist, sehr leicht jener Fall sich ereignen könnte, den wir seinerzeit erlebt haben, als an Stelle der früher — und auch jetzt wieder — gebotenen Peilung zur Feststellung der Dichtigkeit des Schiffes mechanische Schwimmer eingeführt wurden. Während früher der Schiffszimmermann regelmäßig in den Bilgen nachgesehen hatte, wie es mit dem Wasser stehe, hat sich unter der Herrschaft dieses mechanischen Hilfsmittels, das aber tückischen Zufällen ausgesetzt war, kaum mehr jemand recht darum gekümmert, weil eben zu der selbsttätigen Vorrichtung volles Vertrauen gehegt wurde, das dann freilich getrogen hat.

Es wird praktischer sein, nach wie vor dem Mann an Bord, an dessen Ausbildung ja immer höhere Anforderungen gestellt werden, das Vertrauen zu schenken, daß er, genau wie auf anderem Gebiet, auch bei der Temperaturmessung nach den alten Dienstvorschriften verfährt und sich persönlich davon überzeugt, ob an Bord alles im Lot ist, anstatt daß er sich auf mechanische Einrichtungen verläßt. Dann, glaube ich, werden wir nach allen Erfahrungen, die in der Praxis gesammelt sind, für die an Bord zu erfüllenden Zwecke mit unserem Quecksilberthermometer auskommen.

Herr Dr. B r u g e r - Frankfurt a. M. (als Gast):

Meine Herren! Ich möchte mich zunächst zu dem eben angeschnittenen Thema äußern, ob es opportun sei, die Quecksilberthermometer durch die elektrischen Thermometer zu ersetzen und meinen Standpunkt kurz dahin präzisieren, daß ich jedenfalls dem elektrischen Thermometer, besonders sofern es sich um eine zentralisierte Anlage handelt, den Vorzug gebe. Die große Betriebsvereinfachung und auch die Tatsache, daß, wenn eine zentralisierte Temperaturableseeinrichtung besteht, die sich etwa in der Nähe der Kabine oder des Aufenthaltsortes eines der leitenden Herren am Schiff befindet, dadurch jedenfalls dieser Leitende fortwährend den ganzen Temperaturzustand des Schiffes, soweit er etwa zur Gefährdung

Anlaß geben kann, vor Augen hat, glaube ich, darf doch nicht unterschätzt werden. Es kommt dazu, daß die elektrischen Thermometer jetzt, wie auch aus den interessanten Darlegungen des Herrn Vortragenden hervorgeht, so hergestellt werden, daß sie eine absolute Betriebssicherheit gewährleisten.

Eine weitere Bemerkung, die ich mir erlauben will, bezieht sich auf den konstruktiven Teil der Temperaturmeßeinrichtungen, und ich möchte dabei darauf hinweisen, daß außer den schon genannten Firmen auch noch die Firma Hartmann & Braun in Frankfurt seit langen Jahren als Spezialität derartige elektrische Fernthermometer herstellt. Die vorgeschrittene Zeit gestattet es natürlich nicht, hier genauer auf diese Apparate einzugehen, und ich begnüge mich damit, nur zwei Gesichtspunkte hervorzuheben bezüglich der Widerstandsthermometer, die ja hauptsächlich für Bordzwecke in Betracht kommen werden.

Das Widerstandsthermometer, das wir herstellen, stimmt im Prinzip genau mit dem im Vortrage beschriebenen überein. Wir verwenden auch Platin als Widerstandsmaterial, und zwar aus dem Grunde, weil eben das Platin immer wieder mit gleichen elektrischen Konstanten reproduzierbar ist. Ist eine Anlage vorhanden und soll erweitert oder ergänzt werden, so ist man ohne weiteres in der Lage, Thermometer nachzuliefern, ohne daß es etwa erforderlich sein würde, die Anzeigeapparate wieder umzujustieren oder auszuwechseln, eben aus dem Grunde, weil das Platin immer die gleichen elektrischen Konstanten hat. Dieses Platin verwenden wir in Form eines sehr dünnen schmalen Bandes, das um eine Glimmerplatte gewickelt ist, und stecken diese Glimmerplatte in eine ganz flache Metallscheide hinein. Man erhält dadurch ein Thermometer, das praktisch eigentlich unzerbrechlich und gar nicht kaputt zu machen ist, und hat außerdem den Vorteil, daß ein solches Thermometer mit einem bei mittlerer Temperatur beliebig hohen elektrischem Widerstand herstellbar ist. Auch dieser Punkt ist von einer gewissen Bedeutung. Es ist zu berücksichtigen, daß man in den Fernleitungen zwischen dem Thermometer und dem Anzeigeapparat — es handelt sich ja hier eigentlich nur um Fernzeigeanlagen; darin beruht eben der Hauptwert der elektrischen Temperaturmessung, daß sie als Fernmessung benutzbar ist — wie gesagt, es ist zu beachten, daß man in den Fernleitungen selbst, die aus Kupfer hergestellt werden, gewissermaßen auch wieder elektrische Thermometer hat. Das Kupfer ändert gerade so gut seinen elektrischen Widerstand mit der Temperatur wie das Thermometer selbst, und diese Änderungen, denen die Leitungen infolge Temperaturschwankungen in dem Raum, in den sie verlegt sind, unterliegen, können als Störungen das Resultat merklich beeinträchtigen. Es ist deshalb zweckmäßig, diese Störungen im Verhältnis zu den Temperaturänderungen des Thermometers selbst möglichst klein zu machen. Das geht auf zweierlei Weise. Entweder man macht den Thermometerwiderstand sehr groß, oder man macht den Widerstand der Fernleitung relativ klein im Verhältnis zum Thermometer. Der letztere Weg ist kostspieliger, denn er führt zu großen Drahtquerschnitten, deren Installation nachher teuer wird. Es ist also aus diesem Grunde wünschenswert, das Thermometer mit möglichst hohem Eigenwiderstande zu versehen, so daß dagegen Störungen durch die Leitung verschwinden. Das gestattet aber diese Konstruktion, die ich Ihnen eben kurz beschrieben habe, gleichfalls*).

Nun noch ein kurzes Wort über den Anzeigeapparat, der etwa in der Zentrale aufgestellt werden soll. Die Temperaturanzeige mittels des Widerstandsthermometers, oder besser die Temperaturmessung, kommt im wesentlichen auf eine elektrische Strommessung hinaus. Man mißt den Widerstand als das Verhältnis von Spannung und Strom. Daraus folgt, daß, wie auch schon der Herr Vortragende gesagt hat, man eine eindeutige Abhängig-

*) Der niedrigste Widerstand für technische Fernthermometer dieser Konstruktion beträgt 100 Ohm.

keit des Zeigerausschlages vom Thermometerwiderstand und der zu messenden Temperatur nur dann bekommt, wenn die Spannung konstant bleibt, und daß man, wenn das nicht der Fall ist, wie eigentlich bei allen unseren elektrischen Apparaten, die zur Stromhergabe in solchen Fällen in Betracht kommen, Akkumulatoren und besonders Primärelemente, besondere Hilfseinrichtungen nötig hat, um die Spannung zu regeln oder um sie konstant zu erhalten.

Um diese Hilfseinrichtungen zu vermeiden, habe ich schon vor längerer Zeit einen Apparat zur Temperaturanzeige konstruiert, der nicht auf einer einzigen Strommessung beruht, sondern der so geschaltet und eingerichtet ist, daß er das Verhältnis zweier Ströme anzeigt. Diese beiden Ströme hängen ab von derselben Spannung, der eine außerdem von einem konstanten unveränderlichen Widerstand und der andere von dem Widerstand des Fernthermometers. Bilde ich das Verhältnis von zwei solchen Strömen, beide gegeben als Spannung, dividiert durch Widerstand, so fällt offenbar die Spannung heraus, wenn sie von derselben Quelle herrührt, da dann die betreffenden Werte einander gleich sind, und es ergibt sich als Resultat eine Funktion, die unabhängig von der Spannung der Meßbatterie ist. Auf diese Weise lassen sich alle Hilfseinrichtungen, Regulatoren und dergleichen umgehen, der Meßapparat, der im übrigen eine ganz ähnliche Form hat wie derjenige, der uns hier vorgeführt worden ist, sowie die ganze Meßeinrichtung bekommt eine einfachere Gestalt, und man ist theoretisch absolut von Spannungsschwankungen unabhängig. Das ist besonders auch wichtig in Fällen, wo es sich um Temperaturregistrierungen handelt, weil man sich so auf den Registrierapparat ganz sicher verlassen kann, ohne befürchten zu müssen, daß etwa durch eine unerwartet hohe Spannungsänderung während der Zeit, wo man nicht beobachtet hat, ein Fehler in das Resultat hineingekommen ist.

Das ist im wesentlichen das, was ich vorbringen wollte. Im übrigen schließe ich mich aber auch dem Wunsche des Herrn Vortragenden an, daß auch in der deutschen Marine aus Gründen, die ich schon eingangs anführte, sich die elektrischen Fernthermometer etwas mehr einführen möchten, als es bis jetzt der Fall war. Ausländische Marinen scheinen da mit gutem Beispiele voranzugehen, wenigstens haben wir schon für Messungen in Munitionskammern an ausländische Marinen eine Reihe von derartigen Fernthermometeranlagen geliefert.

Herr Dr. H a g n - Hanau (als Gast):

Meine Herren! Ich möchte als Vertreter der Firma H e r a e u s in Hanau nur einige Worte zu den Ausführungen des Herrn Dr. B r u g e r noch ergänzend hinzufügen. Vor allem möchte ich hier betonen den Unterschied — damit der Vortrag allen klar wird — in den Thermometern und möchte auf die Ausstellung, die hier vor Ihren Augen ist, besonders aufmerksam machen und die Herren bitten, sie sich persönlich anzusehen.

Das Wesentliche dieser Quarzglas thermometer ist eben, daß der Platindraht eingeschmolzen ist. Herr Dr. B r u g e r führte den Widerstand des Thermometers an. Ich möchte nur erwidern, daß in neuerer Zeit die Quarzglaswiderstandsthermometer normal mit ziemlich hohem Widerstand gemacht werden, und zwar mit so hohem Widerstand, daß die Fehlerquellen, die durch die Leitung entstehen, keinen Einfluß auf die Anzeige ausüben können. Das läßt sich ja in sehr einfacher Weise berechnen, und gerade bei Schiffen sind eigentlich die Verhältnisse verhältnismäßig günstig, da die Leitungen gewöhnlich nicht sehr lang sind. Aber wir haben z. B. auch das Kohlenlager des Gaswerks Stuttgart mit Thermometern ausgestattet, dort kommen bedeutend größere Längen bis zu 500 m in Frage; deshalb ist es natürlich notwendig, höhere Widerstände zu nehmen, und dafür wählen wir auch schon 100 bis 200 Ohm bei 0 °.

Ich möchte aber noch besonders auf die Eigenschaften des Quarzglas-thermometers aufmerksam machen, daß es durch die Form und die Herstellungsart des Thermometers gelingt, ein Thermometer in einer kompendiösen Form zu erzielen. Das Wesentliche dabei ist, daß der Platindraht in das Quarzglas vollständig eingeschmolzen ist, also quasi einen einheitlichen Körper bildet, der die Wärme außerordentlich schnell auf den Platindraht, also den eigentlichen Thermometerkörper überträgt, und daß auch der Platindraht durch Erschütterungen und dergleichen, durch welche er sonst bei höheren Temperaturen sehr leicht kleine Änderungen erleiden kann, nicht verändert wird, weil er vollständig eingeschmolzen ist.

Wenn die Herren sich die Form ansehen, werden sie auch erkennen, daß diese kompendiöse Form für viele Zwecke besonders vorteilhaft ist, und ich möchte eben besonders darauf aufmerksam machen, daß wir unsere Thermometer für höhere Temperaturen, zum Beispiel in chemischen Fabriken, eingeführt haben, vor allem aber auch in vielen stationären Dampfanlagen, wo sie hauptsächlich zur Kontrolle der Überhitzung des Dampfes und zur Kontrolle der Fuchstemperatur dienen.

Auf diese Unterschiede des Quarzglas-thermometers wollte ich nochmals aufmerksam gemacht haben.

Herr Zivilingenieur Weiß (Schlußwort):

Die von dem ersten Herrn Redner angeregten Punkte sind in der Hauptsache durch die folgenden Redner erledigt worden. Ich gestatte mir nur noch hinzuzufügen, daß es mir nicht angängig erscheint, mit dem regelmäßigen Ablesen der Temperaturmessungen an den Quecksilberthermometern den Kapitän eines Schiffes oder einen seiner Oberbeamten zu betrauen.

An Bord der Schiffe mögen im allgemeinen heute bessere Zustände vorherrschen, als mir bei Abfassung des Vortrages vorgeschwebt haben, und daher auch heute die Ablesung der Quecksilberthermometer nicht mehr so beschwerlich sein, wie in früheren Jahren. Trotzdem bin ich der Überzeugung, daß die Quecksilberthermometer bald durch andere an Bord ersetzt werden.

Herr Geheimrat und Professor Busley - Berlin:

Meine sehr geehrten Herren! Herr Ingenieur Weiß hat uns auf die Nützlichkeit, um nicht zu sagen Notwendigkeit der Messung von Temperaturen an Bord aufmerksam gemacht und hat uns auch eine Reihe von modernen Konstruktionen angeführt, welche zu diesem Zwecke ersonnen sind. Im Namen der Versammlung gestatte ich mir Herrn Weiß dafür unseren Dank auszusprechen.

XIII. Über die Bewegungserscheinungen beim Schuß.

Vorgetragen von C. Craus - Charlottenburg.

Nur zögernd habe ich es unternommen, der Einladung des Vorstandes zu folgen und über ein ballistisches Thema hier zu sprechen. Denn die speziellen Probleme der eigentlichen Ballistik sind mit so weitgehenden mathematischen Entwicklungen oder mit so komplizierten Fehleruntersuchungen verbunden, daß die Allgemeinheit schwerlich viel Geschmack daran finden dürfte. Um wenigstens zu versuchen, den Wünschen des Vorstandes einigermaßen gerecht zu werden, möchte ich mir gestatten, einen *a l l g e m e i n e n* *Ü b e r b l i c k* über einige der wichtigsten Zweige der Ballistik und über deren gegenwärtigen Stand zu geben, unter Betonung derjenigen Fragen, die z. Zt. ihrer Lösung noch harren. Dabei sind unter „Bewegungserscheinungen beim Schuß“ verstanden: die Bewegungen des Geschosses, der Waffe, des Pulvers und der Pulvergase, der Luft, und der Teile des Zieles, in das das Geschöß eindringt. Ich bitte also, das Geschöß in Gedanken zu verfolgen: von seiner Ruhelage im Rohr der Waffe ab, durch das Rohr hindurch, sodann auf seinem Weg durch die Luft, bis es schließlich, mehr oder weniger deformiert, im Innern des Zieles zur Ruhe kommt.

I. 1. Zunächst muß ich einladen, sich in Gedanken in den Pulverraum einer Waffe, z. B. des Infanteriegewehrs, zu versetzen. — Dieser Raum ist freilich beim Schuß eine kleine Hölle, da hier momentan eine Temperatur von ca. $2\ 100^{\circ}\text{C}$ und ein Druck von ca. 3 500 Atm. herrscht. — Durch das Vorschnellen des Schlagbolzens beim Abdrücken wird das Knallquecksilber des Zündhütchens entzündet; aus den Löchern des letzteren bricht ein Feuerstrahl in den Pulverraum ein, und die Pulverblättchen beginnen, an ihrer Oberfläche entflammt, nach und nach abzubrennen. Mehr und mehr Gase bilden sich. Unter der Wirkung des sich steigenden Gasdrucks verläßt das Geschöß die Hülse, preßt sich in die Züge ein und geht mit Beschleunigung durch das Rohr. Nach etwa $\frac{18}{10\ 000}$ Sek. vom Beginn

der Pulververbrennung ab oder nach etwa $\frac{14}{10\ 000}$ Sek. vom Beginn der Geschößbewegung ab ist das Geschöß an der Mündung angelangt. Die Weg-Zeit-Kurve des Geschosses ist hier (Demonstration) als 1, die Geschwindigkeit-Zeit-Kurve als 2 gegeben, die Gasdruckkurve als 3. Darnach steigt der Gasdruck im Gewehr rasch bis etwa 3 500 Atm. an und fällt hierauf langsamer bis zum Mündungsgasdruck von etwa 400 Atm. ab.

Die Höhe des Maximalgasdrucks und der Verlauf des Gasdrucks ist für die Beanspruchung der Waffe und des Geschosses von grundlegender Bedeutung. Die theoretische Ermittlung des Gasdruckverlaufs aus den physikalischen und chemischen Eigenschaften des Pulvers, der Masse und den Dimensionen der Ladung, des Geschosses und des Rohrs ist trotz zahlreicher und zum Teil recht verwickelter Theorien über die ersten Anfangsstadien bis jetzt nicht hinaus gekommen. Allein mit Hilfe der Thermodynamik vermag man speziell den höchsten Gasdruck und den Mündungsgasdruck nur äußerst unsicher festzulegen. Die innere Ballistik ist somit gegenwärtig der Hauptsache nach auf das Experiment angewiesen, das seinerseits wieder wegen der engen Einschließung des Geschosses und wegen der rasch wechselnden Kräfte und der kurzen Zeiten, um die es sich handelt, großen Schwierigkeiten ausgesetzt ist.

Dabei kommt eine beträchtliche Zahl von Einrichtungen und Apparaten in Betracht, die jedoch sämtlich gewichtigen Bedenken unterliegen: Entweder werden im Rohr 10 bis 15 Hebel angebracht, die durch das Geschöß gedreht werden; hierdurch werden ebensoviele Drähte durchrissen, die in den primären Kreisen von Induktionsapparaten liegen. In den sekundären Kreisen springen zwischen rotierenden berußten Metallscheiben und zwischen gegenüberliegenden Metallspitzen Induktionsfunken über, aus deren Lagen die Zwischenzeiten sich ergeben. Man erhält damit den Verlauf der Geschwindigkeit und somit der Beschleunigung des Geschosses im Rohr. Oder wird am Geschöß eine Stangenverlängerung nach vorn oder nach rückwärts angebracht; eine an der Stange befestigte Schneide durchreißt der Reihe nach die Drähte der Primärkreise. Oder wird das Rohr seitlich angebohrt, und die Bewegung eines durch diese Bohrung herausgeschossenen Stempels in ihrem zeitlichen Verlauf registriert. Oder wird im Geschöß selbst eine Stimmgabelregistrierung angebracht, oder dergl. mehr.

Die beiden wichtigsten Apparate zur Gasdruckmessung sind der Stauchapparat von Noble¹⁾ und der Rücklaufmesser von Sebert. Bei Verwendung

¹⁾ Literaturnachweise sind hier nicht gegeben. Darüber vergleiche man z. B. das „Lehrbuch der Ballistik“, Leipzig 1910. B. G. Teubner.

des ersteren ist das Rohr, meistens an der Stelle des Pulverraums, mit einer Seitenbohrung versehen; es wird ein leichtgehender, gut eingeschliffener Stempel in die Bohrung eingesetzt, auf diesen ein Kupferzylinder und hierauf eine Halteschraube. Durch den Gasdruck wird der Stempel vorgeedrückt und der Kupferzylinder zusammengedrückt. Man mißt die Stauchung des Kupferzylinders und erhält daraus, auf Grund der Eichung mit Hilfe einer Hebelpresse, den Maximalgasdruck; freilich in Verbindung mit mehreren, zum Teil noch nicht völlig gesetzmäßig erforschten Fehlerquellen.

Der Rücklaufmesser gestattet, die Wege, die das möglichst reibungsfrei gelagerte Rohr beim Schuß nach rückwärts zurücklegt, in Funktion der Zeit zu gewinnen; durch zweimalige Differentiation erhält man hieraus den Verlauf der Geschwindigkeit und Beschleunigung des Rohrs, somit die beschleunigende Kraft, die auf das Rohr wirkt, und auf Grund des Schwerpunktssatzes dasselbe für das Geschöß. Die Registrierung erfolgt speziell beim Geschützrücklaufmesser mittels einer schwingenden Stimmgabel, deren Schwingungszahl pro Sekunde man genau kennt. Die Stimmgabelzinken schreiben dabei auf einer galvanisch verkupferten Metallplatte, die am rücklaufenden Rohr befestigt ist, ihre Kurven. Ähnlich beim Sebertschen Gewehrrücklaufmesser. Beim Wolffschen Gewehrrücklaufmesser schreibt eine am Lauf angebrachte und mit diesem zurückgehende Schreibfeder auf einer berußten Trommel, deren Umdrehungszahl man kennt; die betreffende Rußkurve wird ausgemessen. Da jedoch der Anfangspunkt der Kurve wenig deutlich hervortritt und da die zum Geschößaustritt gehörige Maximalordinate der Kurve beim Gewehr nur etwa 3,8 mm beträgt, so ist die mikroskopische Ausmessung schwierig und gibt nicht ganz zuverlässige Resultate. Deshalb wird jetzt im ballistischen Laboratorium eine photographische Registrierung mittels eines Spiegelfühlhebels angewendet, wodurch die Rücklaufwege des Rohrs in etwa dreißigfacher Vergrößerung erhalten werden: Von einer intensiv beleuchteten Lochblende fällt Licht auf einen kleinen Spiegel, geht von da reflektiert durch ein Objektiv und nach einer mit bekannter Tourenzahl rasch rotierenden Trommel, die mit Bromsilberpapier überzogen ist. Die Lochblende bildet sich als ein sehr kleiner Lichtpunkt auf der Trommel ab. Geht beim Schuß der Lauf zurück, so dreht sich der damit zwangsläufig verbundene Spiegel, und der Lichtpunkt wandert auf der Trommel. Wenn diese sich gleichzeitig dreht, so entsteht eine Kurve; der Moment des Geschößaustritts wird durch elektrische Momentphotographie markiert; von dem betrachteten Moment ab wird nach rückwärts zweimal differentiiert. Alle weiteren Einzelheiten zu erwähnen, würde hier zu weit führen.

Sämtliche Rücklaufmesser leiden an dem Übelstand, daß sie nicht den Gasdruck selbst angeben, sondern nur die beschleunigende Kraft, also die Differenz zwischen dem Gasdruck und dem Widerstand, der in der Richtung der Seelenachse innerhalb des Rohrs auf das Geschöß wirkt. Es ist jedoch bis jetzt nicht möglich geworden, den Einpressungswiderstand, den Zug- und Reibungswiderstand einwandfrei zu messen. So kann bis jetzt über den außerordentlich rasch variablen Pulvergasdruck, bei einem Maximalbetrag z. B. 3 500 Atm., noch nicht bestimmt gesagt werden, daß er genauer als auf 150 bis 200 Atm. gemessen sei. Auch ist darüber nichts sicheres bekannt, wieviel von den bei der Messung auftretenden Schwankungen der Messungsmethode zur Last fällt und wieviel den tatsächlichen Verhältnissen entspricht.

2. Die Verbrennungswärme des Pulvers (das Analogon zum Heizwert eines Brennstoffs bei Gaskraftmaschinen), woraus sich die für die Frage der Ausbrennung von Rohren wichtige Maximaltemperatur der Pulvergase — beim Gewehr etwa $2\ 100^{\circ}\text{C}$ — ergibt, das spezifische Volumen, das Covolumen usw. werden durch besondere Messungen mittels der Versuchsbombe in ähnlicher Weise kalorimetrisch erhalten, wie bei den Verbrennungsmotoren. Im übrigen trifft die Analogie mit den Gaskraftmaschinen für die Waffe nur in geringem Maße zu.

Es läßt sich zwar auch für die Waffe eine Arbeitsbilanz aufstellen. Z. B.: Durch die Verbrennung der 3,2 g Pulver entstehen 2 762 Grammkalorien. Die Nutzarbeit, die lebendige Kraft des Geschosses an der Mündung, beträgt hiervon etwa 33 % (905 Kalorien). Auf die Energie der Geschößdrehung — mit einer Tourenzahl von 3 700 pro Sekunde an der Mündung — werden 4,3 Kalorien, auf die Arbeit des Rückstoßes, falls dieser ein ganz freier ist, 3 Kalorien verwendet. An den Lauf, der sich beim Schuß erhitzt, werden nach neueren Messungen 620 Kalorien abgegeben. Der Rest von 1 230 Kalorien geht mit den heißen Gasen dem Knall usw. unbenützt in die Luft.

Man findet aber auch mitunter Berechnungen der folgenden Art angestellt: Ein Geschöß von 917 kg, aus einem 100-Tonnen-Geschütz mit einer Anfangsgeschwindigkeit von 523 m/Sek verfeuert, besitzt eine Energie von 12 772 000 mkg an der Mündung. Diese Arbeit wird von den Pulvergasen in etwa 0,01 Sek verrichtet. Es würde somit auf eine Sekunde eine Arbeit von etwa 1 300 Millionen mkg entfallen, was einer Leistungsfähigkeit von 17 Millionen effektiven Pferdekraften entspricht. Da jedoch das Rohr nach etwa 100 Schüssen unbrauchbar wird, so hat es, als Gaskraftmaschine betrachtet, im ganzen nur eine Sekunde in dieser Weise gearbeitet. Die 100 Schüsse kosten etwa 300 000 Mark. Zu der-

selben Arbeit von 1 300 Millionen mkg braucht eine 100 pferdige Dampfmaschine 44 Stunden, bedarf hierfür 4 400 kg Steinkohlen im Werte von etwa 70 Mark und bleibt dabei erhalten. Solche Berechnungen haben sehr geringe Bedeutung. Denn es handelt sich bei der Waffe nicht um Kreisprozesse, bei denen ein Maximum des Nutzeffektes oder auch der Pulververwertung erzielt werden soll. Man will nicht in erster Linie möglichst an Pulver sparen, da ja ohnedies jedes große Geschütz wegen der Ausbrennungen nur eine verhältnismäßig kurze Lebensdauer besitzt; sondern man wünscht, bei möglichst geringer Gefahr für die Bedienungsmannschaft und für das Geschütz, also bei möglichst geringem Maximalgasdruck, ein Maximum von lebendiger Kraft im Ziel zu erreichen.

3. Die erwähnte Mündungsgeschwindigkeit — die Geschwindigkeit, die das Geschöß, an der Mündung der Waffe angelangt, erreicht hat —, läßt sich mit den neueren Hilfsmitteln auf etwa 0,2 % ermitteln; dabei kommen die tatsächlichen Schwankungen der Anfangsgeschwindigkeit von einem Schuß zum andern mehr in Betracht, als die Fehler der Messungen. Die Apparate, die zur Messung dieser Geschwindigkeit dienen, sind in den einzelnen Fällen und in den einzelnen Ländern recht verschieden. Der einzige Apparat, mit dem die Geschwindigkeit direkt ermittelt wird, ist das ballistische Pendel, dessen Erfindung in das 18. Jahrhundert zurückgeht. Gegen ein Pendel, an dem ein Sandkasten befestigt ist, wird ein Geschöß verfeuert. Dieser Apparat, der bei den dynamischen Festigkeitsprüfungen jetzt wieder zu Ehren gekommen ist, hat neuerdings auch in der Ballistik wieder eine Verwendung gefunden, indem der Sandkasten durch eine Stahlplatte ersetzt wurde, an der das aufprallende Geschöß zerschellt. Die anderen Apparate sind, — wenn man von der Geschwindigkeitsbestimmung durch Messung des Wellenwinkels am fliegenden Geschöß absieht —, durchweg indirekter Natur; sie sind Zeitmesser.

Meistens wird der Boulengéapparat verwendet, der vor 2 Jahren an dieser Stelle durch Herrn Direktor Krell beschrieben wurde. Vor der Mündung ist ein Draht (oder Drahtgitter oder Kupferstreifen) ausgespannt, der in dem Stromkreis des ersten Elektromagneten sich befindet. In 50 m Entfernung davon ist ein zweiter Draht (oder Gitter oder Kupferstreifen oder eine Kontaktscheibe) aufgestellt und liegt im Stromkreis des zweiten Elektromagneten. Wird durch das fliegende Geschöß der erste Draht durchrissen, so wird der erste Elektromagnet unmagnetisch, der an ihm hängende Stab wird freigelassen und fällt herab. Wird auch der zweite Draht durchschossen, oder wird die Kontaktscheibe zurückgedrückt, so verliert auch der zweite Elektromagnet seinen Magnetismus, der zweite Stab fällt und schlägt auf den Teller auf. Dadurch wird

eine Spannfeder frei, ein scharfes Messer springt vor und erzeugt in dem vorbeifallenden ersten Stab eine Kerbe. Man erhält hieraus die zugehörige Fallhöhe, folglich nach den Fallgesetzen die Fallzeit, und nach Subtraktion einer Instrumentkonstanten die Zeit, die das Geschöß gebraucht hat, um die Strecke von 50 m zurückzulegen. Durch Division dieser Zeit in die Strecke von 50 m gewinnt man die mittlere Geschößgeschwindigkeit auf dieser Strecke. Eine Zeit von 0,01 Sek mißt der Boulogneapparat mit einem mittleren Fehler von $\pm 0,00004$ Sek; kleinere Zeiten als 0,001 Sek lassen sich mit dem Apparat nicht wohl mehr messen.

In England wird vorzugsweise der Tram-Chronograph, ein Stimmgabel-Chronograph, der hier aufgestellt ist, benutzt. Auf einer durch Federkraft bewegten berußten Glasplatte (oder beim Chronograph Schultz auf einer berußten Trommel) schreiben die Zinken einer Stimmgabel von z. B. 500 Schwingungen pro Sekunde ihre Sinuslinien. Ferner sieht man zwei Elektromagnete, mit ihren sehr leichten Ankern, welche letztere gleichfalls mit Schreibfedern versehen sind. Diese Schreibfedern schreiben zunächst gerade Linien. Wird der erste Draht vom Geschöß durchrissen, somit der erste Stromkreis unterbrochen, so wird der erste Anker frei, die Schreibfeder rückt nach der Seite und die Linie erhält einen Knick. Beim Durchreißen des zweiten Drahtes ist dasselbe bezüglich des zweiten Elektromagneten der Fall. Man erhält auch auf der zweiten Linie einen Knick. Der Abstand der beiden Knicke, in Richtung der Bewegung gemessen, wird ermittelt und mit Hilfe der Stimmgabelkurve in Zeitmaß übertragen. Beim Chronograph Schmidt-Paris wird ein Rad, ähnlich der Unruhe einer Taschenuhr, in Anfang der zu messenden Flugzeit elektromagnetisch freigelassen und gerät dann durch die Wirkung einer gespannten Spiralfeder in Schwingung. Am Ende des betreffenden Zeitintervalls wird das Rad wiederum elektromagnetisch gesperrt. Der Apparat wird durch einen Fallchronographen geeicht.

Häufig genügt es nicht, die mittlere Geschößgeschwindigkeit auf der Strecke von 50 m nach der Mündung zu messen und daraus alsdann die eigentliche Mündungsgeschwindigkeit rechnerisch zu gewinnen, sondern man will die Geschwindigkeit in nächster Nähe der Mündung auf kurzer Strecke von z. B. 20 cm messen. Dazu bedarf es feinerer Instrumente. Unter diesen spielt der Siemenssche Funkenchronograph eine besonders wichtige Rolle. Das Prinzip dieses Instruments ist schon früher kurz angedeutet worden: Der erste Draht liegt im Primärkreis eines ersten, der zweite Draht im Primärkreis eines zweiten Induktoriums. Werden die beiden Drähte der Reihe nach vom Geschöß durchrissen, so werden jene Ströme der Reihe nach unterbrochen und es springen in den

sekundären Leitungen auf eine rasch rotierende berußte Trommel Induktionsfunken über; aus dem Abstand der beiden Funkenmarken auf der Trommel sowie aus dem Umfang und der Tourenzahl der Trommel erhält man die Flugzeit des Geschosses vom ersten Draht zum zweiten. Mit einer neueren Modifikation des Funkenchronographen läßt sich eine Zeit von $\frac{1}{1000}$ Sek. noch mit 0,25 % wahrscheinlichem Fehler ermitteln und ein Zeitintervall von etwa $\frac{1}{100\ 000}$ Sek. mit erträglicher Genauigkeit bestimmen (dabei Tourenzahl der Trommel 10 000 bis 16 000 pro Minute).

Etwas kleinere Zeitintervalle können mit dem Kondensator-Chronographen gemessen werden, der leider gegen Feuchtigkeit ziemlich empfindlich ist: In der Zeit, in der das Geschöß vom ersten zum zweiten Draht oder Gitter fliegt, läßt man einen elektrisch geladenen Präzisionskondensator sich teilweise entladen. Die Ladung des Kondensators vorher und nachher wird mit einem Galvanometer gemessen; aus den beiden Galvanometerausschlägen, dem Widerstand des Entladungskreises und der Kapazität des Kondensators erhält man die Zeit. Eine andere sehr zweckmäßige Galvanometermethode ist diejenige von Pouillet-Helmholtz. Es wird die Wheatstonesche Brückenschaltung angewendet, die beiden Gitterdrähte liegen in benachbarten Zweigen. Wird das erste Gitter durchschossen, so beginnt ein Strom durch das Galvanometer zu fließen. Wird auch das zweite Gitter vom Geschöß durchrissen, so wird dieser Strom wieder unterbrochen. Aus dem Ausschlag des Galvanometers erhält man auf Grund einer empirischen Eichung mittels eines Fallechronographen die Flugzeit des Geschosses zwischen den beiden Gittern.

In Nordamerika wurde zeitweise ein Polarisations-Chronograph verwendet, dessen Konstruktion auf der Faradayschen Erscheinung der Drehung der Polarisationsebene des Lichtes im elektromagnetischen Feld beruht. Von einer Bogenlampe geht das Licht durch einen ersten Nicol, sodann durch eine mit Schwefelkohlenstoff gefüllte Röhre, die sich in einem Solenoid befindet, sodann durch einen zweiten Nicol und gelangt alsdann exzentrisch auf eine kreisrunde und rasch rotierende lichtempfindliche Platte. Die beiden Nicols stehen bei Stromschluß auf Hell. Wenn das Geschöß ein erstes Gitter durchreißt, wird der Solenoidstrom unterbrochen, die Polarisationssebene dreht sich, und auf die Platte fällt kein Licht mehr. Sogleich nachher wird derselbe Strom automatisch wieder geschlossen, so daß die Platte von neuem Licht empfängt. Ist das Geschöß am zweiten Gitter angelangt, und durchreißt dieses, so wird zum zweitenmal derselbe Solenoidstrom unterbrochen, wiederum tritt Dunkelheit ein usw. Auf diese Weise konnte zum erstenmal, an einem Geschütz, konstatiert werden, daß die Geschöß-

geschwindigkeit von der Mündung ab noch etwas zunimmt — ohne Zweifel durch die Nachwirkung der Pulvergase auf das Geschöß —, um dann erst durch den Luftwiderstand dauernd abzunehmen.

Eine Schwierigkeit, wenigstens bei Verwendung von Handfeuerwaffen, liegt darin, daß bei diesen Geschwindigkeitsmessungen Drähte oder Kupferstreifen, deren Widerstand man nicht kennt, vom Geschöß zerrissen werden müssen. Diese Schwierigkeit kann zwar durch Benützung von Luftstoßanzeigern, wovon später kurz die Rede ist, vermieden werden; aber dabei treten neue Schwierigkeiten auf.

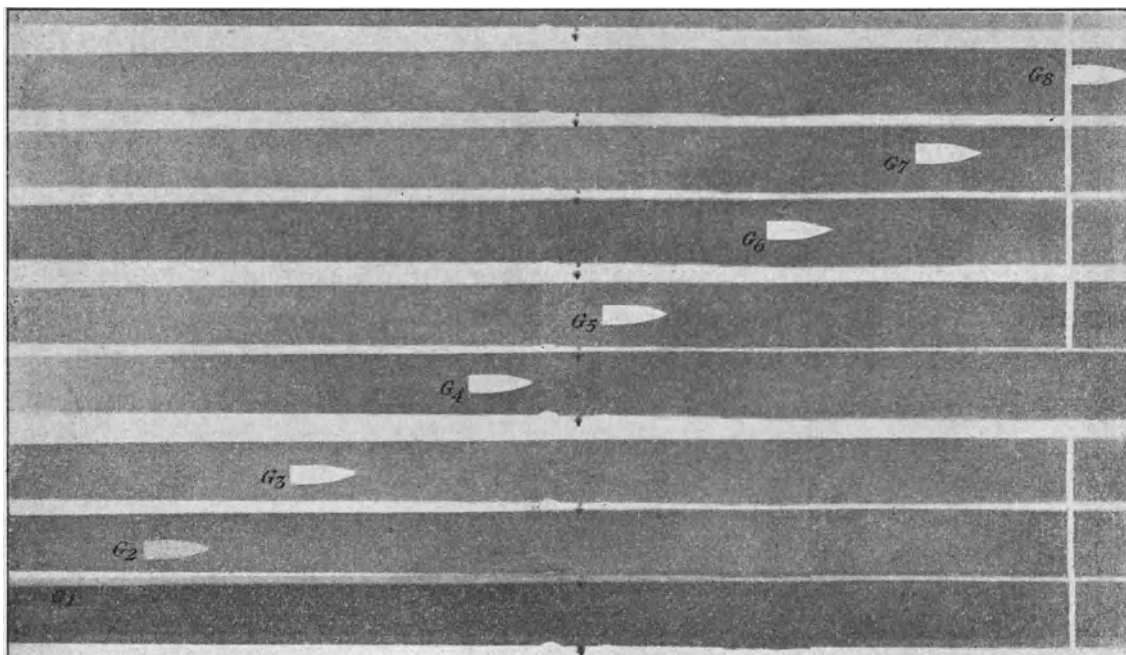


Fig. 1.

Deshalb wird neuerdings im ballistischen Laboratorium für bestimmte Zwecke ein funkenphotographisches (kinematographisches) Verfahren benützt; mittels dessen eine einzelne Geschößgeschwindigkeit bei völlig freiem Flug des Geschosses bis auf etwa 0,2—0,3 m pro Sekunde entlang einer Messungsstrecke von 30 bis 40 cm sich ergibt. Das Prinzip ist folgendes: Das Geschöß fliegt zwischen einem Hohlspiegel S_1 und einer rotierenden Trommel T_1 frei hindurch und wird während des Vorüberfliegens an dem Spiegel auf einem Filmstreifen, der auf die Trommel straff aufgespannt ist, wiederholt photographiert. Aus der gegenseitigen Lage der Geschößbilder, sowie der Tourenzahl und dem Umfang der Trommel erhält man die Geschwindigkeit des Geschosses (vgl. Fig. 1 und 2). In der Funkenstrecke F_1 gehen

Funken über, die von einem Induktorium J_1 geliefert werden; dieses wird seinerseits von einer Wechselstrommaschine W gespeist. Das Funkenlicht fällt auf den Hohlspiegel und geht, von diesem reflektiert und konzentriert, durch das photo-

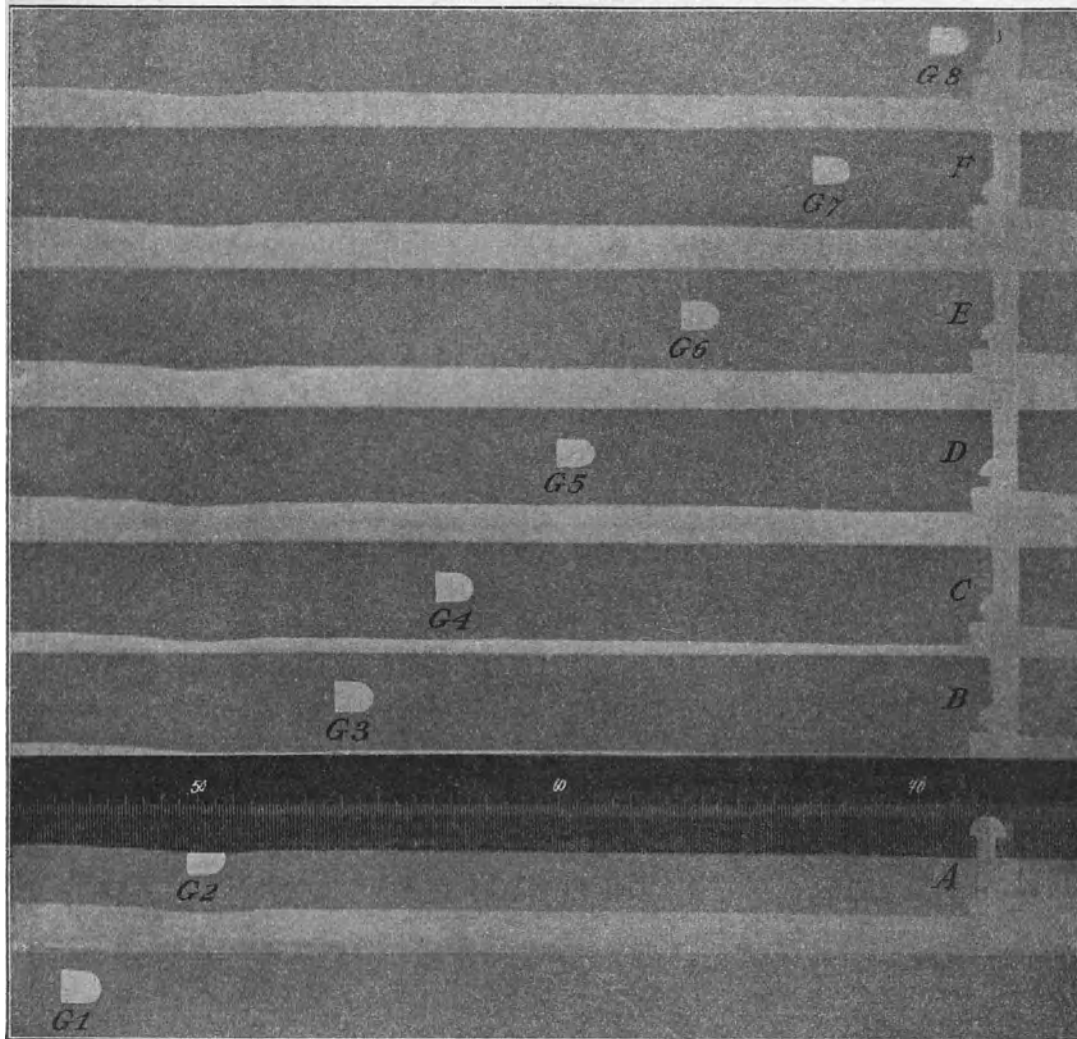


Fig. 2.

graphische Objektiv L_1 und durch eine schmale horizontale Schlitzblende hindurch auf den Film. So oft ein Funke übergeht, wird ein Geschößbild erzeugt. Da die Dauer eines einzelnen Funkens etwa den 20. Teil einer millionstel Sekunde beträgt, so fallen die Bilder und fällt daher die Messung sehr scharf aus. Die Einzelheiten mögen auch hier unerwähnt bleiben. Das Verfahren läßt sich auf den-

selben Schuß nacheinander mehrmals anwenden. Vgl. Fig. 3 mit z w e i maliger Anwendung des Verfahrens. (Die Abbildung ist entnommen aus den „Artilleristischen Monatsheften“ 1910, Nr. 41, Seite 334. Dort ist das Verfahren genau beschrieben.) Man ist also imstande, damit den Geschwindigkeitsverlust und folglich den Luftwiderstand zu messen, den ein Geschöß von bestimmter Form auf einer gegebenen Strecke erleidet. Zurzeit werden häufig neue Geschößformen patentiert. Es handelt sich darum, den Formwert eines solchen Geschößes quantitativ festzulegen,

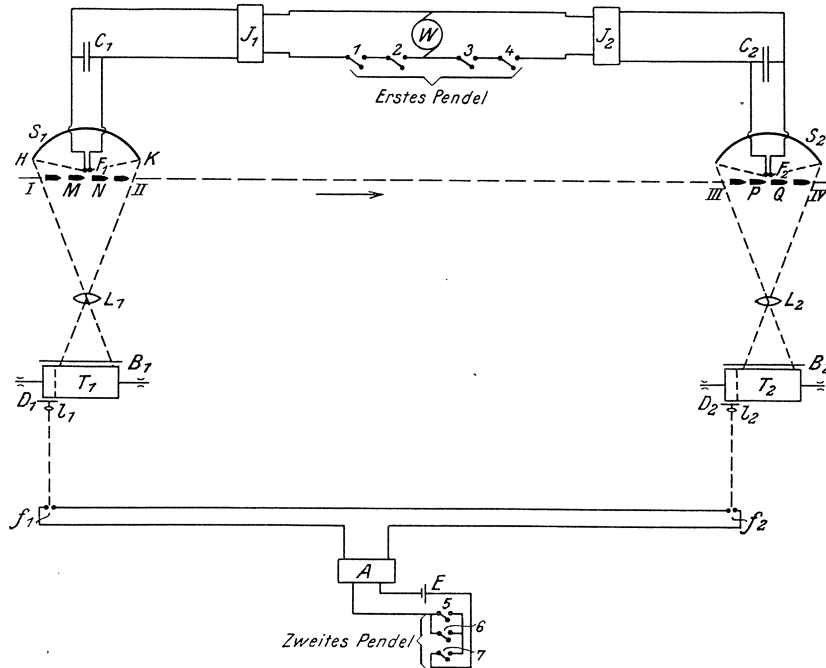


Fig. 3.

dazu kann das Verfahren besonders gut dienen. Auch die Pendelungen eines Geschößes können auf diese Weise fixiert und gemessen werden.

4. Die W a f f e selbst, z. B. ein Infanteriegewehr, muß beim Schuß Bewegungen der verschiedensten Art erfahren: Zunächst einen Rückstoß in Richtung der Seelenachse samt einer Rückdrehung um den unterhalb der Seelenachse liegenden Schwerpunkt. Sodann mannigfache Vibrationen: Transversalschwingungen in vertikaler und in horizontaler Richtung, Longitudinalschwingungen in Richtung der Seelenachse, elastische Durchmesseränderungen, also elastische Aufbauchungen und Zusammenziehungen infolge des Gasdrucks und der Geschößforcierung. Endlich Torsionsschwingungen; nämlich bei Rechtsdrall z. B. wird

der Lauf anfangs das Bestreben haben, im Sinn einer Linksdrehung sich zu tordieren, wenn der Kolben festgehalten wird. Wenn ich mir erlaube, mich bei den Bewegungserscheinungen an der W a f f e etwas länger aufzuhalten, so bitte ich dies damit zu entschuldigen, daß ich seit 14 Jahren bestrebt bin, die Machsche elektrische Momentphotographie auf die zugehörigen Fragen und deren Beantwortung anzuwenden. Beobachtet und gemessen sind von den elastischen Schwingungen bis jetzt nur die ersteren, nämlich die Transversalschwingungen. Z. B. beim Infanteriegewehr M/71 schwingt der Lauf gleichzeitig in der Grundtorschwingung und in der ersten Obertorschwingung, also mit einem Knoten oder Ruhepunkt, der etwa 20 cm hinter der Mündung liegt. Dieser Knoten kann nach der Methode der Chladnischen Klangfiguren, durch Aufstreuen von Sand auf eine leichte Rinne, die auf dem Lauf befestigt ist, demonstriert werden.

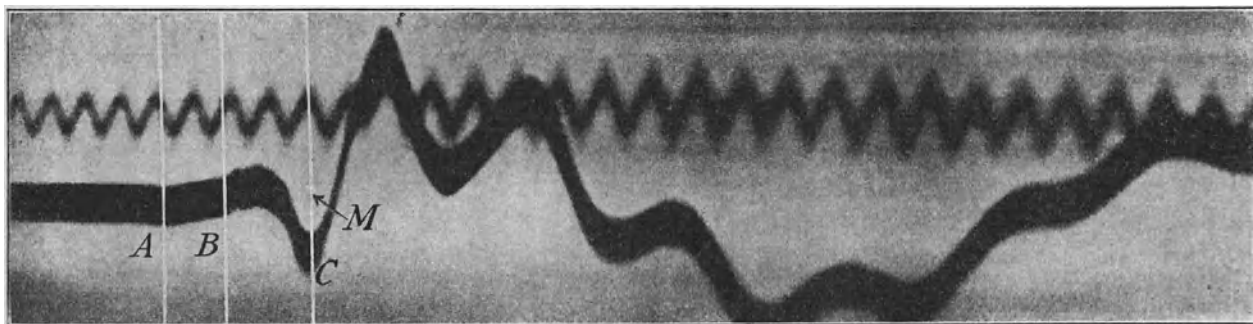


Fig. 4.

Hier einige photographische Aufnahmen der vertikalen T r a n s v e r s a l - s c h w i n g u n g e n , wie sie z. B. an der Mündung des Gewehrs M/71 sich zeitlich abspielen (Projektion). Die langgedehnten Schwingungen sind diejenigen des Grundtons, die darüber gelagerten kürzeren Schwingungen, die früher abklingen, sind die Schwingungen des ersten Obertons. Letztere sind für die Abgangsrichtung des Geschosses, nämlich für die Bemessung des Abgangsfehlerwinkels (des Winkels zwischen Anfangstangente der Flugbahn und der Richtung der ruhenden Seelenachse vor dem Schuß) in diesem Falle maßgebend. Oberhalb dieser Schwingungskurve sieht man die Schwingungen einer Stimmgabel, die mitphotographiert wurden und die zur Messung der zugehörigen Zeiten dienen. Der Moment des Geschoßaustritts aus der Mündung wurde stets durch Funkenphotographie markiert. Bei normaler Ladung tritt das Geschöß aus, wenn die Mündung nach oben geschwungen ist und im Begriff steht, wieder abwärts zu gehen. Dementsprechend ergab sich Hochschuß. Bei halber Ladung findet der Geschoßaustritt statt (vgl.

Fig. 4, Punkt C, Funkenmarke M), wenn die Mündung nach oben und dann etwa in die tiefste Lage nach unten gegangen ist. Es ergab sich, wie zu erwarten war, Tiefschuß. Bei Viertelsladung, der Aufnahme gemäß, Hochschuß. Umgekehrt ist aus diesen Aufnahmen die Tatsache verständlich, weshalb der Abgangsfehlerwinkel mit Vergrößerung der Anfangsgeschwindigkeit abnimmt. Auch die Verbiegungskurve des Laufs für irgend einen Schußmoment ließ sich durch elektrische Momentphotographie feststellen.

Speziell bei Selbstladewaffen geht nach dem Geschosßaustritt der Verschlußkolben zurück, die leere Hülse wird ausgezogen und ausgeworfen, der Verschlußkolben geht alsdann wieder vor und schiebt eine neue Patrone in den Lauf. Es handelt sich darum, festzustellen, mit welcher Geschwindigkeit die Bewegung des Verschlußkolbens vor sich geht, ob genügend gleichmäßig oder stoßweise unter zu starker Beanspruchung der Verschlußteile. Ferner ob die Hülse in korrekter Weise ausgeworfen und ob die neue Patrone nicht vielleicht in gefährlich schiefer Lage eingeführt wird, die zu Ladehemmungen Anlaß geben kann. Ob aus dem Verschluß Pulvergase nach hinten ausströmen, insbesondere in den Momenten, in denen das Geschosß noch nicht ausgetreten ist, also die Waffe noch unter hohem Druck steht — solche Gase können sowohl für den Schützen als für die Waffe gefährlich werden —. Ob vorne nach der Mündung zu Pulvergase vorzeitig zwischen Lauf und Geschosß sich herausdrängen, evtl. in welcher Menge, usw.

Diese Fragen und einige andere lassen sich mit Hilfe der Funkenphotographie ziemlich leicht beantworten. Aus einer hier aufgelegten Serie von 20 sukzessiven Aufnahmen, die je mit einem besondern Schuß erhalten wurden und die sich auf eine fremdländische Selbstladepistole beziehen, sind hier zwei in wahrer Größe gewonnene Aufnahmen wiedergegeben, (Projektion). Man erkennt, daß aus dem Verschluß bei E Pulvergase und unverbrannte Pulverkörner ausgestoßen werden, sowie daß die neue Patrone schief eingeführt wird (vgl. Fig. 5).

Hier die Wirkung eines Hülsenreißers (Projektion); Aufnahme für den Moment des Geschosßaustritts.

Wie weit bis zu einem bestimmten Schußmoment der Verschlußkolben aus der Ruhelage sich zurückbewegt hat, läßt sich unter anderem einfach dadurch messen, daß man auf dieselbe Platte zwei Aufnahmen ausführt, eine für die Ruhelage vor dem Schuß und eine für den betreffenden Schußmoment (Projektion).

Bei Selbstladewaffen mit beweglichem Lauf und Verriegelung ist eine besonders wichtige Frage die, ob der Verschluß noch verriegelt ist, solange sich hochgespannte Gase im Lauf befinden. Diese Frage, die in der Praxis der Waffen-

konstruktion sehr häufig auftritt und der gegenüber die Rechnung wegen der schwer zu bestimmenden Widerstände meistens versagt, wird im ballistischen Laboratorium folgendermaßen beantwortet. Es werden drei Metallstifte auf der Waffe befestigt; ein Stift A auf dem festen Teil der Waffe; ein anderer B auf dem beweglichen Lauf, der beim Schuß ein Stück weit zurückgeht, und ein dritter Stift C auf dem Verschußkolben, der zunächst mit dem beweglichen Lauf verriegelt zurückgeht und nach der Entriegelung sich von diesem trennt, um seinen Weg nach rückwärts allein und rascher fortzusetzen. Es werden drei Aufnahmen ausgeführt: eine erste für die Ruhelage vor dem Schuß; eine zweite gleichfalls ohne Schuß, nachdem der Verschußkolben von Hand bis zur Grenze der Ent-

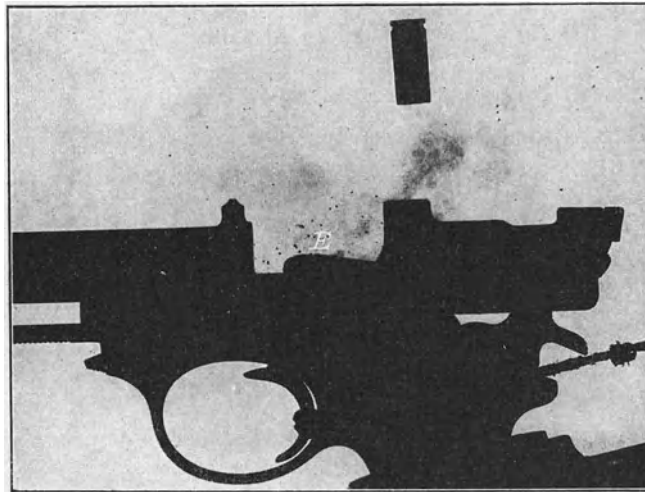


Fig. 5.

riegelung zurückgezogen worden ist (der Abstand AB ist größer geworden, BC ist gleich geblieben); eine dritte Aufnahme mit Schuß für den Moment des Geschosßbodenaustritts (man sieht, daß die Entfernung AB kleiner ist als bei der zweiten und größer als bei der ersten Aufnahme und daß BC unverändert geblieben ist). Folglich ist diese Waffe im Moment des Geschosßbodenaustritts noch verriegelt, und es läßt sich quantitativ ermitteln, welche Strecke das Geschosß von der Mündung ab in freier Luft noch zurücklegen muß, bis die Entriegelung vollzogen ist.

Einige weitere Aufnahmen beziehen sich auf die Verhältnisse an der Mündung der Waffe. Hier der Lauf einer Pistole mit Korn und Mündung, davor eine Funkenauslösevorrichtung (Projektion). Das Geschosß ist in diesem Moment zur Hälfte ausgetreten. Aber ziemlich reichliche Pulvergasmengen haben sich vor dem Ge-

schoß aus dem Lauf gezwängt, eine Erscheinung, die bei allen gezogenen Läufen sich zeigt, aus denen Stahlmantelgeschosse verfeuert werden. Übrigens zeigt sie sich auch z. B. bei dem Gewehr M/71 mit Bleigeschoß; hier tritt das Geschöß innerhalb eines dichten Pilzes von Schwarzpulvergasen aus; aber schon $\frac{3}{1000}$ sec. lang v o r h e r nimmt man (bei reduzierter Ladung) Gasausströmungen wahr, und diesen voraus wird die Luft aus dem Lauf ausgestoßen. Darüber, sowie über sonstige Waffenuntersuchungen mit elektrischer Momentphotographie sollen am Schluß einige kinematographische Vorführungen folgen.

Eine andere Aufnahme (Projektion) zeigt, daß bei der Messung der Anfangsgeschwindigkeit eines Geschosses, bei der vor der Mündung ein Kupferstreifen ausgespannt wird, unter Umständen dadurch ein Fehler entstehen k a n n , daß die vorzeitig ausgetretenen Pulvergase den Kupferstreifen ausbiegen und zerreißen ehe das Geschöß selbst den Kupferstreifen trifft, daß man also bei der Anbringung solcher Messungsstreifen Vorsicht walten lassen muß.

Mit Aufnahmen, wie hier eine vorliegt (Projektion), kann untersucht werden, w a n n sich der Lauf von den Pulvergasen vollständig entleert hat. Man sieht die Hauptmasse der Pulvergase, dahinter das fliegende Geschöß; der Lauf ist in diesem Fall schon entleert, wenn das Geschöß nur wenige Zentimeter von der Mündung ab zurückgelegt hat. Die große Ausströmungsgeschwindigkeit der Pulvergase, die die Geschößgeschwindigkeit anfangs übersteigt, erklärt sich aus dem hohen Mündungsgasdruck. Rings um die Mündung ist die Knallwelle, die Welle kompromierter Luft, sichtbar, die durch das Ausströmen der Hauptmasse der Gase in die Luft entsteht.

Ferner kann (Projektion) gemessen werden, wie lange es dauert, bis das Geschöß die Pulvergase überholt hat, die ihm anfangs vorausseilen. Endlich hier (Projektion) die Mündung des abgeschnittenen Infanteriegewehrlaufs; eine Menge unverbrannter Pulverblättchen, deren Gestalt in der Wolke von Pulvergasen deutlich sichtbar ist, entweicht aus der Mündung. Das Geschöß selbst hat eben nach rechts hin das Gesichtsfeld passiert (vgl. Fig. 6).

II. 1. Das Geschöß hat jetzt die Mündung verlassen und ist in die freie Luft ausgetreten. Folgen wir in Gedanken dem Geschöß bei seinem F l u g d u r c h die L u f t . Wäre der Widerstand der Luft n i c h t vorhanden, so wäre die Lösung des äußerballistischen Problems schon erledigt: Die Bahn des Geschosses wäre eine Parabel mit vertikaler Achse. Einige Beziehungen hierüber dürfen vielleicht angeführt werden (Projektion). Denkt man sich von demselben Punkt aus mit derselben Munition unter den verschiedensten Abgangswinkeln geschossen, oder stellt man sich vor, aus einem Vulkan werden mit derselben Anfangs-

geschwindigkeit Steine in den verschiedensten Richtungen ausgeworfen, so hat man eine Schar von Parabeln; die maximale Horizontalwurfweite beim Abgangswinkel 45° . Alle Parabeln sind von einer einzigen Parabel umhüllt, deren Pfeilhöhe gleich der halben Maximalwurfweite ist. Alle Scheitel liegen auf einem Ellipsoid, alle Brennpunkte auf einer Kugel. Die Kontur der Steinwolke zu einer bestimmten Zeit ist eine Kugelfläche, deren Radius sich proportional der Zeit vergrößert und deren Mittelpunkt sich vom Abgangspunkt aus vertikal abwärts bewegt, wie eine schwere Masse abwärts fällt, usw.

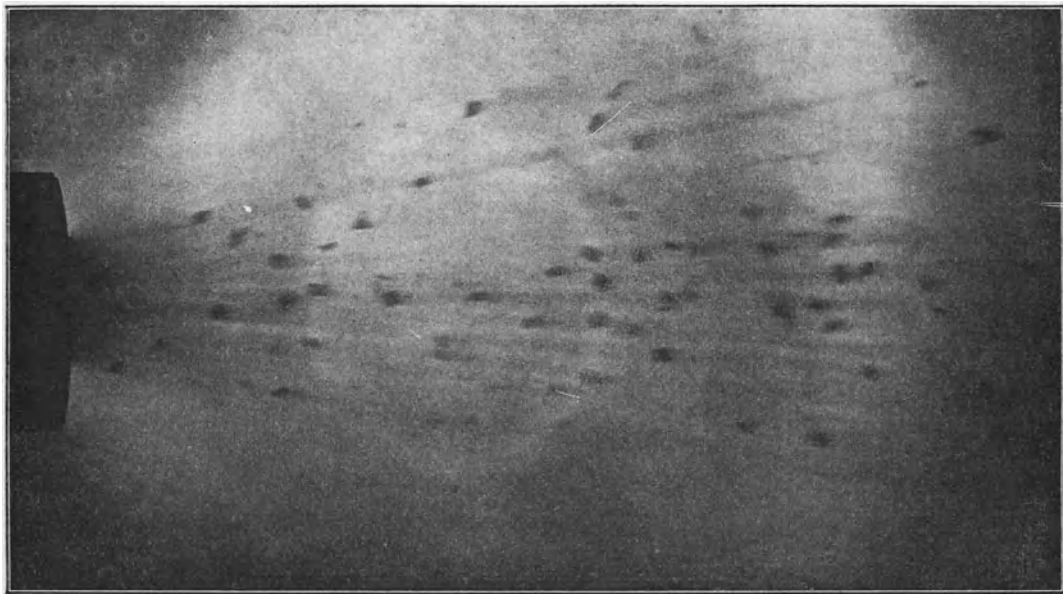


Fig. 6.

Mit Rücksicht auf die Erdkrümmung und die allgemeine Gravitation ist dagegen die Bahn des Geschosses eine Ellipse, deren einer Brennpunkt im Erdmittelpunkt liegt (Projektion). Denkt man sich von einem Turm aus horizontal geschossen, wobei die Ladung und somit die Anfangsgeschwindigkeit größer und größer gewählt wird, so werden die Ellipsen immer weniger flach; der eine Brennpunkt bleibt dauernd im Erdmittelpunkt, der andere nähert sich ihm mehr und mehr. Ist die Anfangsgeschwindigkeit gleich 7900 m/Sek. geworden, so ist die Ellipse in einen Kreis übergegangen, der rings um die Erde herum läuft; der Abstand des Geschosses von der hier angenommenen idealen Erdoberfläche ist immer derselbe, und das Geschöß kommt von rückwärts zum Geschütz zurück. Wächst die Anfangsgeschwindigkeit noch mehr, so hat man wieder Ellipsen, aber der bewegliche

Brennpunkt befindet sich jetzt jenseits des Erdmittelpunkts, und wenn die Anfangsgeschwindigkeit den Betrag von etwa 11 000 m/Sek. angenommen hat, so ist die Bahn in eine Parabel übergegangen, d. h. das Geschöß ist zu einem Satellit der Erde geworden, der erst nach unendlich langer Zeit wieder zur Erde zurückkehrt. Von da ab Hyperbeln, die nicht mehr zurückführen.

2. Tatsächlich wirkt jedoch der Luftwiderstand. Durch diesen wird die Flugbahn derart abgeändert, daß die Schußweite und die Auftreffgeschwindigkeit verkleinert, die Flugzeit vergrößert, der Scheitel der Flugbahn mehr nach dem Auffallpunkt hin verlegt wird (Projektion). Der Punkt kleinster Geschwindigkeit liegt dabei jenseits des Scheitels, und zwischen diesem Punkt und dem Scheitel befindet sich der Punkt stärkster Krümmung der Bahn. Nur bei relativ großen Geschößmassen und kleinen Geschößgeschwindigkeiten kann dabei die Bahn im luftgefüllten Raum als Korrektur gegenüber der Bahn im luftleeren Raum behandelt werden; im allgemeinen ist dies nicht möglich. Z. B. das deutsche Infanteriegeschöß M/88 verliert, bei 4° Abgangswinkel, durch den Luftwiderstand nicht weniger als 72% seiner Schußweite, die 80 kg-Granate des 21 cm-Mörser bei 38° Abgangswinkel nur 2% von der Schußweite im leeren Raum.

Einige Zahlen über eine große Flugbahn im wirklichen, luftgefüllten Raum sind vielleicht von Interesse: Ein Schuß aus der Kruppschen 30,5 cm-Kanone (Geschößgewicht 445 kg, Anfangsgeschwindigkeit 820 m/Sek.) unter 44° Abgangswinkel würde eine Schußweite von 34 000 m liefern. Das Geschöß würde also vom Bahnhof Grunewald über Berlin, Cöpenick und den Müggelsee hinweg bis nach Rahnsdorf fliegen. Die Scheitelhöhe der Flugbahn würde etwa 11 000 m betragen; d. h. man könnte dazwischen den Gaurisankar aufstellen und darauf noch den Rigi türmen und würde doch noch darüber hinwegschießen.

Die Berechnung von Flugbahnen mit Rücksicht auf Luftwiderstand und Schwere, sowie der einzelnen Flugbahnelemente (der horizontalen und schiefen Schußweite, der Koordinaten eines beliebigen Flugbahnpunkts mit zugehöriger Geschwindigkeit und Zeit, der Scheitelabszisse, der Scheitelordinate, der Auffallgeschwindigkeit usw.), die Aufstellung von Schußtafeln für den praktischen Gebrauch und die Lösung der zahlreichen Einzelaufgaben, die in der Praxis vorkommen, kann in den meisten Fällen, wenn auch zum Teil in nicht ganz einfacher Weise, mit Hilfe von Formelsystemen und zugehörigen Tabellen erfolgen, ähnlich wie dies in der Astronomie bezüglich der Bahn eines Planeten der Fall ist. Aber in ihren Grundlagen, deren Kenntnis für die Bewältigung von neuen oder von besonders schwierigen Aufgaben unerlässlich ist, erfordert die Rechnung ein reichliches Quantum Analysis, und zwar deshalb, weil die betreffenden Differentialgleichungen

meistens nicht in endlicher Form integrierbar sind. Man ist genötigt, Näherungsverfahren anzuwenden, die ihrerseits Fehlerermittlungen notwendig machen und die in den einzelnen Fällen (Flachbahnen, Steilbahnen usw.) verschieden sind. Zur Beurteilung des Genauigkeitsgrads, mit dem eine Flugbahn mittels der neueren Formelsysteme und Tabellen aus den Anfangsdaten berechnet werden kann, seien vier Beispiele angeführt: Errechnet wurden die Schußweiten 4049,2, 4959,1, 6472,3, 7773,2 m; gegenüber den beobachteten Schußweiten betragen die Fehler bezw. — 61, — 52, + 24, — 52 m oder — 1,5, — 1,0, + 0,4, — 0,7%. Diese Genauigkeit ist noch keine völlig befriedigende und für alle Fälle ausreichende; das wird sie erst dann sein, wenn die Differenz zwischen Rechnung und Beobachtung kleiner ist, als die halbe Geschößstreuung von Schuß zu Schuß im wahrscheinlichsten Fall beträgt.

Was das Gesetz des Luftwiderstands anlangt, so trifft das quadratische Gesetz von Newton, das in der Luftschiffahrtstheorie, sowie in der Bautechnik bei Berechnung von Winddrücken usw. mit bestem Erfolg angewendet wird, für die großen Geschößgeschwindigkeiten nicht zu. Trotz sehr zahlreicher Versuche ist es aber bis jetzt nicht gelungen, auf rein theoretischem Wege (allein mit Hilfe der Thermodynamik oder mit Hilfe der Aerodynamik, speziell der Riemannschen Theorie von Luftschwingungen endlicher Schwingungsamplitude, usw.) ein allgemeines Luftwiderstandsgesetz aufzustellen, das allen Verhältnissen der Wirklichkeit vollkommen gerecht würde und gleichzeitig praktisch verwendbar wäre. Man ist daher gezwungen, rein empirisch gewonnene Luftwiderstandsgesetze zu benützen. Dabei ist derjenige Faktor, der mit dem quadratischen Gesetz von Newton zu multiplizieren ist, in Funktion der Geschwindigkeit durch eine Kurve dargestellt, die nach den bisherigen Messungen bei etwa 500 m/Sek. einen Buckel besitzt (Projektion). Bei der ballistischen Verwendung dieses Luftwiderstandsgesetzes ist es vielleicht zweckmäßig, vorläufig ein Verfahren anzuwenden, das sich z. B. in der Versicherungstechnik zur Darstellung der Absterbeordnung seit langer Zeit sehr gut bewährt hat; nämlich, mit der Darstellung des Gesetzes in Tabellenform sich zu begnügen.

Übrigens hat sich in neuerer Zeit mehr und mehr die Erkenntnis Bahn gebrochen, daß erstens die Luftwiderstandsversuche, die früher in den verschiedenen Ländern mit Artilleriegeschossen angestellt worden sind, nicht durchweg rationell und einwandfrei waren, und zweitens daß auch die bisher gemachten Voraussetzungen über den allgemeinen Aufbau des Luftwiderstandsgesetzes nicht genügend zutreffen. Der Luftwiderstand gegen ein Geschöß, dessen Achse in der Flugbahntangente liegt, ist nämlich zwar proportional der Tages-

luftdichte δ , aber schwerlich genau proportional dem Geschößquerschnitt Q , einem einzigen Koeffizienten i , der von der Form des Geschosses abhängt, und einer gewissen Funktion $f(v)$ der Geschwindigkeit v . Es ist nicht wahrscheinlich, daß die drei letztgenannten Abhängigkeiten in dieser reinlichen Weise, nämlich als Faktoren eines Produkts $\delta \cdot Q \cdot i \cdot f(v)$ voneinander geschieden sind; auch nicht wahrscheinlich, daß die Form des Geschosses von einem e i n z i g e n Koeffizienten i abhängt. Wenn dem aber nicht so ist, so ist es nicht ohne weiteres selbstverständlich, daß die Luftwiderstandsgesetze, die mit Artilleriegeschossen gewonnen sind und die zugehörigen Tabellen in vollem Umfange auf Infanteriegeschosse übertragen werden dürfen. Weiter ist die übliche Ermittlung von Geschößformwerten in möglicherweise nicht völlig korrekt. Auch sind dann z. B. Berechnungen wie diejenigen August's über die „Geschößspitze kleinsten Luftwiderstands“ (abgesehen von einem mathematischen Fehler, der dabei mit unterlief) gegenstandslos, da diese

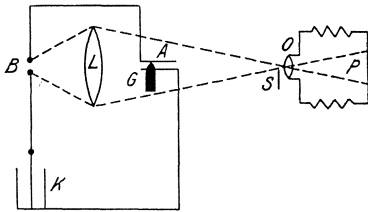


Fig. 7.

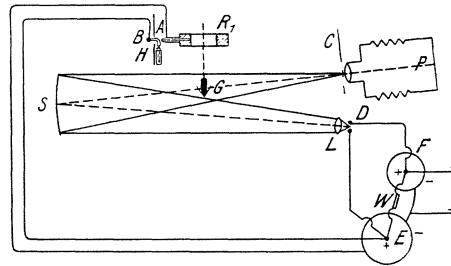


Fig. 8.

Berechnungen auf den erwähnten Voraussetzungen und einigen anderen unsicheren Annahmen beruhen. Kurz, es ist auf diesem Gebiete zurzeit vieles in Umwandlung und Fluß begriffen.

3. Die bedeutsamsten Andeutungen über die Richtung, in der sich die Forschung dabei weiterhin zu bewegen haben wird, sind 1885 durch die von Professor E. Mach in Wien begründete elektrische Photographie des fliegenden Geschosses geliefert worden. Das Schema der Versuchsanordnung von E. und L. Mach ist hier durch zwei schematische Zeichnungen erläutert (Projektion und Fig. 7 und 8). Wenn das fliegende Geschöß die beiden Drähte oder Platten A berührt, ist eine leitende Verbindung zwischen diesen hergestellt; die geladene Leydener Flasche K kann sich auf den Weg KBAK durch die Funkenstrecke B entladen. Derjenige Teil des Funkenlichts, der auf die Linse L fällt, wird gesammelt und auf der Mitte des photographischen Objektivs O konzentriert, das auf die Stelle G des fliegenden Geschosses eingestellt ist. Es erscheint also im Moment des Funkenübergangs auf der Mattscheibe oder der photo-

graphischen Platte des Photographieapparats P ein heller Kreis mit dem Schattenbild des fliegenden Geschosses. War dabei eine scharfkantige Blende S vor das Objektiv O so weit vorgeschoben worden, daß das Gesichtsfeld gerade anfängt, sich zu verdunkeln, so treten gleichzeitig alle Luftschlieren um das Geschöß zutage, d. h. alle Stellen von kleinerer oder größerer Dichte, als die der umgebenden Luft beträgt.

Um zu bewirken, daß das Geschöß ohne die störende Beigabe einer Auslösevorrichtung frei durch das Gesichtsfeld fliegend sich darstellt, wendet L. Mach eine Ringauslösung an (vgl. Fig. 8), die auch hier aufgestellt ist. Man schießt durch einen Ring R_1 hindurch, in dessen Seitenwand eine offene Röhre eingesetzt ist; am Ende der Röhre brennt eine Flamme. Wenn das Geschöß durch den Ring hindurch fliegt, erzeugt die Kopfwelle einen Luftstoß, der sich durch die Röhre hindurch fortpflanzt. Dadurch wird die Flamme nach links ausgebogen, wodurch eine gut leitende Verbindung zwischen Röhre und Kugel B hergestellt ist. Jetzt entladet sich auf dem Wege ABEA die große Leydener Flasche E, hierdurch wird sekundär eine Flasche F von kleinerer Kapazität durch die Funkenstrecke D entladen. Ein Teil des Funkenlichts fällt auf die Linse L, geht nach dem Hohlspiegel S und wird von da nach P reflektiert. Bis der Funke übergeht, ist das Geschöß indessen weiter geflogen und in den reflektierten Lichtkegel gelangt, es bildet sich somit jetzt das Geschöß frei fliegend ab. Dazu möchte ich noch hinzufügen, daß seitdem eine größere Anzahl von anderen Funkenauslösungen, als die hier erwähnte Ringauslösung, von verschiedenen Beobachtern verwendet worden ist, sowie daß es 1903 den Herren Oberstabsarzt K r a n z f e l d e r und Professor S c h w i n n i n g gelungen ist, in ihrer sogen. Mehrfachfunkenphotographie 10 Bilder nacheinander von d e m s e l b e n Schuß zu erhalten.

Hier (Projektion) eine Photographie des fliegenden S-Geschosses bei 890 m/Sek. Geschwindigkeit, mit Anwendung geringer Ablendung aufgenommen. Man sieht die das Geschöß begleitende Verdichtungswelle der Luft, die von der Geschößspitze ausgeht, ferner die vom Geschößboden ausgehende Schwanzwelle, endlich die Luftwirbel hinter dem Geschöß. Hier (Projektion) dasselbe mit stärkerer Ablendung aufgenommen. Die Kopfwelle, die Schwanzwelle und die Wirbel treten stärker hervor. Hier (Projektion) dasselbe Geschöß in umgekehrter Stellung mit dem Geschößboden voraus fliegend. Die Wirbel hinter dem Geschöß sind jetzt bedeutend geringer. Hier (Projektion) das fliegende Geschöß M/88 von 640 m/Sek. Geschwindigkeit (vgl. Fig. 9); der Wellenwinkel ist hier merklich größer als vorhin. Stets ist nämlich der Sinus des halben Wellenwinkels gleich dem Verhältnis zwischen Schallgeschwindigkeit und Geschößgeschwindigkeit an

denjenigen Stellen, wo die Wellenkontur geradlinig verläuft. Es liegt darin ein zwar kompliziertes, aber ziemlich genaues Verfahren zur Messung der Geschwindigkeit; doch ist dieses nur dann anzuwenden, wenn die Geschwindigkeit größer als die Schallgeschwindigkeit ist; ist sie nämlich unter diese herabgesunken, so begleitet die Kopfwelle das Geschöß nicht mehr, läuft ihm vielmehr voraus.

Daß es sich bei diesen Wellen nicht um das Mitführen derselben Luftmasse handelt, sondern lediglich um die Fortführung eines Bewegungszustandes, sieht man daraus, daß nach dem Durchschießen einer Platte die Wellen sofort in der alten Stärke wieder vorhanden sind (Projektion); von der Durchschießungsstelle gehen hier außerdem kugelförmige Lufterschütterungswellen aus. Die Luftwirbel hinter dem Geschöß lassen sich noch mehrere Meter weit photographisch verfolgen (Projektion).

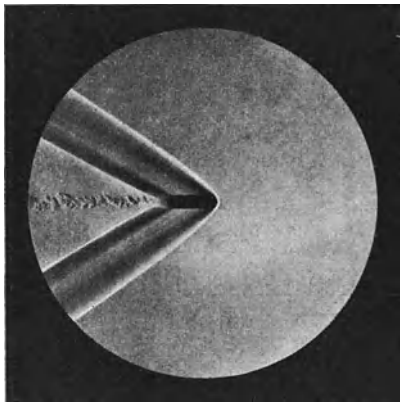


Fig. 9.

Man erkennt ohne weiteres eine gewisse Ähnlichkeit zwischen den Luftbewegungen um das fliegende Geschöß und den Wasserbewegungen um das fahrende Schiff, die von Herrn Professor Ahlborn früher an dieser Stelle eingehend besprochen worden sind. Es möchte scheinen, ich wolle Eulen nach Athen tragen, wenn ich mir in einer schiffbautechnischen Gesellschaft gestatte, ein Schiff —

es ist der „Meteor“ der Hamburg-Amerika-Linie in enem norwegischen Fjord — mit seiner Bugwelle hier im Bild vorzuzeigen (Projektion). Der Zweck ist der, darauf hinzuweisen, daß eine derartige Zusammensetzung aus einzelnen Stufenwellen, wie sie hier bei der Bugwelle des Schiffs zu sehen ist, an der Kopfwelle des Geschosses auch mit dem Mikroskop nicht wahrzunehmen ist. Ein einzelner Wellenstoß ohne nachfolgende Wellen läßt sich in der Luft erzeugen, aber nicht wie es scheint an der Wasseroberfläche. Sowohl beim Geschöß wie beim Schiff wird zur Bildung von Wellen und zur Überwindung von Reibung Energie verbraucht. In dieser Erkenntnis liegt der theoretische Nutzen der elektrischen Geschößphotographie für den weiteren Ausbau der Lehre vom Luftwiderstand. Einen direkt praktischen Nutzen kann uns die Geschößphotographie unter anderem dadurch bringen, daß mit ihrer Hilfe von vornherein Anhaltspunkte gewonnen werden können zur Beurteilung des Werts oder Unwerts von neuen Geschößformen. Z. B. wurde unlängst ein Geschöß patentiert, das entlang seiner Achse eine Durch-

bohrung besitzt; die Luft sollte durch die Höhlung hindurchströmen, und dadurch sollte bei gleicher Geschwindigkeit und gleicher Masse des Geschosses der Luftwiderstand niedriger ausfallen. Im Rohr sollten die Pulvergase auf eine kleine Deckplatte wirken, die auf den Geschößboden aufgesetzt ist. Die Photographie (Projektion) zeigt das Geschöß samt der Deckplatte, die sich schon vom Geschöß getrennt hat; die Wellen haben sich erheblich vermehrt; es war also zu vermuten, daß sich das Geschöß nicht günstiger, sondern ungünstiger ver-

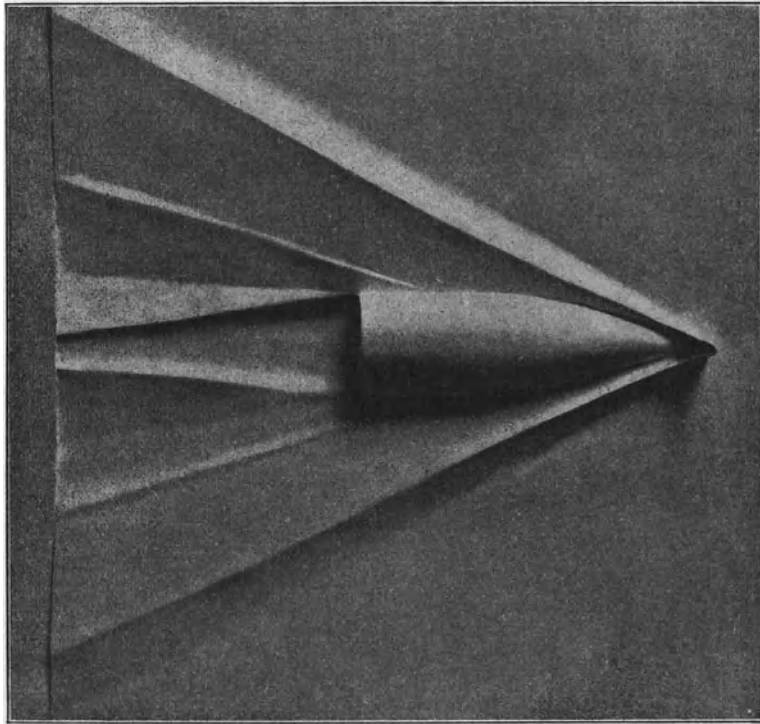


Fig. 10.

halten werde, als ein Geschöß ohne Höhlung unter sonst gleichen Umständen. Die Messung bestätigte dies.

Während die bisher besprochenen Photographien nur in qualitativer Hinsicht die Luftbewegungen um das fliegende Geschöß erkennen lassen, gestattet der MACHSCHE INTERFERENZREFRAKTOR auch in quantitativer Hinsicht die Luftdichte an den verschiedensten Stellen in der Nähe des Geschosses zu messen. Man stellt ein Gesichtsfeld mit parallelen Interferenzstreifen her (Projektion). Dies geschieht dadurch, daß man zwei Lichtbündel, die einen sehr kleinen Gangunterschied besitzen, auf der photographischen Platte vereinigt.

Wie zwei Töne, die in ihren Tonhöhen sehr wenig verschieden sind, z. B. von 800 und 801 Schwingungen pro Sekunde, *Schwebungen* zeigen, zeitliche Wechsel von Tonverstärkung und Tonschwächung, so hat man hier bei sehr kleinen Wegunterschieden der beiden Lichtbündel örtliche Wechsel von Lichtverstärkung und Lichtschwächung, von hell und dunkel, oder sogenannten Interferenzen. Dieses Interferenzfeld nun wird durch irgend welche Schlieren, irgend welche Verdichtungen oder Verdünnungen der Luft, derart abgeändert, daß die Streifen verbogen erscheinen, und zwar um so mehr, je größer die Luftdichtenänderung an der betreffenden Stelle ist. Hier z. B. (Projektion) der heiße Gasstrom, der von einer Bunsenflamme aufsteigt; man mißt die Verschiebung der parallelen Interferenzstreifen an irgend einer Stelle und kann auf diese Weise den dort herrschenden Druck erhalten. Analog wirken die aus Luftverdichtungen und Luftverdünnungen bestehenden Wellen und Wirbel in der Nähe des Geschosses (Projektion). In dieser Weise wurden von einem Hörer der Militärtechnischen Akademie systematische Messungen am fliegenden S-Geschoß und an einigen anderen Geschossen angestellt. Die Resultate sind zum Teil in den hier aufgestellten Gipsmodellen (vgl. auch Fig. 10) niedergelegt. Auf einer durch die Geschosßachse gedachten Zeichnungsebene sind in den verschiedenen Punkten Ordinaten errichtet, gleich den dort herrschenden Luftdrücken; die Endpunkte dieser Ordinaten sind zu einer Fläche verbunden (ähnlich wie die vertikalen Bodenhebungen in einer Reliefkarte dargestellt zu werden pflegen). Beim S-Geschoß herrscht z. B. seitlich von der Geschosßmitte und 0,5 cm vom Geschosßmantel entfernt ein Luftdruck von etwa 1,5 Atm., hart am Geschosß selbst ein solcher von 0,9 Atm. (d. h. eine kleine Luftverdünnung); nur unmittelbar an der Spitze besteht ein hoher Luftdruck, nämlich 3,8 Atm. Letzteres ist etwa das Analogon zu dem Emporspritzen eines Wasserstrahls am Bug eines Motorrennboots. Unmittelbar hinter dem Geschosßboden befindet sich ein luftleerer Raum. Erst weiter nach rückwärts vereinigen sich also wieder die Strömungslinien der Luft und zwar unter Wirbelbildung. (Hält man vor den Mund ein Geschosßmodell und dicht hinter dieses eine brennende Kerze, so kann die Flamme nicht ausgeblasen werden; wohl aber, wenn die Kerze etwas weiter von dem Geschosß entfernt gehalten wird (Demonstration).

Die Kopfwelle vermag, wie schon erwähnt, *m e c h a n i s c h e W i r k u n g e n* hervorzurufen. Der Franzose Gossot hat aus dem Anblick der Machschen Geschosßphotographien die Anregung zur Konstruktion der Luftstoßanzeiger geschöpft, die jetzt vielfach zur Stromunterbrechung bei der Messung von Geschosßgeschwindigkeiten dienen. Nicht selten liest man von der *T ö t u n g* eines Menschen durch

den Luftdruck eines vorbeifliegenden Geschosses. Eine solche Wirkung ist nach den angeführten und nach sonstigen Luftdruckmessungen sehr unwahrscheinlich. Wenn überhaupt solche Tötungen vorkamen, wird ein Nervenchock die Ursache sein. Versuche, die vor etwa 60 Jahren in Coblenz angestellt wurden, haben gezeigt, daß Hühner, Enten, Schweine usw. gegenüber vorbeifliegenden Geschossen sich äußerst gleichgültig verhielten.

4. Gelangt die Kopfwelle bei ihrer allmählichen Ausbreitung im Raum nach dem Trommelfell des Ohrs, so wird die Empfindung eines Knalls erzeugt. Dies sei Veranlassung, einige Worte über den Knall einzuflechten. Ein Beobachter, der etwa 3000 m von der Mündung des Gewehrs in der Schußrichtung entfernt hinter einer Deckung steht, hört, ganz deutlich voneinander getrennt, zwei Knalle. Davon ist der zweite meist etwas stärker und dumpfer als der erste. Der erste ist der Geschosßknall; dieser wird gehört, wenn die Geschosßkopfwelle nach dem Ohr gelangt, und begleitet — bei Anfangsgeschwindigkeiten über 334 m/Sek. — anfangs das Geschosß, eilt aber dem Geschosß voraus, wenn die Geschosßgeschwindigkeit unter die normale Schallgeschwindigkeit herabgesunken ist. Der zweite Knall ist der jedermann bekannte Waffeknall. Dieser breitet sich kugelförmig um die Mündung her aus und schreitet mit der normalen Schallgeschwindigkeit fort, nur in der nächsten Nähe der Mündung ist seine Fortpflanzungsgeschwindigkeit größer — eine Tatsache, die für alle intensiven Schallerregungen, Explosionen usw. zutrifft und gleichfalls von E. Mach konstatiert wurde.

Die Ursache des Waffeknalls ist darin zu suchen, daß die Pulvergase, deren Druck fast plötzlich von etwa 400 Atm. auf 1 Atm. abfällt, mit großer Geschwindigkeit, von 1000 bis 1500 m/Sek., aus der Mündung des Rohrs austretend sehr heftig gegen die äußere Luft stoßen. Dem gegenüber ist von anderen Seiten wiederholt die Behauptung aufgestellt worden, der Knall der Waffe rühre daher, daß unmittelbar nach dem Schuß im Rohr ein luftleerer Raum vorhanden sei; in diesen stürze die Luft von außen herein.

Es scheint allerdings richtig zu sein, daß beim Schuß zeitweilig der Luftdruck an der Mündung und im Rohr kleiner als 1 Atm. ist: Häuft man auf dem vorderen Teil des Gewehrlaufs bis unmittelbar an die Mündung hin Flaumfedern oder Werg auf, so daß die Mündung frei liegt, und gibt den Schuß ab, so sieht man diesen leichtbeweglichen Berg nach der Mündung zu vorrücken, dabei ist nach dem Schuß die Mündung verdeckt und einzelne Flaumfederteile oder Wergfäden sind in die Mündung hineingezogen. Dieser Versuch macht es wahrscheinlich, daß für einen Moment eine Luftverdünnung an der Mündung und im Rohr

geherrscht hat. Weniger beweiskräftig dürfte ein Bericht von Nicolo Tartaglia aus dem Jahre 1538 sein: Bei gleicher Ladung, sagt er, trage immer der zweite Schuß weiter als der erste, weil bei diesem die Kugel erst Bahn in der Luft machen müsse. Später aber wirke die warm werdende Büchse wie ein Schröpfkopf und sauge das Pulvergas ein, so daß spätere Schüsse eine kleinere Tragweite haben. Zum Beweis berichtet er, daß „auf eine Zeit etliche große Stuck losgeschossen worden; unterdessen sei ein Hund herzugelaufen und habe seine Schnauze in das eine noch heiße Stuck gesteckt. Da habe die Hitze dem Hund den Kopf in das Rohr hineingezogen, daß der Hund beinahe ersticket sei und man ihn mit großer Mühe von dem Stuck wegreißen müssen.“ Die ohne Zweifel geringe und nur äußerst kurz dauernde Luftverdünnung kann jedoch nicht die Hauptursache für den Knall der Waffe bilden. Und zwar aus zwei Gründen: Erstens, wäre dies der Fall, so müßte der Knall bei normalem Lauf und bei verkürztem Lauf annähernd gleich sein. Wenn man zwei Röhren von gleichem Kaliber und von gleicher Länge gleich schnell öffnet, so sind die Knalle beide Male ungefähr von gleicher Stärke, nur die Tonhöhen sind verschieden. Schießt man dagegen aus einem Gewehr mit verkürztem Lauf (etwa 20 cm Länge), unter sonst gleichen Umständen, so verstärkt sich der Knall ganz erheblich gegenüber dem Schuß aus dem normalen Gewehr. Zweitens wäre die Wirkung des Maximschen Knalldämpfers nicht verständlich. Bei diesem werden die ausströmenden Gase durch ein System von schneckenförmigen Hohlräumen teilweise abgefangen. Ihre Geschwindigkeit und folglich der Stoß, den sie auf die äußere Luft ausüben, wird vermindert, und die Knallstärke dadurch wenigstens auf etwa die Hälfte reduziert. Dabei zeigt sich ein Übelstand, der mit dieser Erfindung verbunden ist: Die Temperatur des Knalldämpfers steigt schon nach wenigen Schüssen auf mehr als 100°C an; und dabei wird die Wirkung des Knalldämpfers immer geringer. An ein rasches Abnehmen und Wiederaufsetzen des Knalldämpfers ist schon wegen dieser starken Erhitzung nicht zu denken. Außerdem wird der Schwerpunkt durch die Anbringung des Knalldämpfers verlegt, und wegen der Änderung der Vibration wird die Treffpunktlage verändert. Wohl aus diesen Gründen ist neuerdings von einer Einführung dieser Erfindung in der Armee der Vereinigten Staaten von Nordamerika nichts mehr zu hören, und da eine erhebliche Vervollkommnung dieser Erfindung der Wildddieberei und dem Verbrechen Tür und Tor öffnen könnte, so ist es begreiflich, daß auch der Jäger und der Kriminalbeamte den Knalldämpfern nicht sympathisch gegenüberstehen.

An die früher erwähnten Berechnungen über die Geschößflugbahnen in der

Luft gliedern sich eine Reihe von sekundären Problemen, die sich auf die konstanten und die zufälligen Geschoßabweichungen beziehen.

5. Einseitige oder konstante Abweichungen können eintreten durch Änderung in der Lufttemperatur, dem Barometerstand, der Luftfeuchtigkeit, der Höhe des Schießplatzes über dem Meer, dem Geschoßgewicht, der Pulverladung, dem Abgangswinkel, ferner durch Wind, durch Aufstecken des Seitengewehrs als Bajonett beim Gewehr, durch schiefen Räderstand beim Geschütz bzw. durch Verkanten des Gewehrs, durch Erdrotation und durch Geschoßrotation. Alle diese Einflüsse sind ihrer Größe nach rechnerisch oder experimentell festzulegen. Hier sollen nur einige wenige dieser Einflüsse, nämlich die mechanisch interessanteren, ganz kurz besprochen werden.

Die Erdrotation erzeugt aus Gründen, die von der Abweichung der Passatwinde her wohl bekannt sind, auf der nördlichen Halbkugel Abweichungen nach rechts, auf der südlichen nach links. Für den früher erwähnten Schuß aus der Kruppschen 30,5 cm-Kanone z. B. ergibt sich — auf Grund ziemlich langwieriger Berechnungen, denn gemessen können diese Abweichungen nicht wohl werden — am Ende der Flugbahn eine Rechtsabweichung von 156 m und eine Verkürzung der Schußweite um 10 m beim Schießen nach Norden. Im ganzen zeigt sich, daß diese Abweichungen gegenüber den zufälligen Geschoßabweichungen, die von Schuß zu Schuß auftreten, wohl nicht mehr in Betracht kommen.

Beim Zündnadelgewehr und beim Gewehr M/71 z. B., bei denen das Seitengewehr an der rechten Seite des Laufs vorn als Bajonett angesteckt wurde, zeigte sich eine konstante Linksabweichung. Die Hauptursache dieser Erscheinung liegt darin, daß durch die angehängte Bajonettmasse die horizontale Vibration des Laufs abgeändert wird.

Durch Geschoßrotation werden sehr erhebliche Abweichungen hervorgerufen. Bei den früheren kugelförmigen Geschossen waren sie anfangs unregelmäßig. Um sie zu regelmäßigen und damit zu eliminierbaren zu gestalten, wurden von etwa 1830 ab eine Zeit lang exzentrische Kugeln benützt, bei denen infolge Anbringung einer Aushöhlung der Schwerpunkt nicht in dem geometrischen Mittelpunkt lag. Wurde die Kugel mit „Schwerpunkt unten“ in das Rohr eingelegt, das heißt, drehte sich die Kugel in der Luft um eine horizontale Achse von oben über vorn nach unten, so wurde die Flugbahn flacher als bei sonst gleichen konzentrischen Kugeln; mit „Schwerpunkt oben“ steiler (Projektion). Die Unterschiede waren recht bedeutend. In einem extremen Fall, der 1840 von Major Heim beobachtet wurde (Projektion), flog die Kugel bei konstanter Elevation von 85° mit „Schwerpunkt unten“ 473 Schritte weit, mit

„Schwerpunkt oben“ unter sonst gleichen Umständen sogar nach rückwärts über dem Mörser hinweg. Die Ursache ist die folgende: Denkt man sich, die Kugel drehe sich an ihrer Stelle, z. B. von oben über vorn nach unten und die Luftströme gegen sie heran, so ist oben der Luftdruck größer, unten kleiner als in der Umgebung. Dazu eine Demonstration: Hier rotiert eine Trommel von oben über vorn nach unten. Die an der Trommeloberfläche adhärierende Luftschicht rotiert mit ihr herum, wie sich mit der Hand sehr deutlich fühlen und mit einer Federfahne oder einer Flamme nachweisen läßt. Bläst man nun mittels eines Ventilators Luft gegen die rotierende Trommel, so prallen oberhalb die Luftteilchen beider Luftströme zusammen, oben herrscht also Luftverdichtung, die Windfahne wird weggedrückt. Unten entsteht ein negativer Druck, die Windfahne wird durch den äußeren Luftdruck nach der Trommel hin bewegt. Somit resultiert ein Überdruck von oben nach unten.

Den Langgeschossen mußte man durch den Drall der Waffe eine rasche Rotation um ihre Längsachse erteilen. Denn ohne Rotation vermöchte ein Langgeschloß nicht dauernd mit seiner Achse in der Bewegungsrichtung zu verbleiben, da diese Stellung eine labile ist. Wenn man gegen ein nichtrotierendes Langgeschloßmodell einen Luftstrom genau in der Richtung seiner Achse bläst, so sucht es sich nach heftigen Schwankungen quer zum Luftstrom zu stellen — ähnlich wie ein steuer- und ruderloses Boot sich quer zum Wind stellt.

Aber der Drall ist ein notwendiges Übel. Notwendig ist er, da er ein Überschlagen des Geschosses in der Luft verhindert. Ein Übel ist er, da er gleichzeitig Pendelungen der Geschosßachse im Gefolge hat:

Die Achse des rotierenden Geschosses ist nämlich, wie die Achse eines Fahrrads oder eines Kreiselkompasses oder wie die Achse der Erde, bestrebt, ihre Richtung im Raum beizubehalten. Somit entsteht bald ein Winkel zwischen dieser Achse und der Flugbahntangente, die sich allmählich neigt und längs deren ungefähr der Luftwiderstand wirkt. Nun beschreibt ein schiefgestellter schwerer Kreisel, dessen Schwerpunkt nicht im Unterstützungspunkt liegt, eine langsame Präzessionsbewegung um die Richtung der Schwere herum (Demonstration) — ebenso besitzt die Erdachse unter der Einwirkung der Sonne eine solche Präzessionsbewegung mit einer Dauer von 24 000 Jahren, nach welcher Zeit der Nordpol wieder zu derselben Stelle des Himmels zurückkehrt. Richtet man analog einen Luftstrom gegen ein dazu schief gestelltes rotierendes Geschloß, so sucht die Geschosßachse eine relativ langsame Kegelpendelung um die Richtung des Luftwiderstandes herum auszuführen. Da aber beim wirklichen Geschloßflug in gekrümmter Bahn die Richtung der Bahntangente und damit die Richtung des

Luftwiderstands jeden Moment wechselt, so ist hier der Präzessionskegel nicht ein Kreiskegel, wie beim schweren Kreisel, sondern, wie die Rechnung ergibt, ein Cykloidenkegel, der bei Rechtsdrall nur auf der rechten Seite der Flugbahn liegt.

Die Erklärung für die beim Schuß auftretende Rechtsabweichung durch Geschoßrotation, bei unseren mit Rechtsdrall rotierenden Langgeschossen, ist also diese: Die Geschoßachse beschreibt eine langsame Kreiselbewegung, im Verlauf deren die Geschoßspitze nach rechts und unten geht. Also wirkt der Luftwiderstand mehr gegen die linke Seite des Geschosses, wie gegen ein schiefgestelltes Brett oder Segel und drückt das Geschöß als Ganzes nach der rechten Seite der Schußebene heraus. Bei Linksdrall ergibt sich ebenso eine Abweichung nach links. So entstehen diese sogenannten „Derivationen“, die schon bei Schußweiten von 6000—8000 m leicht mehrere hundert Meter betragen können und die durch die Visierstellung eliminiert werden.

Gemessen und beobachtet ist übrigens diese cykloidische Präzessionsbewegung bis jetzt von niemandem. Das Gesagte ist wesentlich Resultat der mathematischen Berechnung. Da man aber aus Mangel an genauen empirischen Unterlagen zurzeit noch nicht imstande ist, die Komponenten des Luftwiderstands senkrecht und parallel der Geschoßachse, sowie die variable Lage des Angriffspunkts der Luftwiderstands-Resultanten auf der Achse einwandfrei zu berechnen, so steht die Theorie auf recht schwachen Füßen. Das für die Praxis so wichtige Problem, die Bewegung eines rotierenden Langgeschosses mit Rücksicht auf seine sämtlichen Kreiselbewegungen im voraus zu berechnen — ein Problem, das übrigens weit mehr Komplikationen mit sich bringt, als dasjenige der Bewegung des gewöhnlichen Kreisels — ist leider z. Zt. noch nicht vollständig und einwandfrei gelöst. Die mathematischen Schwierigkeiten ließen sich schließlich vielleicht bewältigen, aber es fehlt an exakten Beobachtungen und Messungen; die Methode des Herrn Geheimrat Neesen, in der Seitenwandung des Geschosses einen Leuchtsatz anzubringen, führt vielleicht am ehesten zum Ziel.

Diejenigen Geschoßpendelungen, die man mit bloßem Auge leicht wahrnimmt, z. B. an der 21 cm-Granate, sind nicht die erwähnten Präzessionsbewegungen, sondern die weit rascher verlaufenden Nutationspendelungen, die sich über die langsameren Präzessionsbewegungen lagern. Sie werden ohne Zweifel durch unsymmetrische Stöße hervorgerufen, die die Pulvergase an der Mündung auf das Geschöß ausüben; sie vergrößern den Luftwiderstand und vermehren die Streuung. (Demonstration der Nutationspendelungen an einem rotierenden Geschoßmodell durch Anstoßen mit der Hand.)

Daß das fliegende Geschöß die Rolle eines Kreisels spielt, läßt sich am einfachsten aus den Bewegungen des Geschosses beim vertikalen Schuß erkennen. Das senkrecht in die Höhe geschossene S-Geschöß kommt, nach Versuchen von Herrn Preuß, in fast genau derselben Stellung, in der es abgeschossen wurde, d. h. vertikal zurück — ähnlich wie ein Diabolokreisel — schlägt also mit dem Geschößboden auf der Erde auf. Dabei steigt das Geschöß der Rechnung zufolge etwa 2500 m hoch und bleibt etwa 70 Sekunden in der Luft. Nachdem es sich schon zuvor durch ein Sausen angekündigt hat, langt es mit einer geringen Geschwindigkeit, etwa 30—40 m/Sek., wieder unten an, so daß es nicht in allen Fällen tödlich wirken wird. Im luftleeren Raum müßte es mit derselben Geschwindigkeit zurückkommen, mit der es abgeschossen wurde, nämlich etwa 890 m/Sek.

6. Soviel über die konstanten Abweichungen. Auch wenn diese sämtlich beobachtet oder berechnet und darnach durch die Visierstellung korrigiert sind, also auch wenn die Waffe absolut genau auf das punktförmige Ziel eingeschossen ist, schlagen bekanntlich nicht alle Geschosse wirklich in das Ziel ein, sondern sie zeigen zufällige Abweichungen. Die Einschläge auf der Scheibe gruppieren sich dabei scheinbar regellos um das Ziel als mittelsten Treffpunkt. Über den einzelnen Schuß läßt sich auch in der Tat nichts Bestimmtes aussagen; ebensowenig wie darüber, wann den einzelnen Menschen der Tod ereilt. Aber wie wir wissen, daß von 100 000 gleichzeitig Geborenen des männlichen Geschlechts mit 70 Jahren noch 17 750 Männer am Leben sind, so kann vorausgesagt werden, wie viele von 100 Schüssen auf eine Scheibe von bestimmter Größe und Lage entfallen würden. Auch hier hat sich das allgemeine Gaußsche Fehlergesetz aufs beste bewährt, das in der Gaußischen Formel oder in der Gaußischen Fehlerkurve niedergelegt ist. Letztere kann durch den Streuungsapparat mechanisch erhalten werden: Die Geschosse sind dabei durch Hirsekörner ersetzt, die verschiedenen Streuungsursachen durch das Abprallen der Körner an zahlreichen Metallstiften, was auf die mannigfachste Weise erfolgen kann (Demonstration). In den Schießlehren pflegt diese Kurve der „Trefferberg“ genannt zu werden. Die Abscisse des Wendepunkts ist die mittlere quadratische Abweichung; die Gesamtstreuung etwa das 3 fache der 50 prozentigen Streuung usw. Man sieht deutlich, wie die kleineren Abweichungen häufiger vorkommen als die großen. Kennt man durch Abzählen z. B. für die 4 mittelsten Fächer die Körnerzahl, so läßt sich damit im voraus berechnen, wieviel Körner sich in irgend einem bestimmten anderen Fach oder in einer bestimmten Gruppe von Fächern finden werden.

Ein Teil der zufälligen Fehler oder Abweichungen, die beim Schießen gegen

eine vertikale Scheibe vorkommen, fällt dem Schützen zur Last, ein anderer der Waffe, der Munition, der Atmosphäre usw. Was diesen letzteren Teil allein betrifft, so ist z. B. bei einem modernen Infanteriegewehr auf 100 m Entfernung die ganze Streuung nach rechts und links und annähernd auch nach der Höhe 80 mm; die 50 prozentige Streuung also etwa 25 mm, d. h.: man kann 1 gegen 1 wetten, daß eine Kreisscheibe von 25 mm Durchmesser getroffen wird, wenn das Gewehr auf den Kreismittelpunkt eingeschossen ist. Oder auch: Unter 100 Schüssen wird die bessere Hälfte in diesen Kreis fallen.

Eine solche Waffenleistung regt unwillkürlich zu einem Vergleich zwischen Einst und Jetzt an. Hier ist die älteste Abbildung eines Geschützes, aus dem Jahre 1326, vor einigen Jahren in Oxford aufgefunden (die kolorierte Kopie verdanke ich der Güte des Herrn Greenhill in London). Aus dem flaschenförmigen Geschütz, das auf einem Tische liegt, ragt ein Kugelpfeil hervor. Daneben steht der Büchsenmeister, der die brennende Lunte an die Zündpfanne hält. Wie gering mag die Gefahr für den Feind, wie groß für den Schützen gewesen sein! Es erzeugt ein Gefühl der Befriedigung, zu sehen, daß der Büchsenmeister ganz in Erz gewappnet ist. Dagegen ein modernes Selbstladegewehr oder ein Maschinengewehr, das Hunderte von Schüssen nacheinander in rasendem Tempo, pro Sekunde etwa 10 Schüsse, ohne jede Gefahr für den Schützen verfeuert; dabei auf 100 m bei Einzelfeuer eine wahrscheinliche Streuung von nur 2,5 cm oder auf 10 m ungefähr 2 mm.

III. Das Geschöß hat nun seinen Weg durch die Luft vollendet und dringt in das Ziel ein. Dabei sind mehrere Erscheinungen hervorzuheben, die unserem mechanischen Gefühl, das an kleine Geschwindigkeiten gewöhnt ist, auffallend erscheinen. Sie erklären sich durch die gewaltige Stoßenergie der Geschosse, durch die großen Trägheitswiderstände, die ihm entgegengesetzt werden, und durch die Kürze der Zeiten, um die es sich beim Eindringen und Durchdringen handelt.

Schießt man gegen eine frei aufgehängte Glasplatte, so wird nur ein Loch durch die Platte geschlagen, diese selbst gerät kaum ins Pendeln, während doch ein mit der bloßen Hand gegen die Platte geführter Schlag diese in heftige Bewegung versetzt oder zum Zertrümmern bringt: Ehe nämlich die Erschütterung sich von der Einschußstelle ab merklich ausbreiten konnte, ist die Platte schon durchschossen, und jeder weitere Anlaß zu Erschütterungen fehlt. Ein analoger Versuch ist der folgende: Eine Bleikugel ist frei mittels eines Fadens aufgehängt; am unteren Teil der Kugel hängt ein Faden gleicher Stärke herab. Zieht man (Demonstration) am untersten Faden rasch, so reißt der Faden

unterhalb der Kugel, diese bleibt in ihrer Lage. Zieht man langsam am unteren Faden, so reißt der Faden oberhalb, die Kugel fällt herab. Wird ein lose eingespannter, vertikaler Kupferstreifen oder Draht vom Geschos getroffen, so wird er nicht etwa zuerst ausgebogen und dann zerrissen, sondern (Projektion) längere Zeit nach der Durchschießung bleiben die beiden Stücke des Streifens oder Drahts ruhig in ihrer Lage. Selbst beim Durchschießen einer Kerzenflamme (Projektion) zeigt sich die Beharrung der Gasmasse. Beim Einschießen in eine flüssige oder halbflüssige Masse tritt bekanntlich sogenannte Explosivwirkung ein. Aber diese Explosion vollzieht sich relativ langsam, wie am Schluß durch einige kinematographische Vorführungen versucht werden soll zu zeigen. Bis z. B. eine mit Wasser gefüllte Schweinsblase nach dem Durchschießen vollständig explodiert ist, vergehen etwa $\frac{1}{15}$ bis $\frac{1}{20}$ Sek. — eine für ballistische Verhältnisse außerordentlich lange Zeit.

Über die Explosivwirkungen moderner Infanteriegeschosse noch einige Worte: Entweder zerspringt die ganze Masse nach allen Seiten, z. B. eine Kugel aus feuchtem Ton bei einem Durchmesser bis 30 cm aufwärts, oder wenn die Masse sehr ausgedehnt ist, entsteht in ihr beim Schuß eine Höhlung bzw. eine Mulde oder ein Loch von einem Volumen, das viel hundertmal größer ist als das Volumen des Geschosses. Man erhält den Eindruck, als sei im Innern des Körpers eine Sprengladung zur Entzündung gebracht worden. Die Vorgänge dabei sind in der Tat ähnliche, wie bei einer wirklichen Sprengwirkung: Das Geschos stößt gegen die nächsten Partikel des Körpers; dadurch werden diese selbst gewissermaßen zu Projektilen, sie stoßen ihrerseits ihre Nachbarn, und so pflanzt sich der Stoß im Bereich einer gewissen Druckzone nach allen Seiten fort — ähnlich wie wenn man eine Billardkugel in einen Haufen anderer Billardkugeln einstößt.

Einige Versuchsobjekte aus ursprünglich feuchtem Ton sind hier aufgestellt: Beim Einschuß in eine große Kugel entsteht eine kugelförmige Höhlung im Innern, die Ränder des kleinen Einschußlochs sind nach innen gestülpt. Dieses letztere ist eine sekundäre Erscheinung, wie eine kinematographische Vorführung dieser Erscheinung am Schluß zeigen soll. Wenn nämlich das Geschos eindringt, so spritzt eine Menge von Tonteilchen nach dem Gewehr zu heraus, da anfangs auf dieser Seite der kleinste Widerstand herrscht. Durch diese austretende Streugarbe von Tonteilchen werden die Ränder des Einschußlochs ausgestülpt. Nun entsteht im Innern der Tonkugel eine große Höhlung, in der die Luft verdünnt ist. In diese Höhlung stürzt die Luft von außen herein und reißt die Ränder des Einschußlochs nach innen. So ist es, wenn das S-Geschos in normaler Stellung verfeuert wird. Wird dagegen das Geschos in verkehrter Stellung eingeladen,

der Geschößboden voraus, so bildet sich eine offene Mulde von 40 cm Durchmesser. Bei einer Tonplatte von 60 cm Höhe und Breite und 10 cm Dicke entsteht, wenn das Geschöß in verkehrter Stellung eingeschossen wurde, ein Loch von 26 cm Durchmesser mit ausgestülpten Rändern.

Das Geschöß selbst wird bei diesen letzteren Versuchen vollständig zertrümmert. Schießt man vertikal abwärts in eine große Wassermasse, so wird das Stahlmantelgeschöß allein durch das Wasser zerquetscht, da die Festigkeit des Geschosses dem außerordentlich großen Trägheitswiderstand nicht standhält, den das Wasser bei 800—900 m/Sek. Geschößgeschwindigkeit ausübt.

In anderen Fällen werden durch den Wasserwiderstand starke Ablenkungen des Geschosses hervorgerufen: Wenn man horizontal in ein Wasserbecken einschießt und wenn sich dabei die Einschußstelle wenige Zentimeter unterhalb der Oberfläche befindet, so springt das Geschöß nach oben heraus, da der Trägheitswiderstand oberhalb geringer ist, als unterhalb. Dasselbe ist der Fall, wenn man unter sehr flachem Winkel (gegen die Wasseroberfläche) in das Wasser einschießt; es erklärt sich auf diese Weise das Ricochetieren. Infolge der Pendelungen, die ein rotierendes Langgeschöß im Innern von Erde, feuchtem Ton usw. ausführt, kann es vorkommen, daß das Geschöß ganz andere Wege im Ziel einschlägt, als man vermuten sollte; sogar ein teilweises oder vollständiges Umkehren des Geschosses wurde beobachtet.

Die Eindringungstiefe und Eindringungszeit von Kugeln, die in Erde, Mauerwerk, Tannenholz, Buchenholz, Eichenholz usw. eingeschossen werden, läßt sich wenigstens annähernd mit Hilfe von Formeln und empirischen Tabellen im voraus berechnen, die 1839/40 von Didion, Morin und Piobert auf Grund systematischer Versuche in Frankreich aufgestellt wurden. Allein für die jetzigen Geschößformen und Geschößgeschwindigkeiten treffen diese Formeln und Tabellen nicht zu. Die Theorie des Eindringens hat seit jener Zeit im großen ganzen keine wesentlichen Fortschritte gemacht. So fehlen uns z. B. alle Gesetzmäßigkeiten darüber, wie tief eine gegebene Panzergranate mit oder ohne Kappe bei gegebener Translations- und Rotationsgeschwindigkeit in eine Betonmauer von gegebener Qualität eindringt, wie groß die gebildete Höhlung ausfallen wird, welche Bewegungen die Granate beim Eindringen ausführt, in welchen Fällen die Granate abspringen wird und wann nicht usw.

Nach dem Vortrag:

Kinematographische Vorführungen. Bei diesem Kinematographen sind als Lichtquelle die von einem Induktionsapparat gelieferten elektrischen Funken benutzt; der Induktionsapparat wird durch Wechselstrom gespeist. Das Funkenlicht wird

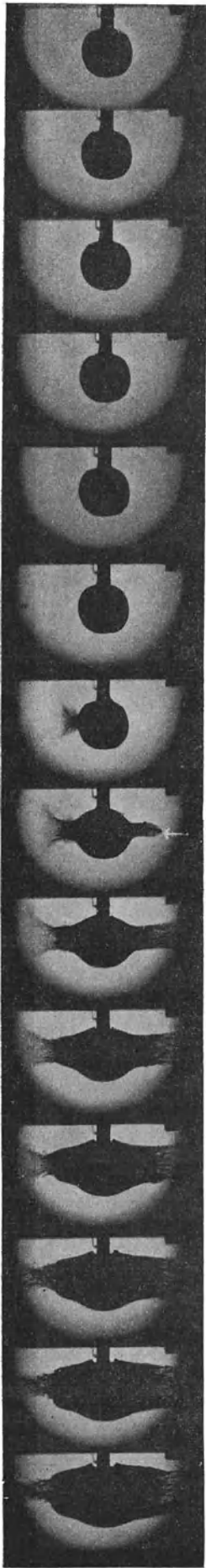


Fig. 11.

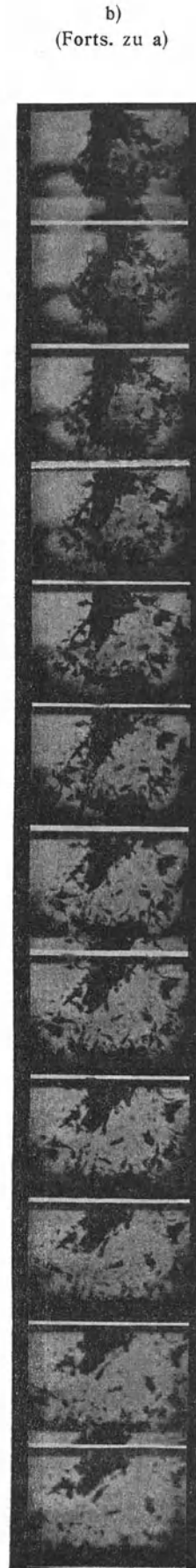
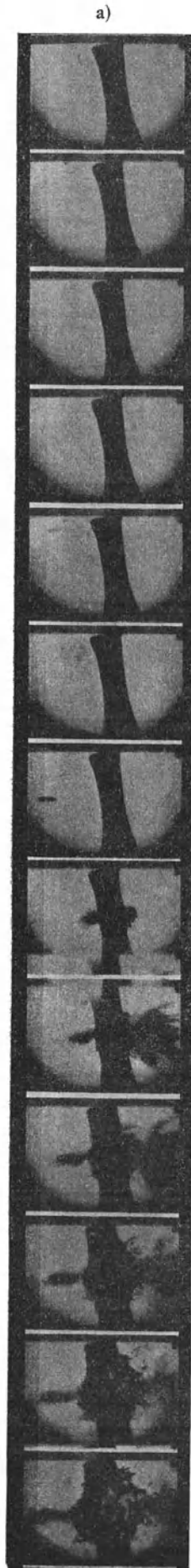


Fig. 12.

durch einen Hohlspiegel gesammelt und auf dem photographischen Objektiv konzentriert. Das Filmband läuft mit einer Geschwindigkeit von 95 m/Sek. (jetzt maximal von 130 m/Sek.) auf zwei Stahlrollen. Bedenkt man, daß z. B. ein Schuß aus einer neueren Selbstladepistole alles in allem ungefähr in $\frac{1}{18}$ Sek. sich vollzieht, so erkennt man, daß mit dem gewöhnlichen Kinomatographen nur zirka 2 bis 3 Bilder des Schußvorgangs erzielt werden würden. Im Gegensatz dazu besteht hier eine einzelne Schußaufnahme aus 200 bis 400 Teilbildern. Der Zeitabstand zwischen je zwei aufeinanderfolgenden Teilbildern beträgt bei diesen Aufnahmen je $\frac{1}{5000}$ Sek. Es würden also auf 1 Sekunde 5000 Bilder entfallen (wenn mehr als 800 aufgenommen werden könnten); in neuester Zeit kann ich bis zirka 7000 Bilder pro Sekunde gehen, und habe einige Hoffnung, mit Hilfe der Gleichstromstoßfunken nach Legel und Glatzel bis auf 15 000 oder 20 000 Bilder zu kommen, die allerdings im letzteren Fall sehr klein ausfallen würden. Es ist zu vermuten, daß dieses Prinzip der Kinomatographie für die Untersuchung von Waffen und zum Studium der Auftrefferscheinungen am Ziel einige Bedeutung gewinnen könnte. Vorläufig handelt es sich nur um Aufnahmen, die im Laboratorium gewonnen sind (von Herrn Oberleutnant Schotte, Herrn Oberleutnant Becker und mir).

Die einzelnen Aufnahmen beziehen sich auf folgendes:

- a) Funktionieren einer Mannlicher-Selbstladepistole älteren Systems beim Schuß mit der früheren Munition. Der Hahn geht vor, das Geschoß und die Pulvergase treten aus, der Verschlußkolben bewegt sich zurück, die leere Hülse wird ausgeworfen, indem sie sich überschlägt usw. Es läßt sich damit die Geschwindigkeit der Verschlußteile für jeden Moment messen.
- b) Ein zweiter Schuß aus derselben Waffe.
- c) Eine kleine Kugel aus feuchtem Ton wird durch ein Geschoß von kleiner Geschwindigkeit getroffen und wird nur durchschossen. Noch keine eigentliche Explosivwirkung.
- d) Eine große Tonkugel. Ebenso.
- e) Eine kleine mit Wasser gefüllte und frei aufgehängte Gummiblase wird durchschossen (kleine Geschwindigkeit). Sie zieht sich in der Schußrichtung in die Länge und zerplatzt.
- f) Eine mit Wasser gefüllte Schweinsblase ebenso beschossen. Mäßige Explosivwirkung.
- g) Ein mit Wasser gefülltes horizontales Bleirohr, das auf beiden Seiten mit Gummihaut verschlossen und oben mit zahlreichen Löchern versehen ist, wird entlang seiner Achse durchschossen. An dem pilzartigen Heraustreten des Wassers aus den oberen Löchern erkennt man die Fortpflanzung des entstehenden Drucks. Nach der Durchschießung langsames Austreten der Hauptmasse des Wassers.
- h) Ein aufgehängter Knochen wird mit kleiner Geschwindigkeit durchschossen und nur durchlöchert.
- i) Zur Demonstration der Raschheit der Bilderfolge: Eine Hand wird so schnell als möglich in das Gesichtsfeld hinein bewegt.
- k) Eine Mannlicher-Selbstladepistole beim Schuß, wobei besonders die Verschlußteile zu sehen sind. Gasausströmungen aus dem Verschluß.
- l) Eine Kugel aus feuchtem Ton. Sie wird mit großer Geschwindigkeit beschossen. Vollständige und heftige Explosivwirkung. (Einen Ausschnitt aus dieser Aufnahme siehe in Fig. 11.)
- m) Eine mit Wasser gefüllte Gummiblase wird mit großer Geschwindigkeit beschossen und oben getroffen. Vollständige Zerstäubung.

- n) Ein Markknochen ist frei aufgehängt und wird vom Geschoß M/88 (640 m/Sek. Geschwindigkeit) getroffen. Vollständige Zersplitterung unter heftiger Explosivwirkung nach allen Seiten. (Ausschnitt aus dieser Aufnahme siehe in Fig. 12.)
- o) Schuß aus einer Selbstladepistole mit schiefer Einführung der neuen Patrone. Ladehemmung.
- p) Eine Granate des 9 cm-Mörser fliegt mit kleiner Geschwindigkeit durch das Gesichtsfeld und schlägt in eine große Tonmasse ein. Die Tonteile spritzen nach rückwärts heraus. Vom nahen Geschütz her dringen die Pulvergase nach. Dicht hinter dem Geschoß werden die Pulvergase nachgesaugt.
- q) Austreten der Pulvergase aus der Mündung des Infanteriegewehrs M/71 mit Schwarzpulverladung. Schon etwa $\frac{15}{5000}$ Sek. vor dem Geschoßaustritt drängen sich Pulvergase aus dem Rohr. Das Geschoß selbst verläßt die Mündung, eingehüllt in einen dichten Pilz von Schwarzpulvergasen, der sich allmählich vergrößert und das Gesichtsfeld weiterhin verdunkelt.
- r) Von einer großen Kugel aus feuchtem Ton erscheint ein Segment im Gesichtsfeld. Das S-Geschoß fliegt heran und schlägt in die Tonmasse ein. Aus dem Einschußloch dringt eine Garbe von Tonteilen nach dem Gewehr zu heraus. Die Ränder des Einschußlochs stülpen sich nach außen aus. Alsdann werden die Ränder wieder nach innen eingezogen. (Thielsche sogenannte Afterwirkung.)
- s) Das S-Geschoß fliegt heran und durchschlägt ein kleines Holzstückchen.
- t) Die Parabellumpistole mit ihrem Kniehebelverschluß beim Schuß. Die Pistole ist nur lose gehalten und dreht sich daher nach rückwärts.
- u) Flügelbewegungen eines fliegenden Vogels.
- v) Dasselbe. Andere Stellung des Vogels.
- w) Die Mündung des Maschinengewehrs beim mehrmaligen Schießen. Ausströmen der Pulvergase aus der Mündung. Zurückgehen der Mündung und nochmaliges Ausströmen von Gasen (beim Öffnen des Verschlusses). Vorgehen der Mündung in die Schußstellung. Dann dasselbe zweimal wiederholt.

Diskussion.

Herr Geheimer Marinebaurat B ü r k n e r - Groß-Lichterfelde:

Euere Majestät! Meine Herren! Wir dürfen dem Herrn Vortragenden dafür aufrichtig danken, daß er uns in so vorbildlicher Weise über die Fortschritte auf dem Gebiete der wissenschaftlichen Ballistik orientiert hat. Ganz abgesehen von dem allgemeinen Interesse, welches die ballistischen Vorgänge bieten, berühren und überschneiden sich die Gebiete des Schiffbaues und der Ballistik in manchen Punkten. Der Kriegsschiffbau im besonderen hat an die Ballistik gar manche wichtige Frage zu stellen.

Mit Genugtuung durften wir an Hand des Vortrages die großen Fortschritte in der Erkenntnis ballistischer Vorgänge verfolgen, welche die letzte Zeit gebracht hat, und dabei feststellen, mit welchem Erfolge sich die verschiedensten Disziplinen gegenseitig ergänzen, um Licht in verwickelte Vorgänge zu bringen.

Ganz besonders muß auch gewürdigt werden, daß uns der Herr Vortragende die Grenzen unverschleiert gezeigt hat, die der wissenschaftlichen Erkenntnis auf seinem Spezialgebiete noch gesteckt sind. Wir fühlen hier mit ihm, denn auch auf dem weiten Gebiete,

dessen Förderung der Schiffbautechnischen Gesellschaft obliegt, stehen überall die großen Fragezeichen aufgerichtet, deren Beseitigung nur allzu langsam fortschreitet.

Zwei von diesen Fragen, die das Schießen mit schweren Geschützen betreffen, möchte ich hier hervorheben, da sie in dem Vortrage nur flüchtig gestreift wurden, aber für den Kriegsschiffbau von ganz besonderem Interesse sind. Sie beziehen sich auf den Anfang und auf das Ende des ballistischen Vorganges: Die eine Frage betrifft den Rückstoß, die andere das Verhalten des Geschosses am Ende seines Fluges.

Herr Kapitän *T h o r b e c k e* hat in seinem gestrigen Vortrage bereits hervorgehoben, welche Bedeutung der Rückstoß für die Konstruktion der Kriegsschiffe hat. Seine einwandfreie Ermittlung ist für uns von großer Wichtigkeit. Es wäre mir lieb, Aufklärung darüber zu erhalten, wie weit das Zutrauen zu der Zuverlässigkeit der Berechnungen und Messungen der Rückstoßkräfte berechtigt ist.

Die zweite Frage ist noch erheblich wichtiger: Wie stellt sich die Geschoßachse am Ende der Flugbahn zu deren Tangente? Als ich noch jünger war, hielt ich das für eine sehr einfache Sache und die Geschosse für anständige Kerle, die das Prinzip der freien Achse kennen und soviel Disziplin besitzen, daß sie ihre Achse im Raume fest halten, soweit sie nicht durch äußere Einflüsse zu Präzession und Nutation gezwungen werden.

Die Sache liegt aber offenbar durchaus nicht so einfach. Soviel mir bekannt, ist erst kürzlich in den Vereinigten Staaten zu ihrer Klärung eine besondere Kommission eingesetzt worden, und es wäre mir lieb gewesen, aus dem Vortrag des Herrn Geheimrat *C r a n z* die Überzeugung zu gewinnen, daß eine solche Kommission für uns nicht nötig sei.

Ich glaube, daß die Bedeutung der Frage auch denjenigen wohl einleuchtet, die der Sache ferner stehen. Sie hat die größte Wichtigkeit für die Beurteilung der Widerstandsfähigkeit des Panzers bei den großen Entfernungen, die jetzt im Kampfe zu erwarten sind. Wir werfen unserm bösen Feind ja nicht mehr wie der alte Nelson auf ein paar hundert Meter die Fenster ein, sondern es sind Gefechtsentfernungen von 80, 100 oder mehr Hektometern, die in Frage kommen, und die Richtung des Geschosses zu seiner Flugbahn gerade bei solchen Flugweiten ist daher von besonderer Bedeutung. Ihre zweifelsfreie Bestimmung gibt allein das Mittel an die Hand, aus den Durchschlagsresultaten der Schießplätze richtige Schlüsse für den Ernstfall zu ziehen, und danach die Anordnung, Formgebung und Verteilung der Panzerung der Schiffe zu bestimmen. Es ist also keineswegs nur eine Doktorfrage für Spezialisten, die hier vorliegt. Sie berührt die Wehrkraft des Reiches und den Geldbeutel der Steuerzahler.

Wenn uns also Herr Geheimrat *C r a n z* oder diejenigen Mitglieder unserer Gesellschaft, die speziell mit dem Gebiete der Schiffsartillerie vertraut sind, über diese Frage genauer orientieren wollten, so könnten wir dies nur mit Freuden begrüßen.

Seine Majestät der Kaiser:

Meine Herren! Was die Geschoßwirkung betrifft, so wird es die Herren vielleicht interessieren, daß Ich die Wirkung der Einschläger beim Wild schon seit vielen Jahren sehr genau habe beobachten lassen. Ich habe nämlich Meinen Leibarzt beauftragt, bei jedem Hirsch und jedem Rehbock, den Ich schoß, die Schußkanäle und die Wirkung des Geschosses zu beobachten. Ich schieße seit mehreren Jahren mit dem Militärs-Geschoß.

Die Wirkung des Geschosses im Wilde beruht erstens

auf dem Drall, zweitens ist sie entschieden eine Folge der Sprengkraft des Wasserdruckes. Je schärfer der Drall, desto energischer durchschlägt das Geschoß das Wild. Infolgedessen kann man den Einschuß häufig überhaupt nicht finden. Das Geschoß schlägt durch, die durch den Druck des Geschosses vorher gespannte Decke zieht sich wieder zusammen, und man muß später in dem Wild nach dem Einschuß sorgfältig suchen, um ihn überhaupt zu finden. Der Ausschuß auf der anderen Seite dagegen ist manchmal so groß, daß man glauben könnte, ein Granatsplitter von einem Feldgeschütz wäre durchgegangen. Das Geschoß mit seinem scharfen Drall bringt alles, was mit ihm in Berührung kommt, also namentlich die Flüssigkeitsteilchen der durchlöcherten Gewebe in heftige Rotation, wodurch im Körper des Wildes nach allen Richtungen eine Sprengwirkung ausgeübt wird. Umgeben nun nicht die Decke das Wild, so könnten wir dieselben Sprengbilder beobachten wie hier, es würden also ebenfalls Teilchen des Wildbrets aus dem Innern nach vorn dem Schützen entgegengeschleudert werden. Diese Wirkung habe Ich auch beim Versuchsschießen auf der Reichsanstalt in Halensee gesehen. Dort wurde mit einem Gewehr auf einen mit feuchtem Lehm gefüllten Kasten geschossen, der gewissermaßen das Wild vorstellen sollte. Man ließ zunächst den Lehm unbedeckt. Der Erfolg war der, daß ein großer Teil des Lehms die Explosivwirkung nach vorn zeigte und uns entgegenflog. Selbst als eine dünne Leinwand über den Lehm gebreitet wurde, flogen noch Stücke von letzterem hindurch. Die Decke des Wildes ist natürlich so stark, daß sie von den Weichteilen nicht durchschlagen werden kann. Immerhin reicht die Explosivwirkung noch aus, um Fleischstücke, auch Schweißteilchen, in der Geschoßrichtung weit herauszuschleudern. Ich habe auf dem Schnee nach Wild geschossen und nachmessen lassen, wie weit die Teilchen durch die Sprengwirkung herausgeschleudert beziehungsweise durch das Geschoß mitgerissen waren. Sechs bis beinahe zehn Meter haben sich herausgestellt. Die Wirkung des Geschosses auf das Wild beruht also auf der Sprengwirkung, die durch den Drall und durch den dadurch erzeugten Druck der rotierenden Feuchtigkeitsteilchen hervorgerufen wird. Die inneren Teile werden zertrümmert, als ob sie von dem Geschoß selbst getroffen worden wären.

In der Regel bleibt das Geschoß und seine Spitze unverändert. Es kann zwar vorkommen, daß sich der vordere Teil etwas verbiegt, wenn Schüsse schräg durch das Wild gehen, also eine große Bahn zurückzulegen haben und dabei viele Knochenteile treffen. Dieser Fall ereignet sich jedoch selten. Ich habe wiederholt auch bei Schrägschüssen die voll erhaltene Kugel des S-Geschosses wieder herausschneiden lassen können, an der wenig Deformationen zu bemerken waren. Selbstverständlich kommen auch Abweichungen vor. Es kann passieren, daß ein Geschoß sich staucht, wenn es aus größerer Entfernung auf einen starken Knochen schlägt.

Die Wirkung des Geschosses hängt demnach von verschiedenen Ursachen ab. Je rasanter die Gewehre werden, je schärfer der Drall, desto energischer ist die Wirkung des Geschosses im Wild, und desto verheerender die Verwüstung. Es bleibt sich ganz gleich, ob das Geschoß ein paar Millimeter mehr oder weniger Durchmesser hat.

Ich glaubte den Herren diese Beobachtungen mitteilen zu müssen, da Ich sie seit langen Jahren angestellt habe und Mich die Frage des Verhaltens des Geschosses im Körper des Wildes besonders interessiert. (Lebhafter, anhaltender Beifall.)

Herr Geheimrat Cranz (Schlußwort):

Eurer Kaiserlichen Majestät erlaube ich mir den untertänigsten Dank für die Beteiligung an der Besprechung und für die anregenden Worte auszusprechen, womit Euer Kaiserliche Majestät das Interesse an den in dem Vortrag behandelten Fragen bekundet haben. Diese Anregung bezieht sich, wie mir scheint, darauf, daß auch in quantitativer Hinsicht zu untersuchen sein wird, wie viel von der Explosivwirkung der modernen Gewehrgeschosse gegenüber flüssigen und halbflüssigen Körpern auf den Drall, also auf die Rotation des Geschosses entfällt, wie viel auf den reinen Stoß desselben. Diese Explosivwirkung ist aus dem Anblick des hier aufgestellten Blocks aus feuchtem Ton deutlich zu erkennen, in dem beim Einschießen eine gewaltige Mulde entstanden ist. Nach den eben gehörten Worten ist der Hauptanteil der Wirkung in der Rotationsbewegung des Geschosses zu suchen. Vorhanden ist diese letztere Wirkung jedenfalls. Ich denke mir, daß beim Eindringen des rotierenden Geschosses eine kräftige Kreiselbewegung, eine Nutationsbewegung eintritt, wodurch Teile des umgebenden Materials zur Seite getrieben werden könnten. Man nimmt diese Erscheinung deutlich wahr, wenn man einen rasch laufenden Kreisel anzuhalten sucht; der Kreisel schlägt dabei kräftig seitlich gegen die Hand. Es fragt sich nur, ob nicht vielmehr die reine Stoßwirkung, die man auch bei rotationslosen Geschossen hat, die aus glatten Läufen verfeuert werden, die Hauptursache bildet. Man müßte also quantitative Untersuchungen über diese Frage durchführen, indem man unter sonst gleichen Umständen einerseits aus einem Gewehr mit gezogenem Lauf, andererseits aus einem Gewehr mit glattem Lauf schießt. Ich werde an solche Messungen herangehen.

Was die Anfragen betrifft, die von Herrn Geheimrat Bürkner gestellt worden sind, so möchte ich, da die mir gesteckte Zeit schon abgelaufen ist, darüber nur ganz wenige

Worte sagen. Die erste Frage bezog sich auf die Messung des Rückstoßes an einem Geschütz. Derjenige Apparat, der den Rückstoß am besten zu ermitteln gestattet, ist offenbar der Sébertsche Rücklaufmesser. Man registriert die Rückbewegung des Rohrs in Funktion der Zeit und erhält durch zweimaliges Differentiieren den Verlauf der Rohrgeschwindigkeit und des Gasdrucks oder vielmehr der beschleunigenden Kraft. Dieser Apparat ist in neuerer Zeit erheblich vervollkommenet worden; im ballistischen Laboratorium erfolgt die Registrierung jetzt photographisch mit Hilfe eines Spiegelfühlhebels, wobei die Rücklaufkurve bedeutend vergrößert erhalten wird. Aus der so gewonnenen Kurve lassen sich die Druckverhältnisse ziemlich genau ermitteln. Die Schwankungen in den Messungsergebnissen sind gegen früher geringer geworden; wenn es sich z. B. um einen Gasdruck von maximal 3200 Atmosphären handelt, betragen die Schwankungen von Schuß zu Schuß nur etwa 60 Atmosphären. So scheint mir also der Rücklaufmesser, zumal in der neueren Konstruktion, der geeignetste Apparat zu sein, der das Gewünschte liefert.

Das ist die Antwort auf die erste Frage. Was die zweite Frage, diejenige nach der Stellung der Geschosßachse gegenüber der Bahntangente, betrifft, so ist diese Angelegenheit derartig umfangreich und weittragend, daß ich aus Mangel an Zeit darauf verzichten muß, sie hier eingehend zu erörtern, und vielmehr vorschlagen möchte, daß diese Frage einmal in einem besonderen Vortrag für sich in der Gesellschaft besprochen werden möchte.

Zum Schluß nur wenige Worte allgemeiner Natur. Aus den Bemerkungen des Herrn Geheimrat Bürkner habe ich ersehen dürfen, daß ich in seinem Sinne gehandelt habe, wenn ich in meinem Vortrage offen aussprach, was und wieviel in der Ballistik noch nicht erreicht, was noch anzustreben ist. In der Tat handelt es sich bei der Ballistik, der äußeren wie der inneren, um ein Wissensgebiet, das nur in seinen geringsten Teilen vollständig durchforscht ist. Von den verschiedensten Seiten her sucht man vorzudringen. Bei diesem Vordringen ist es jedenfalls notwendig, daß in dem schwer zugänglichen und stark kuperten Gelände, in dem gerade die höchsten Gipfel noch nicht erklommen sind, die Theorie und das Experiment friedlich zusammenmarschieren, und bei diesem Zusammenmarschieren halte wenigstens ich es für zweckmäßig, wenn die Theorie den Kompaß trägt und das Experiment den Pickel, und wenn vorläufig das Experiment immer einen Schritt vorausgeht, um auf dem schwierigen Pfad die Stufen zu schlagen.

Seine Königliche Hoheit der Großherzog von Oldenburg:

Herr Geheimrat Cranz hat uns die Erscheinungen beim Schuß in allgemein verständlicher Weise geschildert und durch anschauliche Bilder erläutert. Ich bin der Meinung, daß viele der hier versammelten Herren wertvolle Anregungen hierdurch erhalten haben. Ich danke daher dem Herrn Geheimrat Cranz für die Mühe, die er auf den Vortrag verwandt hat, und für die liebenswürdige Bereitwilligkeit, mit der er auf unsere Wünsche eingegangen ist. Nach seinen Andeutungen im Schlußwort darf ich ihm wohl auch schon im voraus danken für die Aussichten auf einen neuen Vortrag, den er uns für das nächste Jahr angekündigt hat! (Lebhafter Beifall.)

XIV. Neuartige Schlingertanks zur Abdämpfung von Schiffsrollbewegungen und ihre erfolgreiche Anwendung in der Praxis.

Vorgetragen von H. Frahm-Hamburg.

Schon seit vielen Jahren hat der Schiffbauer sich mit dem Problem der Abdämpfung der Schiffsrollbewegungen beschäftigt, ohne daß seine Bestrebungen nennenswerte Erfolge gezeitigt hätten.

Die heute vorgelegte Erfindung, welche von dem Verfasser in den letzten Jahren auf der Werft von Blohm & Voß entwickelt worden ist, stellt eine einfache und, wie die bisherigen Erfolge gezeigt haben, zweckentsprechende Lösung des Problems dar.

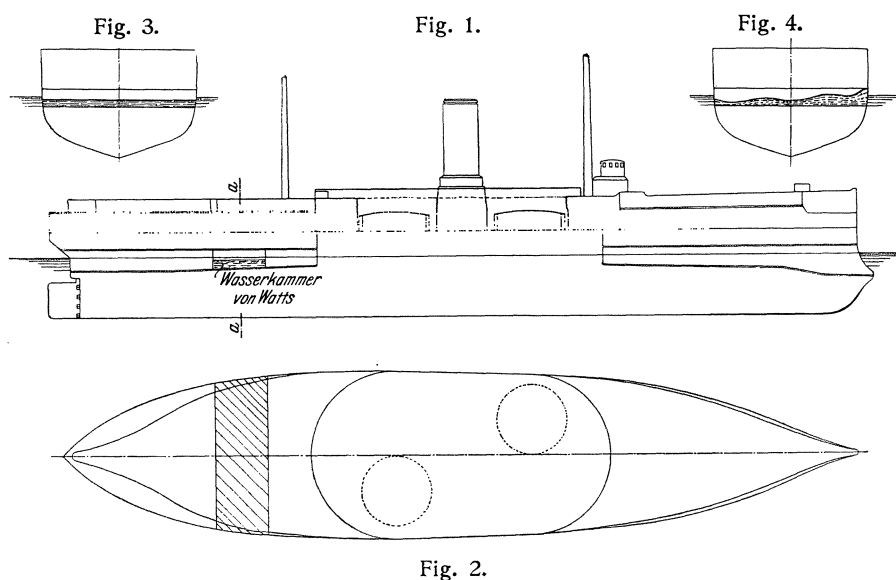
Bevor auf dieselbe näher eingegangen wird, möge zunächst darauf hingewiesen werden, daß von den verschiedenen Vorschlägen, die bisher zur Abdämpfung der Rollbewegungen von Schiffen gemacht worden sind, eine dauernde Anwendung in der Praxis lediglich die Schlingerkiele gefunden haben. Dieselben bringen, wenn sie genügend groß und an der richtigen Stelle des Schiffskörpers angeordnet sind, tatsächlich eine Abdämpfung der Rollbewegung hervor, die Wirkung tritt aber erst bei größeren Rollbewegungen ein, während sie bei kleineren Rollbewegungen so gut wie wirkungslos sind.

Die Schlingerkiele haben jedoch sonstige große Nachteile. Einmal vermehren sie den Schiffswiderstand nicht unwesentlich, besonders wenn das Schiff bei stürmischem Wetter Stampfbewegungen ausführt. Es sind Fälle bekannt, wo Schiffe nach Anbringung von Schlingerkielen bis zu einem Knoten an Geschwindigkeit verloren haben. Ferner bieten sie infolge ihrer exponierten Lage beim Docken sowie beim Verkehr in engen Häfen und Schleusen leicht Anlaß zu Verletzungen.

Von den sonst noch gemachten ernstlichen Vorschlägen zur Abdämpfung der Schiffsrollbewegungen sei in erster Linie der von Herrn Dr. Schlick in so genialer Weise erdachte Schiffskreisel genannt. Über dessen praktische Verwendbarkeit kann jedoch zurzeit noch kein abschließendes Urteil gebildet werden.

Ein weiterer, bereits vor vielen Jahren gemachter bedeutungsvoller Vorschlag zur Abdämpfung der Rollbewegungen geht dahin, zur Dämpfung im Schiff freibewegliches Wasser zu verwenden.

Der jetzige Chefkonstrukteur der englischen Marine, Sir Phil. Watts, hat in den Jahren 1883 und 1885 in Vorträgen vor der Institution of Naval Architects (siehe Jahrgang 1883 und 1885 dieser Gesellschaft) ausführlich und mit



großer Gründlichkeit über Versuche berichtet, die auf dem Kriegsschiff „Inflexible“ (siehe Fig. 1—4) sowie an Modellen des Kriegsschiffes „Edinburgh“ mit einem querschiffs angeordneten, kastenförmigen, zum Teil mit Wasser gefüllten Behälter gemacht worden sind.

Die Versuche mit der „Inflexible“ fanden im Mittelländischen Meer vor Alexandria statt. Sie haben die Wirkung der Tanks erwiesen, sind aber, soweit bekannt ist, nicht wiederholt worden, anscheinend weil es nicht möglich war, das frei in dem Tank von einer Schiffseite zur andern hin und herschießende Wasser in der Gewalt zu halten und außerdem, weil der für den Tank benutzte Raum, welcher in voller Deckshöhe von Bord zu Bord reichte und so wertvollen Platz wegnahm für andere Zwecke verwendet werden.

mußte. Auch von späteren dauernden Anwendungen dieser offenen Wasserkammern hat man nichts gehört.

Die vorliegende Erfindung benutzt ebenfalls im Schiff untergebrachtes Wasser zur Dämpfung, doch werden die bei den offenen Wasserkammern hervorgetretenen Übelstände vermieden, unter gleichzeitiger Erzielung einer unvergleichlich viel größeren Dämpfungswirkung der Schlingerbewegung.

Erreicht wird dies durch eine zielbewußte Anwendung der Gesetze für die Wirkung der Resonanz, deren große Bedeutung für die verschiedensten Gebiete der Technik neuerdings mehr und mehr erkannt wird.

Das Wesen der Resonanz besteht bekanntlich darin, daß Körper, welche um eine Gleichgewichtslage Schwingungen ausführen können, durch verhältnismäßig kleine Kraftimpulse in starke Schwingungen versetzt werden, sobald die Periode der Kraftimpulse übereinstimmt mit der Eigenperiode des betreffenden Körpers. Dabei besteht zwischen den Schwingungen des Körpers und denen der Kraft eine Phasenverschiebung von 90° .

Dieses Gesetz wird an Hand eines Versuchsapparates, der auf dem Prinzip des bekannten Doppelpendels beruht, näher erläutert.

Ein Schiff ist ein solcher Körper, der infolge der Wellenimpulse in Schwingungen versetzt werden kann. Es ist bekannt, daß ein Schiff, wenn es schlingert, dies genau oder doch sehr angenähert genau mit der Periode seiner Eigenschwingung tut. Dieses ist bestätigt worden durch viele praktische Beobachtungen auf See und es hat gleichfalls eine Bestätigung gefunden durch vom Verfasser vorgenommene, später beschriebene Modellschlingerversuche, die auch dann ein Rollen des Schiffes mit seiner Eigenperiode ergeben haben, wenn die Wellenimpulse das Schiff mehr oder weniger unregelmäßig treffen (siehe Fig. 17).

Es ist eine unumstößliche Tatsache, daß wirklich große Rollamplituden des Schiffes nur dann auftreten, wenn das Schiff von einer Reihe von verhältnismäßig regelmäßigen Wellen im Takte seiner Eigenschwingungen getroffen wird. Es tritt dann die Resonanzwirkung ein, welche von Wellenimpuls zu Wellenimpuls eine Vergrößerung des Schwingungsausschlages verursacht.

Alle großen, in der Praxis beobachteten Schlingerbewegungen sind nur auf solche Resonanzwirkung zwischen Wellen und Schiff zurückzuführen.

Neuer Vorschlag.

An die zuletzt erwähnte Tatsache knüpft nun die gegenwärtige Erfindung an. Sie benutzt eine künstlich eingeführte sekundäre Resonanz, um die Wirkung der Hauptresonanz zwischen Welle und Schiff zu zerstören. Diese sekundäre Resonanz wird durch die Anordnung einer Wassersäule eingeführt, welche in einem U-förmigen, querschiffs eingebauten Tank mit einer Eigenschwingungszahl, die gleich ist der Eigenschwingungszahl des Schiffes, pendelnd hin- und herschwingen kann. Der Tank ist in Gestalt einer kommunizierenden Röhre gebaut (s. Fig. 5) und besteht aus zwei an den Bordseiten liegenden, senkrechten

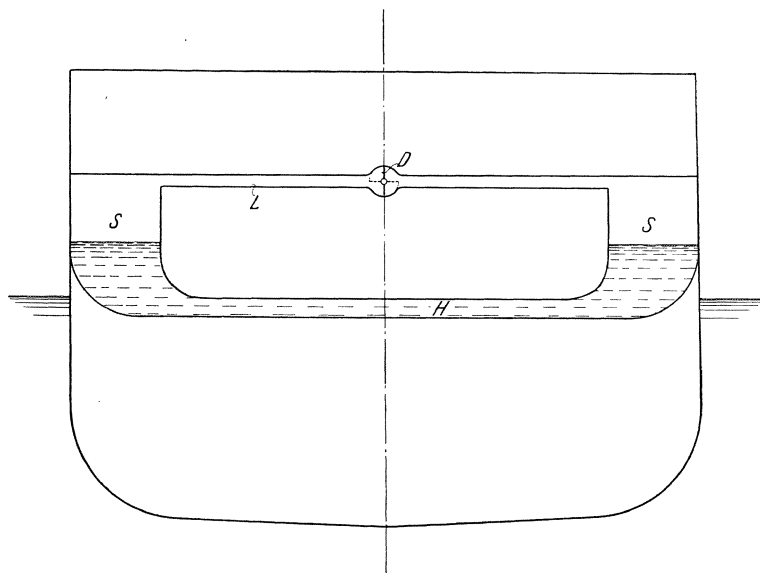


Fig. 5.

Seitenschenkeln S, die unten durch einen horizontalen Schenkel H miteinander verbunden sind. Das Wasser füllt den horizontalen Behälterteil ganz und die Seitenbehälter angenähert zur Hälfte aus.

Die Eigenschwingungszahl der eingeschlossenen Wassersäule ist natürlich abhängig von den Abmessungen des Behälters und es ist Aufgabe des Konstrukteurs, die Dimensionierung entsprechend vorzunehmen.

Die Wirkung der Einrichtung, im besondern die Wirkung der sekundären Resonanz erklärt sich wieder an Hand des erwähnten Versuchsapparates durch Hinzufügung eines dritten Pendels.

Nach dem Gesetz der Resonanz besteht zwischen den Wellenimpulsen und den Schiffsschwingungen eine Phasen-

verschiebung von 90° , d. h. das Schiff eilt der Welle oder vielmehr dem Wellenimpuls um ein Viertel seiner vollen Periode nach, oder anders ausgedrückt, das Schiff erreicht seinen größten Ausschlag eine viertel Periode nach dem Moment, in dem die Welle bei der Vorwärtsbewegung die größte Schräge zum Schiff besitzt.

Das gleiche Gesetz gilt zwischen den Schiffsschwingungen und den durch sie erregten Schwingungen der Tankwassersäule, Auch hier beträgt die Phasenverschiebung 90° , d. h. das Tankwasser hat seinen höchsten bzw. niedrigsten Stand in den Seitenschenkeln eine viertel Periode später, nachdem das Schiff die größte Neigung hat.

Da somit zwischen den Wellenimpulsen und den Tankwasserschwingungen eine Gesamtphasenverschiebung von $90^\circ + 90^\circ = 180^\circ$ besteht, so wirken die letzteren den Wellenimpulsen direkt entgegen. Das Schiff schwingt nur so weit aus, als das Tankwasser infolge der sekundären Resonanzwirkung in den Seitenbehältern bis zu einem solchen Betrage steigt und sinkt, daß das hierdurch auf das Schiff ausgeübte drehende Moment dem von den Wellenimpulsen herrührenden, entgegengesetzt gerichteten Drehmoment das Gleichgewicht hält.

Die bei ungedämpftem Schiff erfolgende Zunahme des Schwingungsaus- schlages von Impuls zu Impuls kann jetzt nicht mehr stattfinden, das Schiff führt nur noch sehr kleine Schwingungen aus, die das Tankwasser den obigen Ausführungen entsprechend in hinreichend starke Bewegung versetzen. Wie die später beschriebenen Modellversuche und praktischen Erprobungen im großen gezeigt haben, ist die Wirkung der Tanks eklatant. Es sind bei den Erprobungen mit großen Schiffen durch die Einschaltung der Tanks wiederholt Reduktionen der ungedämpften Schwingungsaus- schläge bis auf $\frac{1}{6}$ nachgewiesen worden.

Es sei bei dieser Gelegenheit darauf hingewiesen, daß Watts s. Zt. gefunden hatte, daß die dämpfende Wirkung seiner Wasserkammern bei einer gewissen Wassertiefe im Tank am günstigsten war, und zwar war es diejenige Tiefe, bei welcher sich eine Welle bildete, die in derselben Zeit von Bord zu Bord läuft, in welcher das Schiff eine halbe Eigenschwingung ausführt.

Es war hier also gewissermaßen versteckt auch eine Art Resonanz- wirkung vorhanden, doch wurde dieselbe als solche weder erkannt,

n o c h a u s g e s p r o c h e n , u n d b l i e b d i e s e r s t d e r v o r l i e g e n d e n E r f i n d u n g v o r b e h a l t e n , d i e g l e i c h z e i t i g a u c h d i e K o n s e q u e n z e n z o g .

Während es bei Watts eine freie Welle ist, die in einem offenen Behälter von Bord zu Bord brandet (siehe Fig. 4), ist es in unserem Fall eine homogene Wassersäule, die in einem allseitig geschlossenen Kanal von ganz bestimmten Dimensionen zwangläufig geführt, ruhige, gleichmäßige Bewegungen macht und jederzeit durch die eingebauten Absperrungen unter Kontrolle gehalten werden kann.

Ein großer Vorteil der vorliegenden Einrichtung besteht auch darin, daß bei derselben nur ein verhältnismäßig kleiner, geschlossener Kanal von Bord zu Bord geführt zu werden braucht, während bei den offenen Wasserkammern der ganze Raum zwischen den Bordwänden in voller Deckshöhe beansprucht wird.

Von besonderer Bedeutung für die Einrichtung ist die Anwendung einer mit einer Absperrung bzw. einem Drosselorgan D versehenen Verbindungsleitung L zwischen den oberen Enden der Seitenbehälter. Der Zweck derselben ist einmal, die Bewegung des Tankwassers durch Schließen der Absperrung auf einfache Weise ganz zu verhindern und so die Wirkung der Tanks ganz aufzuheben, dann aber durch entsprechende Einstellung der Absperrung, die zwischen den Behältern infolge des Steigens und Sinkens der Wassermassen hin und herströmende Luft mehr oder weniger abzdrosseln, um so die für den jeweiligen Seegang günstigste Wasserbewegung einzustellen.

Es hat sich diese Einrichtung, sowohl bei den später beschriebenen Modell-schlingerversuchen, als auch bei den praktischen Versuchen auf See als sehr nützlich und notwendig gezeigt.

Modellversuche.

Die vorliegende Erfindung ist zunächst an Hand von Modell-schlingerversuchen eingehend studiert worden, um die Grundlagen für die Beurteilung der Wirkungsweise zu gewinnen.

Es wurden zu diesem Zweck von verschiedenen Schiffstypen Modelle angefertigt, welche genau die Unterwasserform der betreffenden Schiffe mit allen Anhängseln, wie Ruder, Dockkielen, Schraubenaustritten usw., besaßen. Auch waren diese Modelle genau den wirklichen Schiffen, sowohl

statisch als dynamisch vollkommen ähnlich, d. h. unter Voraussetzung eines linearen Maßstabes von $\frac{1}{\alpha}$ für das Modell verhielt sich

das Gewicht desselben wie $1 : \alpha^3$,

die metazentrische Höhe wie $1 : \alpha$,

das Massenträgheitsmoment, bezogen auf die Längsdrehachse, wie $1 : \alpha^5$,

die Schwingungszahl wie $\sqrt{\alpha} : 1$

zu den betreffenden Werten für das wirkliche Schiff.

Der Zweck der Versuche war, Unterlagen zu gewinnen für das voraussichtliche Verhalten des Schiffes im Wellengang. Leider war es nicht möglich, infolge der in einem Versuchstank immer nur vorhandenen beschränkten Wasserfläche künstliche Wellen in der gewünschten Regelmäßigkeit sowie Größe und Form zu erzeugen. Es mußte daher zu einem Aushilfsmittel gegriffen werden. Dasselbe besteht darin, daß die dem Schiff durch die Wellen zugefügten Impulse nachgeahmt werden durch eine mechanische Vorrichtung, in der Weise, daß eine mit dem Schiffsmodell verbundene Blattfeder durch ein maschinell bewegtes Kurbelgetriebe hin und her gebogen wird. Dadurch werden auf das Modell oscillierende Kraftimpulse ausgeübt, welche die gleiche Wirkung hervorbringen müssen, wie eine unter dem Schiff herlaufende Welle von bestimmter Neigung.

Die Versuchseinrichtung ist durch eine photographische Aufnahme (Fig. 6) sowie auf Tafel I in den Fig. 7, 8 und 9 zeichnerisch näher dargestellt. a bezeichnet den bis zur Linie b--b mit Wasser gefüllten Bottich, c das Modell, d die zur Erzeugung der Impulse dienende Blattfeder, welche auf einer Zwischenwelle gelagert ist. Die letztere steht mittels Lenkstange e mit dem Kurbelgetriebe f in Verbindung, das unter Zwischenschaltung einer Zahnradübersetzung entweder durch einen Elektromotor g oder durch eine Handkurbel h in Drehbewegung versetzt wird. Die Schwingungsbewegungen des Modells werden vermittels eines Schreibstiftes, der am Ende einer im Punkte i des Modells drehbar gelagerten Lenkstange k sitzt, auf einer durch Elektromotor gedrehten Papiertrommel l aufgezeichnet.

In ähnlicher Weise werden auf derselben Trommel die durch die Bewegung der Blattfeder auf das Modell ausgeübten Kraftimpulse vermittels der im Drehpunkt des Blattfederhebels gelagerten Lenkstange n, deren Ende mit einem Schreibstift versehen ist, aufgezeichnet. Dabei ist die Übersetzung so gewählt und der Schreibstift derart eingestellt, daß die aufgezeichneten Kurven den Verlauf der Wellenimpulse sowohl der Größe als

der Phase nach im Verhältnis zu den Schiffsschwingungen wiedergeben.

Das Modell ist im Bottich freischwimmend derart gelagert, daß es keine Seitenbewegungen, wohl aber Rollbewegungen, sowie auf und nieder gehende Bewegungen ausführen kann. Zu diesem Zweck ist dasselbe vorn und hinten mit Drehzapfen o ausgerüstet, die sich in senkrecht am Bottich befestigten Schlitzführungen auf und nieder bewegen können. Die Drehzapfen sind der Höhe nach

Modellversuchseinrichtung.

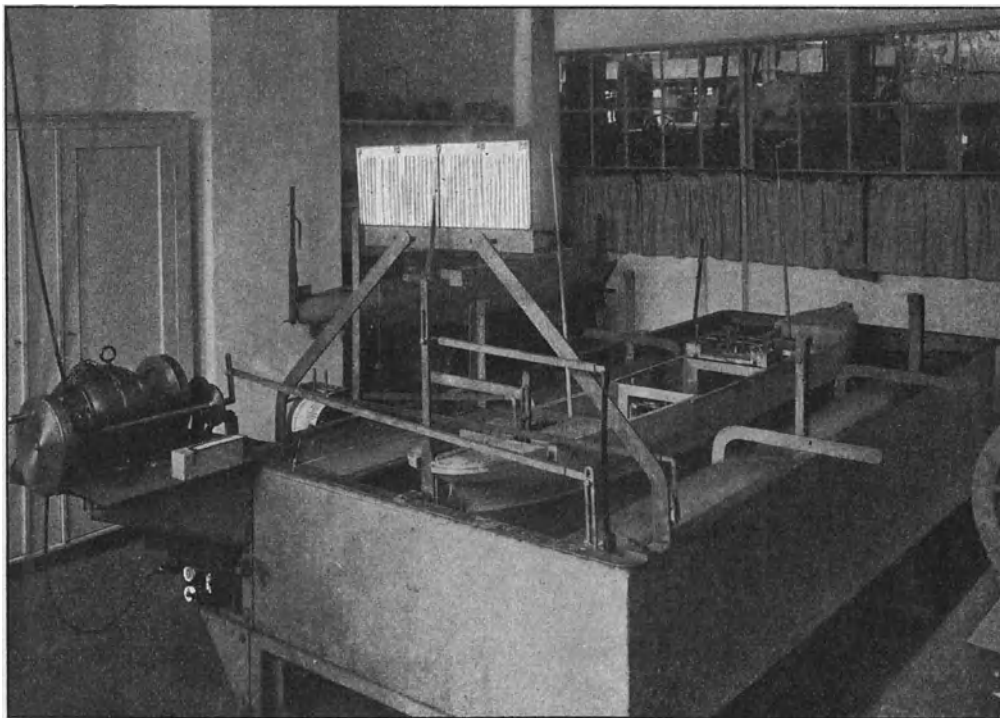


Fig. 6.

am Modell verstellbar gemacht, um dieselben nachträglich in die sogenannte Schwingungsachse einzustellen, d. h. auf diejenige Achse, um welche die Rollbewegungen des Schiffes auf See angenähert vor sich gehen werden. Diese Achse ist durch Rechnung nicht zu bestimmen, sie hängt ab von der Verteilung der Massen im Schiff, dann aber auch von der Unterwasserform des Schiffes und der Lage der Anhängsel. Es kann aber angenommen werden, daß diejenige Lage der Achse die richtige ist, bei welcher das Schiff, wenn es Schwingungsbewegungen um dieselbe ausführt,

Additional material from *Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft*,
ISBN 978-3-642-90183-6 (978-3-642-90183-6_OSFO3),
is available at <http://extras.springer.com>



den geringsten Widerstand findet. Zur Feststellung dieser Lage wurden für verschieden hohe Lagen der Drehachse sogenannte Ausschwingungskurven aufgezeichnet, indem das Schiff bis zu einem bestimmten Winkel geneigt und dann sich selbst überlassen wurde. Durch graphische Aufzeichnungen wurde dann festgestellt, wie viele Schwingungen das Schiff macht, bis der Ausschlagwinkel sich auf ein bestimmtes Maß verkleinert. Diejenige Drehachse, für welche die Anzahl dieser Ausschwingungen ein Maximum war, wurde dann endgültig als Drehachse für die Versuche eingestellt.

In Fig. 10 sind für einen bestimmten Fall, und zwar für ein Linienschiff, die

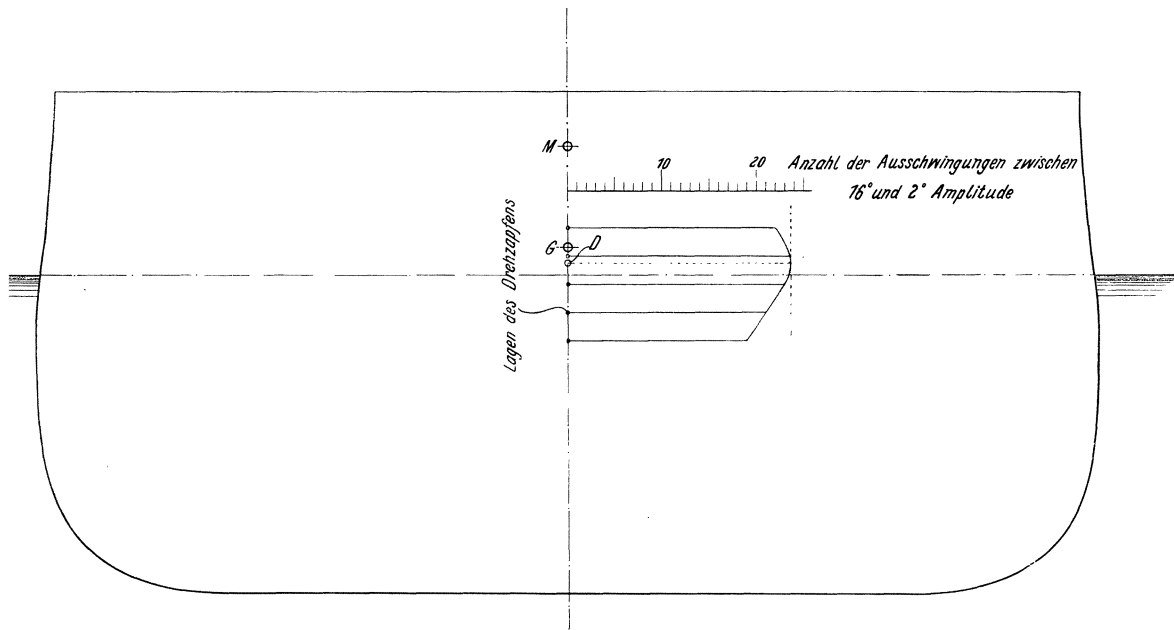


Fig. 10.

Schwingungszahlen für die verschiedenen Drehachsenlagen graphisch aufgetragen und man erkennt aus der Darstellung, daß das Maximum keineswegs scharf an eine bestimmte Drehachsenlage gebunden ist, so daß geringe Verschiebungen in der Höhenlage der Drehachse ohne Einfluß auf die Ausschwingungszahl sind.

Die Versuche haben im allgemeinen ergeben, daß für die meisten Schiffe die Lage der Schwingungsdrehachse praktisch mit dem System-schwerpunkt zusammenfällt.

Es sind nun mit der beschriebenen Versuchseinrichtung die hauptsächlich vorkommenden Schiffstypen (Handelsschiffe sowohl wie Kriegsschiffe) in ihrem

Verhalten mit ein- und ausgeschalteten Schlingertanks systematisch untersucht worden. Dabei sind die letzteren hinsichtlich ihrer Lage im Schiff, ihrer Formgebung, sowie ihrer Größenabmessungen vielfach verändert worden, um auf diese Weise ein Bild über die Grenzen der Wirkung der Einrichtung zu erhalten. Es würde über den Rahmen dieser Arbeit hinausgehen, das außerordentlich umfangreiche und interessante Versuchsmaterial hier vollständig zu veröffentlichen. Es soll nur an einem Beispiel der Gang der Modellversuche gezeigt werden.

Auf Tafel II sind in den Fig. 1—13 die mit einem normalen Handelsdampfermodell gewonnenen Versuchswerte zusammengestellt. Nachstehende Tabelle enthält die Hauptdaten des Modells und des entsprechenden wirklichen Schiffes zugleich mit den Daten des sehr ähnlichen Dampfers „Ypiranga“:

	Modell 1:40	Schiff	„Ypiranga“
Länge zwischen den Perpendikeln: L	3 280 mm	131,00 m	136,24 m
Größte Breite: B	422 „	16,85 „	16,76 „
Tiefgang: T	179 „	7,17 „	7,14 „
Displacement: P	184 kg	11 770 t	12 630 t
Metazentrische Höhe: MG	23 mm	0,92 m	1,0 m
Trägheitsradius: K	168 „	6,72 „	6,82 „
Anzahl der Rollschwingungen pro Minute:			
Z	27	4,27	4,4
Gewicht des Wassers in den Tanks	2,41 kg	154 t	190 t

Auf Tafel II Fig. 14 ist das Modell im Längsschnitt und in Querschnitten dargestellt. Die bei dem zu beschreibenden Versuche benutzten beiden Schlingerbehälter sind so angeordnet, daß sie der wirklichen Ausführung auf dem Dampfer „Ypiranga“ angenähert entsprechen, der ebenso wie das Schwesterschiff „Corcovado“ mit Schlingertanks ausgerüstet worden ist.

Bei den Modellversuchen wurde ebenso wie bei den Ausführungen im großen das Ein- und Ausschalten der Tanks einfach durch Öffnen bzw. Schließen der Absperrungen in den Luftverbindungsleitungen bewirkt.

Durch das Schließen der Absperrung wird ein Überströmen

Additional material from *Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft*,
ISBN 978-3-642-90183-6 (978-3-642-90183-6_OSFO4),
is available at <http://extras.springer.com>



der in den Seitenbehältern befindlichen Luft von einer Seite zur anderen verhindert, so daß das Wasser gewissermaßen gegen ein elastisches Luftpolster arbeitet und nur ganz geringe Bewegungen ausführen kann.

Umgekehrt wird durch das Öffnen der Absperrung der Luft der Weg freigegeben, so daß das Wasser frei arbeiten kann.

Die Daten der „Ypiranga“ entsprechen, wie aus der obigen Tabelle hervorgeht, zwar nicht ganz genau dem Modell, doch sind die Unterschiede nur gering. Dieselben beziehen sich hauptsächlich auf die Längen, so daß die Umrechnung vom Modell auf das Schiff sehr einfach wird.

Für die Versuche wurde angenommen, daß das Schiff von zu seiner Längsachse parallelen Wellen verschiedener Stärke getroffen wird. Als Maß für die Stärke wurde der Winkel α (siehe Fig. 11) der größten ideellen Wellenschräge betrachtet. Wellen, die über

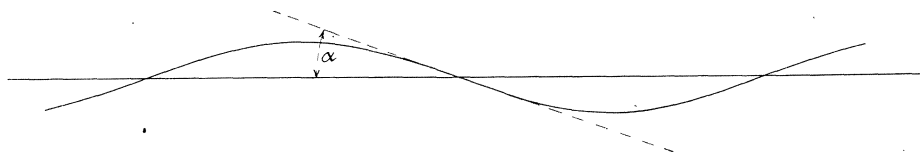


Fig. 11.

die ganze Schiffslänge gerade verlaufen und dabei gleiche Schräge haben, kommen praktisch kaum vor und sind nur als theoretische aufzufassen, um ein Maß für die Kraftimpulse zu geben, welche durch die Wellen auf das Schiff ausgeübt werden.

Der Zusammenhang mit den tatsächlichen Wellenschrägen, welche bekanntlich bis zu 8—9° anwachsen, wird in den Absätzen über den „Einfluß der Meereswellen“ und die „praktischen Erprobungen“ näher erläutert.

Die Versuche wurden durchgeführt für die verschiedenen Wellenschrägen von 0,5°, 1°, 2° und 3°. Diesen Wellenschrägen entsprechend wurden die Kurbelradien für den Blattfedernantrieb eingestellt, und zwar in der Weise, daß der Kurbelradius so lange verändert wurde, bis der Krängungswinkel des Modells bei äußerster Federlage der gewollten Wellenschräge entsprach. Theoretische Überlegungen lehren, daß die Kraftimpulse, welche durch die hin- und hergehende Bewegung der Blattfeder auf das Modell ausgeübt werden, hinsichtlich der Schwingungserscheinungen des Schiffes die gleiche Wirkung haben müssen, wie die

oben näher definierten Wellen von der entsprechenden Schräge, vorausgesetzt, daß die Perioden die gleichen sind.

Das Verhalten des Schiffes wurde zunächst aufgezeichnet für den Fall, daß das Schiff von Wellenserien gleicher Perioden getroffen wird, und zwar wurden die Periodenzahlen von einem oberen Wert von 32 pro Minute (entsprechend 5,06 für das wirkliche Schiff) bis zu 18 pro Minute (entsprechend 2,85 für das Schiff) stufenweise verändert.

Hierbei wurde in der Weise verfahren, daß für jede einzelne Wellenserie das Modell zunächst in der Mittellage festgehalten, und dann die nach Freigabe desselben von der Nullage aus anwachsenden Schwingungskurven aufgezeichnet wurden. Ferner wurden die sogenannten Ausschwingungskurven aufgezeichnet, d. h. die Kurven, welche die Abnahme der Schwingungsausschläge des Schiffes darstellen, wenn dasselbe von einer gewissen Krängung aus in die Ruhelage pendelnd zurückschwingt.

In den Fig. 1, 2, 3 und 4 auf Tafel II sind die gewonnenen Schwingungskurven übersichtlich dargestellt. Für jede Wellenschräge ist je eine Kurvenserie mit ein- und ausgeschalteten Schlingertanks aufgezeichnet.

Es ist interessant, das Verhalten des Schiffes bei den verschiedenen Wellenschrägen und -perioden zu vergleichen.

Bei ausgeschalteten Tanks bemerkt man bei sämtlichen Wellenschrägen, besonders in der Gegend der Resonanz, d. h. der Übereinstimmung der Wellen- und Schiffsperiode (27 Perioden pro Minute beim Modell entsprechend 4,27 für das wirkliche Schiff), ein von Schwingung zu Schwingung erfolgendes Anwachsen der Schwingungsausschläge, und zwar ist der Zuwachs angenähert proportional der Stärke der erregenden Wellen.

Unterhalb und oberhalb der Resonanz tritt bei allen Erregungen eine Verminderung in dem Anwachsen der Schwingungsausschläge ein.

Einen guten Überblick über diese Vorgänge erhält man durch die Fig. 5, 6, 7 und 8 auf Tafel II, in denen Kurven aufgezeichnet sind, die das Anwachsen der Schwingungsausschläge bei den verschiedenen Erregungsperioden von Schwingung zu Schwingung darstellen.

Man erkennt hier, daß die Resonanz bei den stärkeren Erregungen mehr ausgeprägt ist, als bei den schwächeren, und daß

bei den ersteren eine kleine Verschiebung der Resonanzperiode nach oben zu stattfindet. Diese Verschiebung tritt besonders bei der starken Erregung von 3° Schräge nach dem vierten und fünften Impuls hervor.

Theoretische Überlegungen lehren, daß die Zunahme des Ausschlages von Schwingung zu Schwingung für den Fall der Resonanz annähernd proportional der Wellenschräge sein muß. Bestätigt wird dies durch die Fig. 9, 10, 11 und 12 auf Tafel II, in denen für die verschiedenen Wellenschrägen sogen. Anwachskurven dargestellt sind. In denselben sind auch die theoretischen Kurven (strichpunktierte, gerade Linien) gezeichnet, nach denen das Anwachsen der Schwingungsausschläge bei den einzelnen Wellenschrägen vor sich gehen würde, wenn das Schiff in dem Wasser ohne Reibungs- und Formwiderstand schwingen würde. Diese Lage der Linien ist auf Grund der Theorie bestimmt, welche besagt, daß der Schwingungszuwachs von Doppelschwingung zu Doppelschwingung für jeden Grad der Wellenschräge $= \pi = 3,14^\circ$ beträgt.

Bei 2° Wellenschräge beispielsweise müßte der Zuwachs

$$3,14 \times 2 = 6,28^\circ$$

betragen, in Wirklichkeit ist derselbe jedoch infolge des Reibungs- und Formwiderstandes des Schiffskörpers gegenüber Rollbewegungen geringer, und zwar um so geringer, je größer der Ausschlag und damit der Rollwiderstand wird.

In unserem Falle (2° Wellenschräge) beträgt der Zuwachs zwischen dem 1. und 2. Impuls $4,6^\circ$, zwischen dem 2. und 3. Impuls $4,3^\circ$, und zwischen dem 3. und 4. Impuls 4° .

Durch künstliche Erhöhung des Formwiderstandes, etwa durch Anordnung von Schlingerkielen, kann dieser Zuwachs innerhalb gewisser Grenzen noch weiter verringert werden. Auch hierüber sind Versuche angestellt. In Fig. 13, 14, 15 sind beispielsweise für ein Linienschiffsmodell (Fig. 12) die Anwachslien sowie in Fig. 16 die Ausschwingungskurven für verschieden hohe Schlingerkielen eingetragen. Man sieht, daß man schon recht hohe Schlingerkielen nehmen muß, um eine wesentliche Abdämpfung zu erzielen. Es ist die Frage, ob das Ähnlichkeitsgesetz für die Beziehungen zwischen Modell und Schiff auch für den Formwiderstand gegenüber Rollbewegungen Gültigkeit hat. Man kann hier verschiedener Ansicht sein, doch kann wohl ziemlich sicher angenommen werden,

daß das Gesetz für das ruhende Schiff genügend genau zutrifft¹⁾, während für das in Fahrt befindliche Schiff, mit dem wir allerdings in erster Linie zu tun haben, eine absolute Richtigkeit nicht mehr vorhanden sein dürfte. Immerhin geben uns die Kurven in Fig. 13—16 ein gutes Bild über den relativen Einfluß der Schlingerkiele.

Es besteht die Möglichkeit, die festgestellten Anwachswerte in der Weise zu verwerten, daß man an Hand von Rollschwingungskurven, die auf wirklichen Schiffen auf See genommen worden sind, die wirklichen Zuwachswerte feststellt und dann durch Vergleich mit den Modellwerten Schlüsse zieht auf die Stärke der in dem betreffenden Falle in Wirkung gewesenen Wellenimpulse, ausgedrückt in Graden Wellenschräge.

Dies soll später an Hand praktischer Beispiele näher erläutert werden.

Bisher ist nur die Rede gewesen von den Modellversuchen mit ausgeschalteten Tanks. Das Verhalten des Modells mit eingeschalteten Tanks, das uns in erster Linie interessiert, ist ebenfalls aufgezeichnet worden und sind die betreffenden Kurven in den Fig. 1—12 auf Tafel II gleich unterhalb der Kurven für die ausgeschalteten Tanks dargestellt.

Betrachten wir zunächst die gefährliche Gegend der Resonanz, so finden wir aus den Fig. 9—12 folgende Abdämpfungen, bezogen auf die Ausschläge nach dem vierten gleichperiodischen Impuls:

				Bei Einschaltung von	
				2 Tanks	1 Tank
bei 0,5°	Wellenschräge von	3,4°	auf . .	0,5°	1°
„ 1°	„	8,4°	„ . .	1°	2°
„ 2°	„	17,8°	„ . .	2,7°	7,8°
„ 3°	„	26,8°	„ . .	6,2°	17,5°

Man sieht, daß die Abdämpfung bei Benutzung von 2 Tanks für Wellenschrägen von 0,5° bis zu 2° eine nahezu vollkommene ist, erst bei 3° geht sie etwas zurück. Bei Einschaltung nur eines Tanks zeigt sich bei stärkeren

¹⁾ Als Beweis hierfür mögen sogen. Ausschwingungsversuche angeführt werden, die s. Zt. in England mit großen Schiffen und zugehörigen Modellen ausgeführt wurden, und die ergeben haben, daß die von Schwingung zu Schwingung erfolgende Winkelabnahme des Rollausschlages bei Schiff und Modell gleich ist, woraus gefolgert werden kann, daß die Dämpfung durch den Formwiderstand (Schlingerkiele eingeschlossen) dem Ähnlichkeitsgesetze folgt.

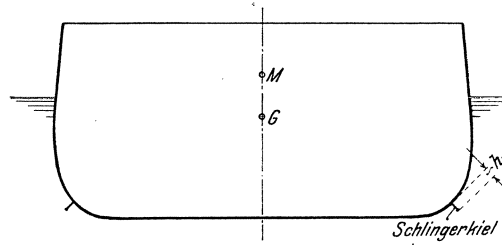


Fig. 12.

Modellschlingerversuch
Schlingerkielen
für ein Linienschiff

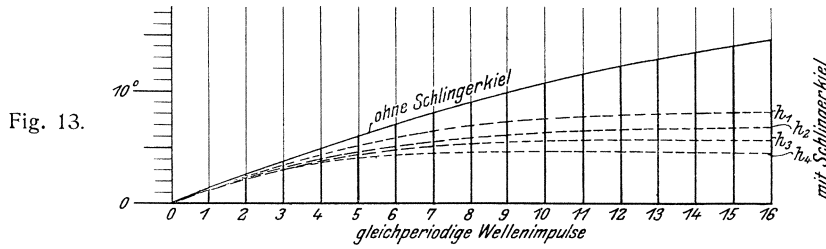


Fig. 13.

Wellenschräge 1°

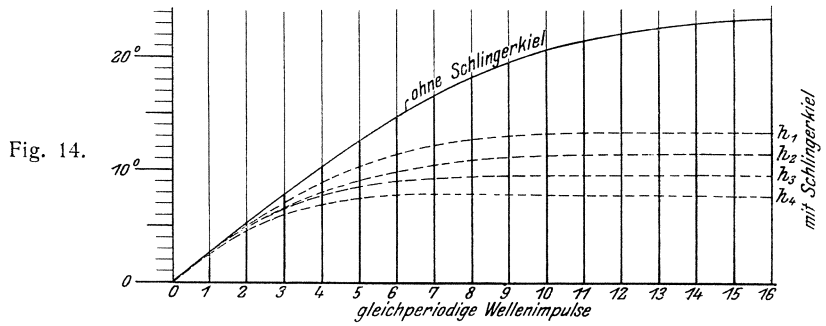


Fig. 14.

Wellenschräge 2°

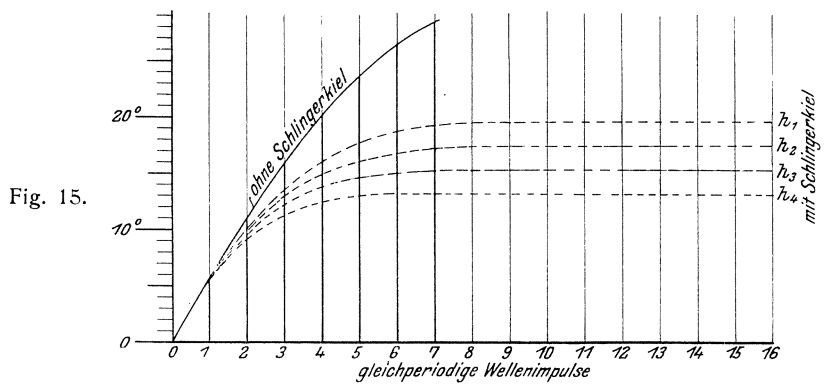


Fig. 15.

Wellenschräge 3°

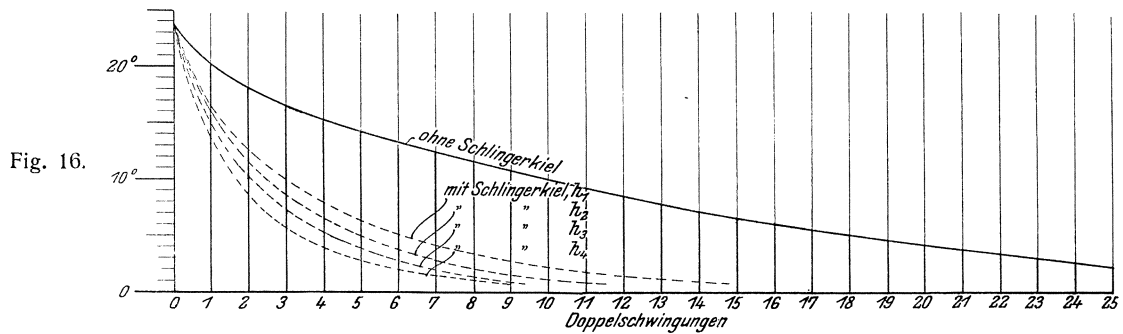


Fig. 16.

Anwach
be
Reson

schl

Schlingerkiel
am Modell am Schiff

Erregungen eine beträchtliche Abnahme der Wirkung, besonders bei der Erregung von 3° Schräge. Es ist das ein Beweis dafür, daß bei den angenommenen Tankabmessungen ein Tank allein nicht genügen würde, um ganz starke Wellenimpulse, wie sie allerdings nur selten vorkommen, ausreichend abzdämpfen.

Die Kurven, welche das Verhalten des Modells für oberhalb der Resonanz liegende Wellenerregungen, also von solchen kürzerer Perioden darstellen, zeigen auch durchweg für sämtliche Wellenschrägen eine beträchtliche Abdämpfung der Schwingungsausschläge. Das gleiche gilt auch für die unterhalb der Resonanz liegenden Erregungen längerer Perioden, doch zeigt sich hier bei ganz langsamen Schwingungen merkwürdigerweise wieder ein geringes Anwachsen der Schwingungsausschläge.

Die Erklärung hierfür ist folgende: Wie bereits angedeutet, wird bei den Modellversuchen die Stärke der Impulse in der Weise eingestellt, daß der Kurbelradius so lange verändert wird, bis bei äußerstem Ausschlag der Blattfeder das Modell mit einem Winkel gleich der gewollten Wellenschräge gekrängt wird. Nun ist dies vorgenommen bei geschlossenen Luftverbindungskanälen der Tanks, womit eine Ausschaltung des freien Tankwassers verbunden ist. Richtig ist dieses eigentlich nur für die Gegend der Resonanz, oberhalb derselben sind die Impulse bei dem eingestellten Blattfederausschlag etwas zu klein und unterhalb der Resonanz nicht unwesentlich zu groß.

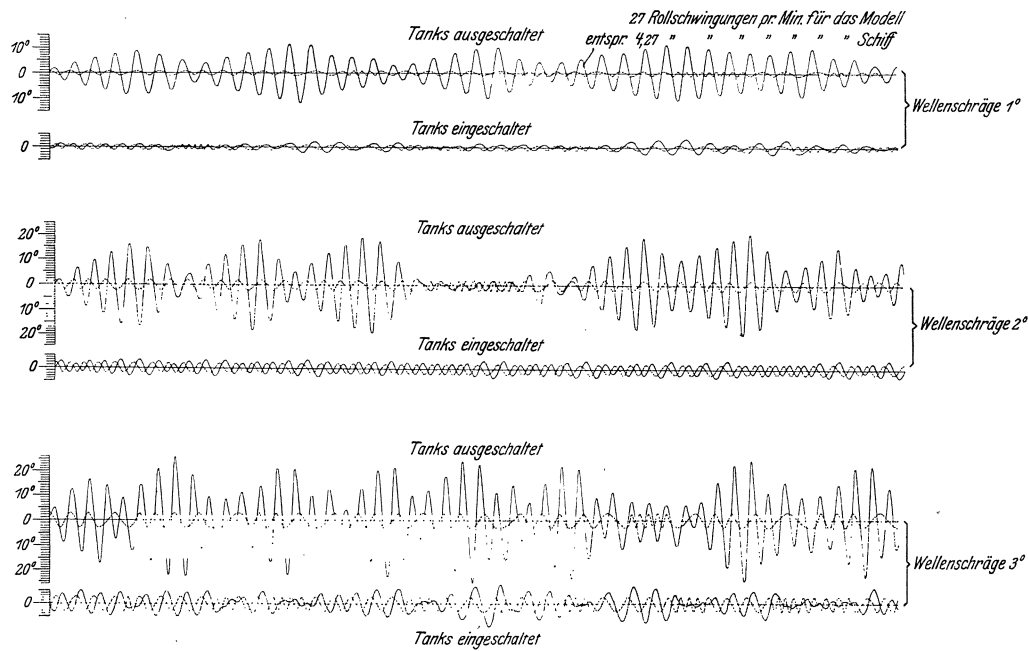
In ersterem Falle tritt nämlich bei eingeschalteten Tanks eine Verringerung, in letzterem Falle eine beträchtliche Vermehrung der Impulswirkung durch das hin- und herspielende Tankwasser ein. Hervorgerufen wird dies durch die veränderten Bewegungsphasen zwischen Wellenimpuls und Schiff einerseits und zwischen Schiff und Tankwasser andererseits. Diese Phasen betragen bei der Resonanz je 90° , während sie oberhalb derselben je 180° und unterhalb je 0° betragen.

Zur Beurteilung des Verhaltens des Schiffes im unregelmäßigen Wellengang sind mit dem gleichen Modell eine Reihe von Versuchen in der Weise vorgenommen worden, daß Schlingerkurven bei konstanter Wellenschräge und stark veränderlicher Periode aufgezeichnet wurden. In Fig. 17 sind die Kurven für 1° , 2° und 3° Schräge sowohl für ausgeschaltete, als auch für eingeschaltete Tanks aufgezeichnet. Man erkennt auch hier die große Wirkung der Tanks, und zwar besonders auch bei der starken Schräge von 3° . Die Anzahl der Wellenperioden pro Minute

wurde zwischen den Grenzen 15,8 und 68,5 für das Modell, entsprechend 2,5 und 11 für das Schiff nach Maßgabe der punktiert eingezeichneten Wellenlinien verändert. Bei den Versuchen wurden diese Veränderungen in der Weise vorgenommen, daß unter Auskupplung des Elektromotors die zur Erzeugung der Wellenimpulse dienende Blattfeder mittelst einer Handkurbel in unregelmäßig oscillierende Bewegungen versetzt wurde. Die die Wellen-

Modellschlingerversuche.

Erregung durch Wellen stark veränderlicher Periode und konstanter Schräge von 1°, 2° und 3°.



— Ausgezogen: Schlingerbewegungen des Schiffes,
 --- Punktirt: Verlauf der erregenden Wellen.

Fig. 17.

impulse wiedergebende Wellenlinie wurde durch das mit dem Kurbelgetriebe in Verbindung stehende Schreibzeug als besonderer Linienzug parallel zu den Schlingerkurven aufgezeichnet. Sie ist auf dem vorliegenden Blatt jedoch über die letzteren gezeichnet, um die Phasenverschiebungen zwischen den Wellenimpulsen und den Bewegungen des Schiffes besser kenntlich zu machen. Eine charakteristische Stelle der für 3° Schräge aufgezeichneten Kurven ist in Fig. 18 wiedergegeben.

Man sieht, daß an den Stellen, wo ein Anwachsen der Schwingungsauslässe stattfindet, das Schiff den Wellenimpulsen

im allgemeinen um etwa 90° ($1/4$ Periode) n a c h e i l t , daß aber bei A b n a h m e der Ausschläge ein V o r e i l e n der Schiffsschwingung von a n g e n ä h e r t 90° eintritt.

Während also in ersterem Fall der Wellenimpuls den Ausschlag vergrößert, wirkt er in letzterem Falle der Schiffsbewegung entgegen und verkleinert den Ausschlag.

Bei eingeschalteten Tanks ist dieser Wechsel in dem Vorzeichen der Phasenverschiebung so gut wie nicht vorhanden. Hier erkennt man fast überall ein N a c h e i l e n der Schiffsschwingungen um angenähert 90° .

Naturgemäß treten, wie die eingeschriebenen Phasenwinkel zeigen, kleinere und größere Abweichungen von 90° ein, doch bleibt der angedeutete Charakter der Phasenverschiebung immer bestehen.

Aus den Kurven kann die bereits angedeutete Tatsache entnommen werden, wonach selbst bei ganz unregelmäßigem Wellengang das Schiff mit ausgeschalteten Tanks durchweg nur Rollbewegungen in seiner Eigenperiode ausführt.

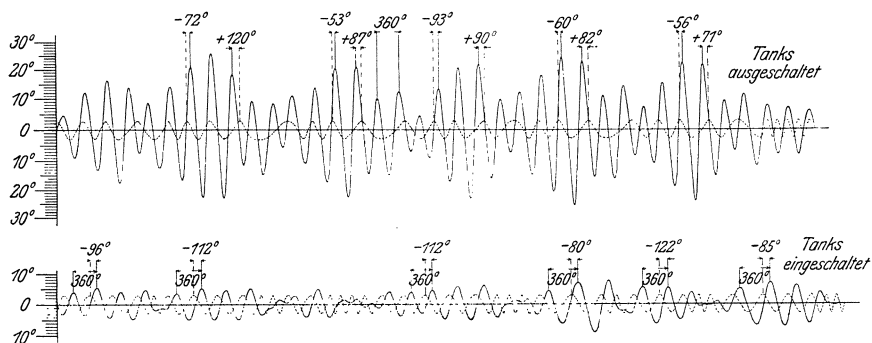
Darstellung der wichtigsten Bewegungsphasen.

Um für den wichtigen Fall der Resonanz zwischen Wellen- und Schiffsperiode die Bewegungsvorgänge besser verständlich zu machen, sind die vier Hauptbewegungsphasen einer Vollperiode schematisch aufgezeichnet worden, unter gleichzeitiger Eintragung der dazu gehörigen Wellenneigungen und Tankwasserlagen. Die Fig. 19, 20, 21, 22 gelten für ausgeschaltete, die Fig. 23, 24, 25, 26 für eingeschaltete Tanks. Die zusammengehörigen Lagen von Schiff und Welle bei ausgeschalteten Tanks, sowie von Schiff, Welle und Tankwasser bei eingeschalteten Tanks sind gleichlautend durch die Zahlen 1—4 bezeichnet. Aus den eingezeichneten Ellipsen sowie den eingetragenen Pfeilen erkennt man, wie die einzelnen Bewegungsphasen aufeinander folgen. Bei ausgeschalteten Tanks ist für die Nulllage bzw. erste Bewegungsphase angenommen, daß das Schiff senkrecht steht und die Welle die größte Neigung nach links hat (vergl. Fig. 19). Fig. 20 zeigt, wie nach einer Viertelperiode das Schiff auf dem Wellenberg liegend nach links ausgeschwungen ist (Bewegungsphase 2). In Fig. 21 ist das Schiff wieder in seine senkrechte Lage zurückgekehrt, die Welle hat die größte Neigung nach

rechts (Bewegungsphase 3). Fig. 22 endlich zeigt das Schiff im Wellental mit größtem Ausschlag nach rechts. (Bewegungsphase 4). Dieser Ausschlag ist infolge der bei Resonanzwirkung zwischen Welle und Schiff auftretenden Zunahme der Schwingungsausschläge wesentlich größer als der in Fig. 20 angedeutete, eine halbe Periode zurückliegende Ausschlag des Schiffes nach der anderen Seite. Mit den nächstfolgenden Perioden, die zeichnerisch nicht weiter verfolgt sind, würde dieser Ausschlag natürlich noch weiter wachsen.

Modellschlingerversuche.

Darstellung der Phasenverschiebungen zwischen den erregenden Wellen und den Rollschwingungen des Schiffes.



- - - Ausgezogen: Rollschwingungen des Schiffes.
 - - - Punktirt: Verlauf der erregenden Wellen.

Das - Zeichen bedeutet Nacheilung der Schiffsschwingungen gegenüber den erregenden Wellen.
 Das + Zeichen bedeutet Voreilung der Schiffsschwingungen gegenüber den erregenden Wellen.

Fig. 18.

Für die eingeschalteten Tanks ist angenommen, daß die Bewegungen des Systems im Beharrungszustand vor sich gehen. Besonders charakteristisch für die Wirkung der Tanks sind die Fig. 23 und 25 welche die Gleichgewichtsbedingungen enthalten. In Fig. 23 ist das Tankwasser rechts in seiner höchsten Lage, übt also ein rechtsdrehendes Drehmoment auf das Schiff aus, während die erregende Welle mit ihrer größten Schräge nach links geht und mithin ein linksdrehendes Moment ausübt.

Es gelangt hier das bereits früher ausgesprochene Gesetz einer Phasenverschiebung von 180° zwischen Welle und Tankwasser zum Ausdruck.

Schematische Darstellung von 4 charakteristischen Bewegungsphasen eines rollenden Schiffes bei ausgeschaltetem und eingeschaltetem Schlingertank.

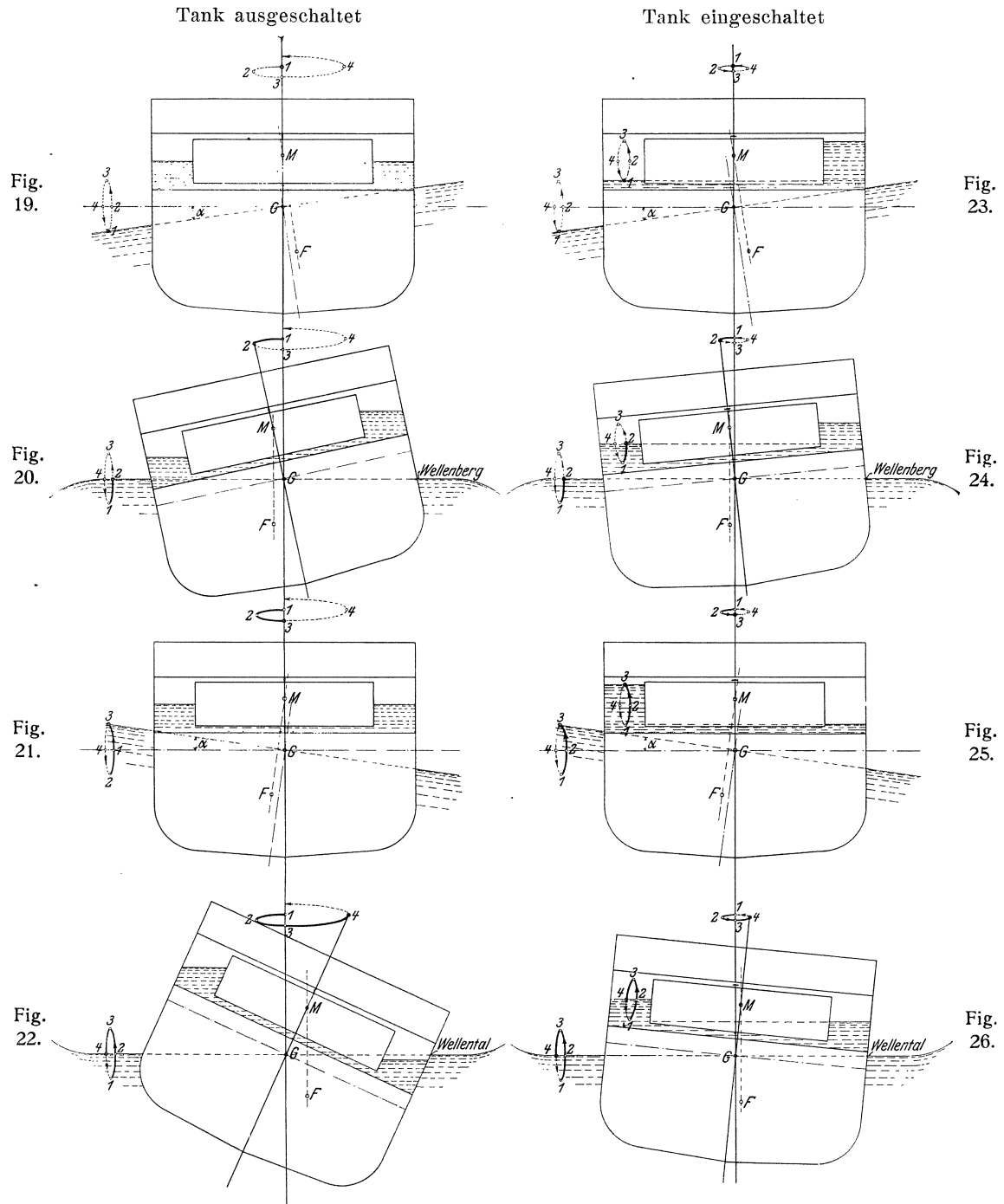


Fig. 25 zeigt dasselbe Bild, nur in entgegengesetztem Sinne zu Beginn der nächsten halben Periode.

Die Fig. 24 und 26 zeigen das Schiff in den beiden übrigen, um 90° verschobenen Phasen.

Das Schiff hat den größten Ausschlag, das Tankwasser befindet sich gerade in der Mittellage, der durch die Schiffsneigung hervorgerufene Niveauunterschied in den Seitenbehältern dient in diesem Moment zur Überwindung des Reibungswiderstandes [in dem Behälter sowie um den von der Schiffsbewegung her rührenden Beschleunigungsdrücken des Tankwassers entgegenzuwirken.

Allgemeine Gesichtspunkte für die Anordnung der Tanks.

■ Für die praktische Anordnung des Tanks im Schiffe sind verschiedene Gesichtspunkte maßgebend. Da der Tank nur ein Drehmoment um die Längsachse auszuüben hat, ist es im allgemeinen gleichgültig, an welcher Stelle in der Längsrichtung des Schiffes (ob im Vor-, Mittel- oder Hinterschiff) derselbe angeordnet wird, doch wird man möglichst das Mittelschiff bevorzugen, einmal weil hier das Schiff am breitesten ist und dann, weil sich hier die Gierbewegung des Schiffes, d. h. das seitliche Wegsetzen der Schiffsenden bei einkommenden Querseen am wenigsten bemerkbar macht. Durch solche Gierbewegungen kann unter Umständen infolge der dadurch hervorgerufenen Beschleunigung des in der Querverbindung des Tanks enthaltenen Wassers die Wirkung etwas verringert werden, doch kommt dies nur in Frage bei steifen Schiffen mit hoher Periodenzahl und daher weitem Querkanal. Bei normalen, d. h. nicht besonders steifen Schiffen kann das Vor- bzw. Hinterende des Schiffes für die Unterbringung der Tanks benutzt werden, ohne daß schädliche Nebenwirkungen zu erwarten sind. Der Tank kann selbstredend in zwei oder mehrere Einzeltanks zerlegt werden, die an verschiedenen Stellen des Schiffes liegen können.

Bezüglich der Höhenlage können auch keine allgemein gültigen Regeln aufgestellt werden. Am günstigsten ist die Anordnung des Querkanales oberhalb des Systemschwerpunktes, weil dann die hydrodynamische Kraftwirkung des in dem Querkanal arbeitenden Wassers die statische Wirkung der Seitenbehälter erhöht, doch kann natürlich auch eine tiefere Lage des Querkanals gewählt werden, wenn die Seitenbehälter entsprechend vergrößert werden. Diese Vergrößerung ist bei Schiffen langsamer Perioden klein, bei steifen Schiffen mit relativ höherer Schwingungszahl ist sie beträchtlicher. Einen näheren Einblick in diese Verhältnisse gewinnt man erst durch Eingehen

auf die theoretischen Grundlagen, auf denen die Wirkung der Einrichtung beruht. Dieselben sind im folgenden bei der Berechnung der Tanks zusammengestellt.

Berechnung der Tanks.

Zunächst ist der Verlauf der Tankquerschnitte querschiffs so festzustellen, daß die Eigenperiode der eingeschlossenen Wassersäule gleich ist der Eigenperiode des Schiffes.

a) Querschnittsberechnung.

Die für die Berechnung in Frage kommende Formel, welche im Anhang näher entwickelt ist, lautet:

$$L_p = \frac{900 \cdot g}{\pi^2 \cdot z^2} = \frac{895}{z^2} = \int_0^L \frac{F}{f} \cdot dl \dots \dots \dots (1)$$

In dieser Formel bedeutet:

L_p : die Pendellänge einer Tankwassersäule von überall gleichem Querschnitt und einer Eigenschwingungszahl gleich der Eigenschwingungszahl des Schiffes;

z : Eigenschwingungszahl (Doppelschwingungen) des Schiffes pro

Minute = $\frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{MG \cdot g}{K}}$, worin K den Trägheitsradius des Schiffes in Metern bedeutet;

g : Beschleunigung der Schwere = 9,81 m;

F : Querschnitt des mittleren Wasserspiegels in den Seitenbehältern in qm (für 1 m Tanklänge);

f : Querschnitt für 1 m Tanklänge an einer beliebigen Stelle in der Entfernung l , gemessen in der Mittellinie der Tankquerschnitte von Schiffsmittle aus;

L : Gesamtlänge der Mittellinie der Tankquerschnitte, gerechnet von Schiffsmittle bis zu dem mittleren Wasserspiegel.

Man verfährt auf folgende Weise:

Zunächst nimmt man die Seitenbehälter an, wie sie sich dem Schiff am besten anpassen, und zwar möglichst in der Nähe der Außenbordwand, und zeichnet die untere Querverbindung vorerst mit einem angenäherten Quer-

schnitt $f_0 = \frac{F \cdot r_0}{L_p}$, worin r_0 den mittleren Abstand des Seitenbehälters von Schiffsmittle in Metern bezeichnet.

Dann zeichnet man die Linie des mittleren Wasserfadens, indem man die Seitenbehälter nicht ganz bis zur halben Höhe gefüllt annimmt. Die halbe Länge L dieser Mittellinie trägt man als Abscissenachse und dazu senkrecht lamellenweise den Wert $\frac{F}{f}$ als Ordinate ab (siehe Fig. 27).

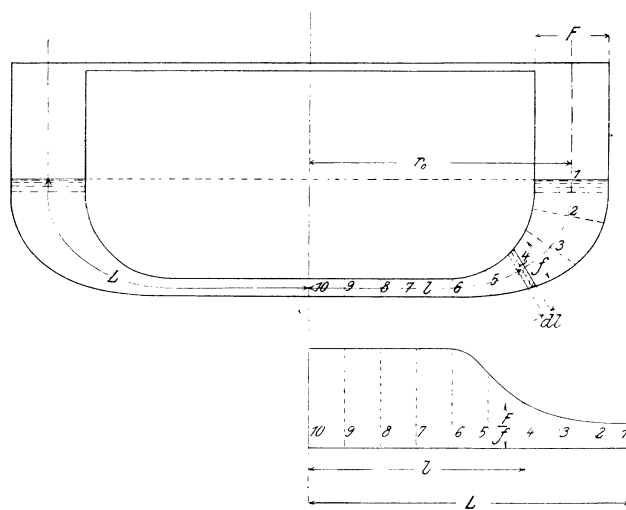


Fig. 27.

Die Endpunkte dieser Ordinaten verbindet man durch eine Kurve und erhält dann als Flächeninhalt zwischen Kurve und Abscissenachse den Wert:

$$\int_0^L \frac{F}{f} \cdot dl,$$

welcher zunächst noch nicht genau mit dem errechneten Wert von L_p übereinstimmt.

Es sind nun die Tankquerschnitte so lange zu korrigieren, bis die Übereinstimmung vorhanden ist. Bei ein wenig Übung ist dies in kurzer Zeit zu erreichen.

Es hat sich bei der praktischen Anwendung der Formel als nötig herausgestellt, die in die Formel (1) einzusetzende Eigenschwingungszahl z des Schiffes in besonderen Fällen etwa 5—10% größer als berechnet einzusetzen,

und zwar besonders bei Schiffen mit langsamen Eigenschwingungen (unter 3 bis 4) und infolgedessen sehr engen Querkanälen. Hier scheint die vermehrte Reibung an den Kanalwänden durch eine entsprechende Querschnittserweiterung, wie sie sich aus dem erhöhten z ergibt, kompensiert werden zu müssen (siehe Beispiele 5 und 6).

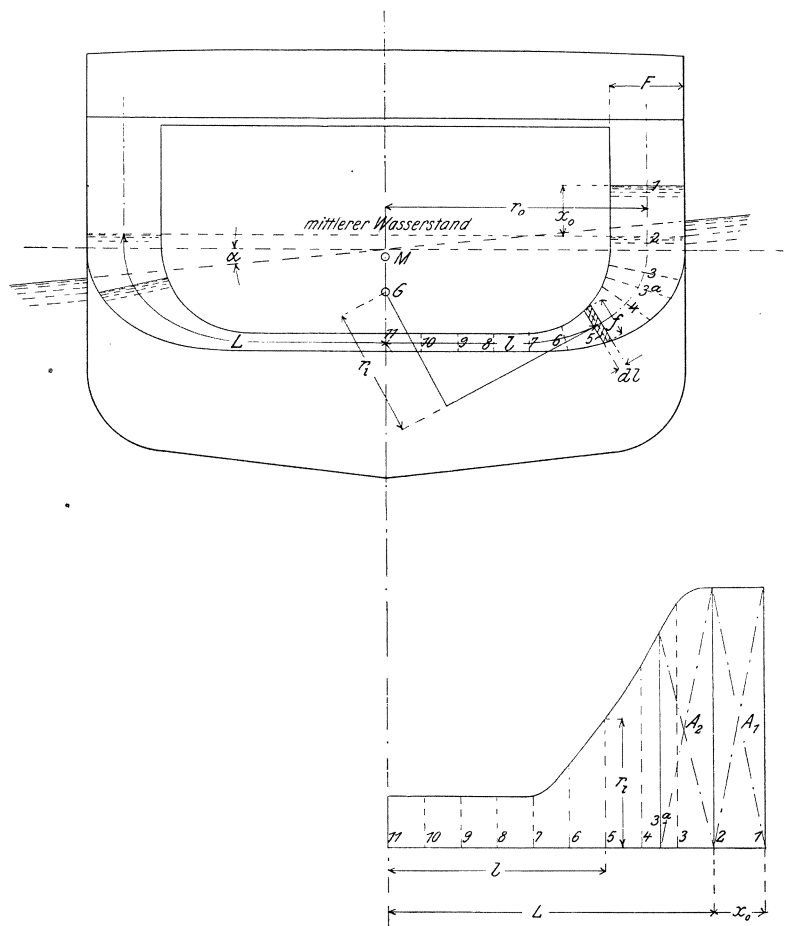


Fig. 28.

b) Volumenberechnung.

Ist der Tank im Verlauf seiner Querschnitte querschiffs festgelegt, so handelt es sich jetzt darum, seine Länge in der Richtung der Schiffsachse und damit sein Gesamtvolumen zu bestimmen. Hierfür kommt folgende Formel in Betracht, die ebenfalls im Anhang entwickelt worden ist:

$$P \cdot \overline{MG} \sin \alpha = 2 F \cdot B \cdot x_0 \gamma \left[r_0 - 0,001118 z^2 \left(\int_0^L r_1 \cdot dl + \frac{A_1 - A_2}{2} \right) \right] \dots (2)$$

Darin bedeutet (s. auch Fig. 28):

P: das Gewicht des Schiffes in Tonnen;

\overline{MG} : metazentrische Höhe in Metern;

α : angenommene Dämpfungscharakteristik in Graden Wellenschräge;

F: Querschnitt des mittleren Wasserspiegels in den Seitenbehältern (pro 1 m Tanklänge) in qm;

B: Länge des Tanks in achsialer Richtung des Schiffes in Metern;

x_0 : angenommene größte Steighöhe des Wassers in den Seitenbehältern in Metern, gerechnet vom mittleren Wasserspiegel aus;

γ : Gewicht eines Kubikmeters Wasser;

r_0 : Schwerpunktsabstand des Wassers in den Seitenbehältern von Schiffsmittle in Metern;

z: Anzahl der Eigenschwingungen (Doppelschwingungen) des Schiffes pro Minute:

r_1 : eine von dem Systemschwerpunkt G des Schiffes auf die Bewegungsrichtung der einzelnen Wasserelemente gefällte Senkrechte in Metern;

A_1 : Beschleunigungsanteil der Wassermenge (bei einer Steighöhe x_0) oberhalb des mittleren Wasserspiegels für die eine Schiffseite;

A_2 : entsprechender Abzug des Beschleunigungsdruckes auf der anderen Schiffseite;

In obiger Formel (2) bezeichnet das Glied

$P \cdot \overline{MG} \cdot \sin \alpha$: das durch die Wellenschräge α auf das Schiff ausgeübte Drehmoment;

das Glied

$2 F B \cdot x_0 \cdot \gamma r_0$: das entgegengesetzt gerichtete statische Drehmoment des Wassers in den Seitenbehältern bei seiner größten Steighöhe (x_0);

das Glied

$$2 F \cdot B \cdot x_0 \cdot \gamma \cdot 0,001118 z^2 \int_0^L r_1 \cdot dl + \frac{A_1 - A_2}{2}$$

das durch die Beschleunigungsdrücke der einzelnen Lamellen der Wassersäule ausgeübte hydrodynamische Drehmoment. Dasselbe kann je nach der Lage des Tanks zur Drehachse, d. h. zum Systemschwerpunkt, das statische Drehmoment des Wassers in den Seitenbehältern entweder vergrößern oder verkleinern. (Siehe die später durchgerechneten Beispiele.)

Die Formel (2) kann entweder dazu benutzt werden, bei angenommener Dämpfungseigenschaft α die Tanklänge B oder bei angenommener Länge B die entsprechende Dämpfungseigenschaft α zu berechnen.

B ist bei gegebenem Tankquerschnitt direkt proportional α , dem Schiffsgewicht P und der metazentrischen Höhe \overline{MG} .

Von grundlegender Bedeutung ist die Dämpfungseigenschaft α . Dieselbe stellt laut Gleichung (2) die maximale Schräge einer Welle dar, deren Krängungswirkung auf das Schiff gleich ist einem entgegengesetzt gerichteten Drehmoment, das sich zusammensetzt aus der statischen und hydrodynamischen Wirkung des Tankwassers bei größter Steighöhe in den Seitenbehältern. Dabei ist angenommen, daß das Schiff in seiner ganzen Länge von der Welle getroffen wird. Die Welle ist als eine theoretische aufzufassen mit paralleler Erzeugenden und von sinusförmiger Form. Sie soll nur als Maß für die Stärke des Wellenimpulses dienen. (Siehe die Modellversuche.)

Bekanntlich sind die Meereswellen mehr oder weniger unregelmäßig geformt, und zwar nicht nur in der wagerechten Ausbreitung, sondern auch in ihrem senkrechten Querschnitt. Das Schiff wird in verhältnismäßig seltenen Fällen von genau quer einkommenden Wellen getroffen, vielmehr ist fast immer ein Winkel zwischen der Welle und der Schiffsachse vorhanden. (Siehe spätere Ausführungen.)

Zu beachten ist, daß besonders bei großen Schiffen immer nur ein Teil der Schiffslänge von der Welle getroffen wird.

Die angenommene theoretische Welle stellt in allen Fällen die senkrecht zur Schiffsachse gerichtete Komponente des Wellenimpulses dar.

Wenn also ein Tank für einen bestimmten α Wert berechnet wird, so bedeutet dies, daß er im Stande ist, Wellenimpulsen entspr. α ideeller Wellenschräge das Gleichgewicht zu halten.

Es liegt im Interesse einer kräftigen, auch bei starken Sturmwellen ausreichenden Dämpfung, α möglichst groß zu wählen, doch scheint es nicht nötig zu sein, über $3\frac{1}{2}^\circ$ hinauszugehen, andererseits soll man auch nicht unter $1,5^\circ$ bis 2° hinuntergehen, wenn man eine große, für alle Meeresverhältnisse ausreichende Dämpfung erzielen will.

Auf Grund der bisherigen Erfahrungen und Überlegungen kann man sagen, daß α mehr in der Nähe des oberen Wertes zu wählen ist für ganz kleine Schiffe. Für große Schiffe ist je nach Größe der zu erwartenden Wellenimpulse (siehe spätere Ausführungen) ein Zwischenwert einzuführen. Bei ganz besonders steifen Schiffen, z. B. Linienschiffen von großer Breite, wird man evtl. noch unter 2° gehen, und zwar bis zu $1,5^\circ$ hinunter, um den Raum- und Gewichtsbedarf der Tanks in zulässigen Grenzen zu halten. Das Maß der Dämpfung wird in solchen Fällen natürlich etwas geringer.

Eine wichtige Rolle spielt noch die anzunehmende größte Steighöhe x_0 des Wassers in den Seitenbehältern, dieselbe hängt im wesentlichen ab von dem Widerstand, den das Wasser beim Hin- und Herströmen durch den Querkanal findet. Bei glatten Kanalwänden und allmählichen Querschnittübergängen kann mit einem größeren Wert von x_0 gerechnet werden, als bei einer Kanalausführung mit mehr oder weniger plötzlichen Querschnittsänderungen. x_0 kann bei guter Kanalführung bis zu $0,25 r_0$ gewählt werden, doch ist $0,2 r_0$ ein guter Mittelwert. x_0 ist in erster Linie auch abhängig von der Höhe der Seitenbehälter, wie sie durch die schiffbaulichen Verhältnisse in jedem einzelnen Falle gegeben ist. Es kann dann vorkommen, daß man mit x_0 bis auf $0,15 r_0$ oder noch weiter heruntergehen muß.

Bei der Wahl von α und x_0 hat auch der Verlust an metazentrischer Höhe infolge des freien Wassers in den Seitenbehältern Berücksichtigung zu finden. Dieser Verlust darf ein gewisses Maß nicht überschreiten, besonders nicht bei ranken Schiffen.

Hierüber sind in jedem Fall Untersuchungen anzustellen. Wichtig ist dieser Punkt besonders bei Handelsschiffen, bei denen während der Reise infolge des Fortbrennens von Kohlen sowie des Verbrauches von Frischwasser oft beträchtliche Änderungen der metazentrischen Höhe vorkommen.

In solchen Fällen berechnet man den Tank nach Formel (2) unter Zugrundelegung der größten vorkommenden metazentrischen Höhe

und zerlegt den Tank in mehrere Unterabteilungen, welche je nach der vorhandenen metazentrischen Höhe beliebig kombiniert bzw. zu- und abgeschaltet werden können.

Um ein Bild dieser Verhältnisse zu geben, sind für den D. „Corcovado“ für eine Reise nach Südamerika die durch Kohlen- und Trinkwasserverbrauch entstehenden Änderungen von Deplacement, \overline{MG} und Eigenschwingungszahl in Fig. 28 a graphisch aufgezeichnet. Die \overline{MG} Linie ist außer für das Schiff mit ausgeschalteten Tanks auch unter Berücksichtigung des freien Tankwassers aufgezeichnet. (Siehe punktierte Linie).

2 S. S. „Corcovado“. Stabilitätsänderungen während der Reise.

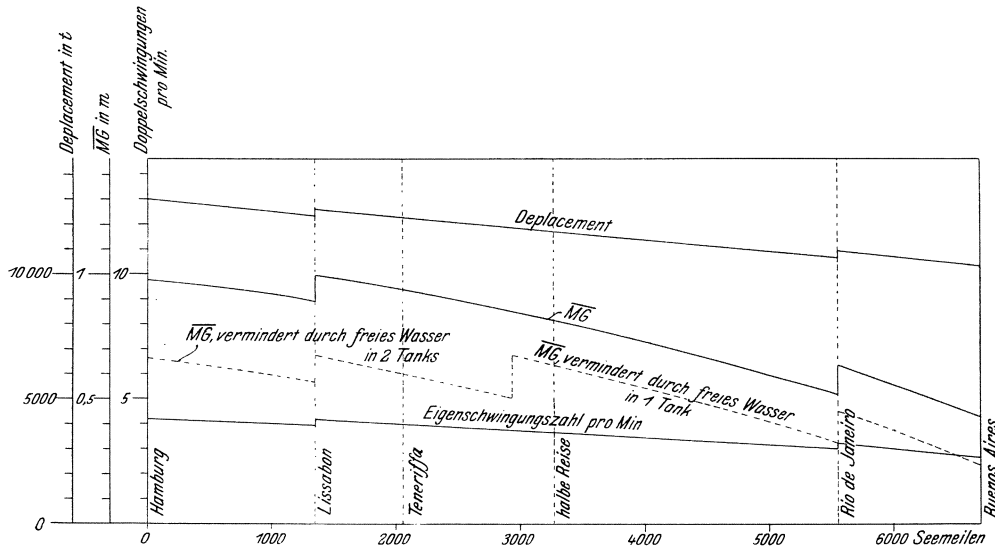


Fig. 28 a.

Während der ersten Hälfte der Reise wurden zwei Tanks als eingeschaltet angenommen, während der zweiten Hälfte der Reise jedoch nur 1 Tank mit Rücksicht auf die durch den Kohlen- und Trinkwasserverbrauch verringerte Stabilität.

Für die Berechnung der Tankquerschnitte querschiffs ist die größte vorkommende Eigenschwingungszahl maßgebend.

Den geringeren Eigenschwingungszahlen bei Abnahme der metazentrischen Höhe werden die Tanks durch Verengung bzw. Drosselung des Wasser- bzw. Luftkanals angepaßt.

Im folgenden ist an 6 charakteristischen Beispielen der Gang der Rechnung gezeigt, und zwar sowohl für die Bestimmung des Verlaufes der Tankquerschnitte querschiffs, als auch für die Länge des Tanks. Die Beispiele beziehen sich zum

Teil auf ausgeführte und erprobte Schiffe (Beispiele 2, 3 und 4), zum Teil auf im Bau befindliche bzw. projektierte Schiffe. Aus den schematischen Fig. 29, 32, 35, 38, 41, 44, 47, 50 geht in den einzelnen Fällen die Anordnung der Tanks im Schiff hervor. Die zugehörigen Hauptdaten sowie die detaillierte Rechnungsführung sind den einzelnen Figuren mit erläuternden Hinweisen beigelegt.

Rechnungsbeispiele.

Beispiel 1 (Fig. 29—31) bezieht sich auf ein projektiertes **Linienschiff** von 26 000 t Displacement. Bei demselben sind die Seitenbehälter außerhalb der **Torpedolängsschotte** mit einer Breite von 1,95 m angeordnet, die Querverbindung ist durch den erhöhten Doppelboden, geführt. Es wurde eine **Dämpfungskarakteristik** von 2° gewählt. Die Steighöhe x_0 wurde zu 1,9 m angenommen.

Die Tanklänge B ergibt sich zu 26 m. Die Gesamtwassermenge in den Seitenbehältern und dem Verbindungskanal beträgt

$$\text{zusammen } 458 \text{ t} = 1,76\% \text{ des Displacements.}$$

Das wirksame Wasser in den Seitenbehältern beträgt

$$192 \text{ t} = 0,74\% \text{ des Displacements.}$$

Beispiel 2 (Fig. 32—34) zeigt die Rechnung für ein ausgeführtes **schnelles Schiff** von 18 500 t Displacement, das mit diesen Tanks ausgerüstet worden ist.

Da der Bau des Schiffes bei Beschluß des Einbaues bereits ziemlich weit vorgeschritten war, mußte der Tank in seiner Anordnung und seinen Abmessungen ganz den vorhandenen schiffbaulichen Verhältnissen angepaßt werden.

Die Unterbringung der **Seitenbehälter** war insofern **ungünstig**, als sie in **größeren Abstand** von der **Bordwand** angeordnet werden mußten, wodurch der wirksame **Hebelarm** des arbeitenden Tankwassers wesentlich **verkleinert** wurde. Auch die **Breite** und die **Länge** der **Seitenbehälter** waren sehr beschränkt.

Der **Querverbindungskanal** mußte auf dem **Doppelboden** angeordnet werden.

Die **Tanks** haben auf diesem Schiff insofern eine **interessante Form**, als sie nach oben erweitert sind. Hierdurch ist die Möglichkeit gegeben durch verhältnismäßig geringe Änderungen des Wasserstandes (siehe Skala am linken Seitenbehälter in Fig. 32) beträchtliche Änderungen der Schwingungs-

zahl der Tankwassersäule hervorzubringen und so dieselbe der Schiffsschwingungszahl nachträglich genau anzupassen.

Da es sich im vorliegenden Fall um ein steifes Schiff von hoher Schwingungszahl (5,4) handelt, ergibt sich bei der tiefen Lage des Querverbindungskanals eine bedeutende Verminderung der statischen Wirkung der Seitenbehälter durch die hydrodynamische des gesamten Tankwassers. (Siehe Rechnung auf S. 36.)

Aus den gegebenen Abmessungen der Tanks ergibt sich eine D ä m p f u n g s - c h a r a k t e r i s t i k von $0,835^\circ$.

Dieser Wert ist verhältnismäßig gering und entspricht nicht der oben aufgestellten Forderung, wonach mit α möglichst nicht unter $1,5\text{--}2^\circ$ gegangen werden soll.

Die Gesamtwassermenge in den Seitenbehältern und dem Verbindungskanal beträgt zusammen $235\text{ t} = 1,25\%$ des *D e p l a c e m e n t s*, das wirksame Wasser in den Seitenbehältern beträgt $99\text{ t} = 0,53\%$ des *D e p l a c e m e n t s*.

Beispiel 3 (Fig. 35—37) gilt für das kleine Heizölfahrzeug W. 83 der Kaiserlichen Marine, das nachträglich mit diesen Tanks ausgerüstet worden ist. Auch hier waren vorhandene schiffbauliche Verhältnisse für die Abmessungen des Tanks maßgebend.

Die Seitenbehälter sind ähnlich wie bei Beispiel 2 nach oben erweitert, der Querkanal ist insofern eigenartig geformt, als er in der Mitte eine Ausbuchtung nach oben zeigt. Diese Ausführungsform wurde gewählt, um den in diesem Fall sehr bedeutenden, ungünstigen Einfluß der hydrodynamischen Beschleunigungsdrücke des Tankwassers möglichst klein zu halten. Durch die Ausbuchtung des Querkanals wird nämlich erreicht, daß die Beschleunigungsdrücke an einem wesentlich kürzeren Hebelarm angreifen, als wenn der Kanal horizontal geführt worden wäre. Es ergibt sich eine D ä m p f u n g s c h a r a k t e r i s t i k von $2,45^\circ$ (Wellenschräge).

Die Rechnung ist nur für das unbeladene Schiff durchgeführt, da dies bei den späteren Versuchen in erster Linie erprobt werden sollte.

Die Gesamtwassermenge in den Seitenbehältern und dem Verbindungskanal beträgt zusammen $17,56\text{ t} = 3,9\%$ des *D e p l a c e m e n t s* für das beladene Schiff.

Das wirksame Wasser in den Seitenbehältern beträgt $5,87\text{ t} = 1,3\%$ des *D e p l a c e m e n t s* für das beladene Schiff.

Beispiel 4 (Fig. 38—43) behandelt den D a m p f e r „Y p i r a n g a“, welcher ebenso wie sein Schwesterschiff „C o r c o v a d o“ mit 2 Schlingertanks, einem im

Vorschiff und einem im Hinterschiff, ausgerüstet worden ist. Auch hier waren die Tanks zum Teil durch die örtlichen Verhältnisse festgelegt. Sie wurden mit Rücksicht darauf, daß es sich um eine erstmalige Erprobung auf größeren Passagierdampfern handelte, sehr reichlich bemessen. Es ergibt sich aus der Berechnung eine Dämpfungskarakteristik von insgesamt $3,92^\circ$ für beide Tanks. Sie verteilen sich mit $1,91^\circ$ auf den vorderen und $2,01^\circ$ auf den hinteren Tank.

Die Gesamtwassermenge beträgt $190\text{ t} = 1,5\%$ vom Displacement, die Wassermenge in jedem Tank allein $95\text{ t} = 0,75\%$. Wirksames Wasser in den Seitenbehältern in beiden Tanks $118\text{ t} = 0,93\%$ vom Displacement, und in einem Tank $59\text{ t} = 0,46\%$ vom Displacement.

Beispiel 5 (Fig. 44—49) bezieht sich auf ein Projekt für einen Passagier- und Frachtdampfer von $20\,000\text{ t}$ Displacement. Bei demselben ist ebenfalls ein Tank im Vorderschiff und ein Tank im Hinterschiff, beide mit tiefliegenden Querkälen angenommen. Es wurde in diesem Fall eine Gesamtdämpfungskarakteristik von 3° gewählt, davon entfällt auf den hinteren Tank, dessen Dimensionen durch örtliche Verhältnisse gegeben waren, $1,142^\circ$; der noch erforderliche Anteil von $1,858^\circ$ wurde durch geeignete Dimensionierung des vorderen Tanks erzielt.

Die Gesamtwassermenge in beiden Tanks beträgt 262 t ($1,3\%$ vom Displacement), wirksames Wasser in den Seitenbehältern 167 t ($0,83\%$ vom Displacement).

Beispiel 6 (Fig. 50—52) zeigt den Rechnungsgang für einen sehr großen Passagierdampfer von $52\,000\text{ t}$ Displacement, bei welchem eine Dämpfungskarakteristik von $3,2^\circ$ angenommen wurde.

Hier wurde ein Tank mit hochliegendem Querkanal angenähert in der Mitte des Schiffes angeordnet.

Es ergibt sich eine Gesamtwassermenge von 358 t ($0,69\%$ vom Displacement) und eine wirksame Wassermenge in den Seitenbehältern von 212 t ($0,41\%$ vom Displacement).

Da im vorliegenden Fall mit größeren Variationen der metazentrischen Höhe während der Reise zu rechnen war, wurde der Tank in drei Unterabteilungen zerlegt, deren Größen sich wie $1:2:3$ verhalten. Hierdurch ist eine weitgehende Anpassung der Tankwirkung an den jeweiligen Stabilitätszustand des Schiffes ermöglicht.

Fig. 29.

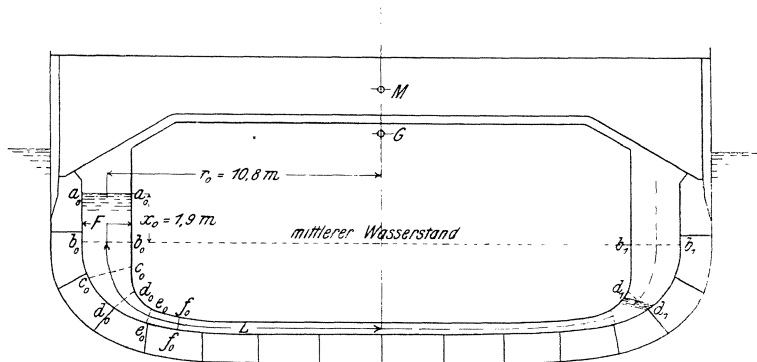


Fig. 30.

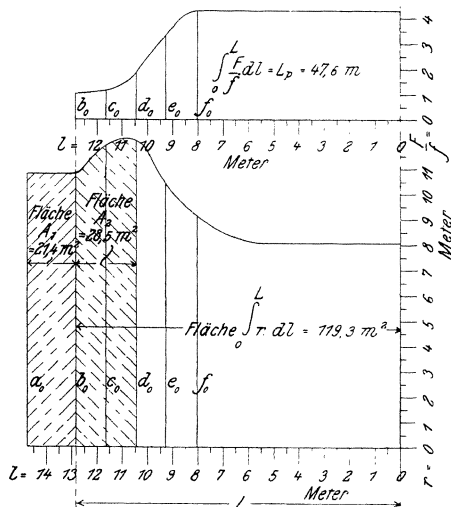


Fig. 31.

Beispiel Nr. 1.

Linien Schiff.

Hauptdaten des Schiffes.

Länge in C. W. L.	180 m
Breite, größte	28,2 m
Tiefgang	8,25 m
Displacement P	26 000 t
Systemschwerpunkt G über Kiel	9,85 m
\overline{MG}	1,77 m
Trägheitsradius K	9,17 m

$$\text{Eigenschwingungszahl pr. Min. } z . = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{\sqrt{\overline{MG} \cdot g}}{K} = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{1,77 \cdot 9,81}{9,17} = 4,34$$

Berechnung der Tankquerschnitte.

Ideelle Pendellänge der Tankwassersäule:

$$L_p = \frac{900 \cdot g}{z^2 \pi^2} = \frac{900 \cdot 9,81}{4,34^2 \pi^2} = 47,6 \text{ m}$$

Breite der Seitenbehälter angenommen zu $F = 1,95 \text{ m}$.

Festlegung des Verlaufs der Tankquerschnitte derart, daß

$$\int_0^L \frac{F}{f} \cdot dl = L_p = 47,6 \text{ ist, siehe graphische Ermittlung Fig. 30.}$$

Berechnung der Länge B des Tanks bei gegebener Dämpfungseigenschaft.

Hauptgleichung:

$$P \cdot \overline{MG} \cdot \sin \alpha = 2 F \cdot B \cdot x_0 \cdot \gamma \cdot \left[r_0 - 0,001118 z^2 \cdot \left(\int_0^L r \cdot dl + \frac{A_1 - A_2}{2} \right) \right]$$

Wirksame Steighöhe des Wassers angenommen zu $x_0 = 1,9 \text{ m}$.

$$\int_0^L r \cdot dl + \frac{A_1 - A_2}{2} = 115,75 \text{ m}^2, \text{ siehe graphische Ermittlung Fig. 31.}$$

Dämpfungseigenschaft angenommen zu $\alpha = 2^\circ$.

Diese Werte, in obige Gleichung eingesetzt, ergibt:

$$26\,000 \cdot 1,77 \cdot \sin 2^\circ = 2 \cdot 1,95 \cdot B \cdot 1,9 (10,8 - 0,001118 \cdot 4,34^2 \cdot 115,75),$$

daraus:

$$B = \frac{26\,000 \cdot 1,77 \cdot 0,0349}{2 \cdot 1,95 \cdot 1,9 \cdot 8,36} = 26 \text{ m}.$$

Ferner ergibt sich:

Gesamte Wassermenge in Seitenbehältern und Verbindungskanal 456 t.

Wirksames Wasser in den Seitenbehältern:

$$2 F \cdot B \cdot x_1 \cdot \gamma = 2 \cdot 1,95 \cdot 26 \cdot 1,9 = 192 \text{ t}.$$

Fig. 32.

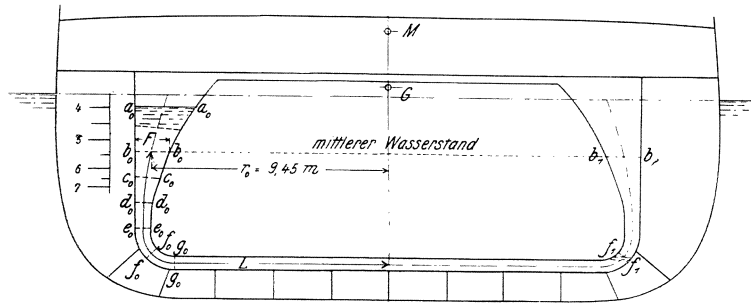


Fig. 33.

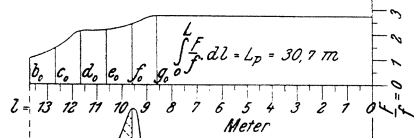
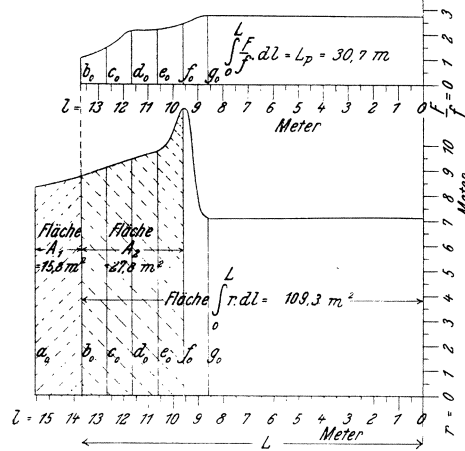


Fig. 34.



Beispiel Nr. 2.

Schnelles Schiff von 18 500 t Displacement.

Hauptdaten des Schiffes.

Länge in C. W. L.	171,5 m
Breite, größte	26,6 m
Tiefgang	7,9 m
Displacement P	18 500 t
Systemschwerpunkt G über Oberkante Kiel	8,5 m
MG	2,24 m
Trägheitsradius K	8,3 m

$$\text{Eigenschwingungszahl pr. Min. } z = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{MG \cdot g}{K}} = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{2,24 \cdot 9,81}{8,3}} = 5,4$$

Berechnung der Tankquerschnitte.

Ideelle Pendellänge der Tankwassersäule:

$$L_p = \frac{900 \cdot g}{z^2 \pi^2} = \frac{900 \cdot 9,81}{5,4^2 \pi^2} = 30,7 \text{ m}$$

Breite der Seitenbehälter im mittleren Wasserspiegel $F = 1,35$ m.

Festlegung des Verlaufs der Tankquerschnitte derart, daß

$$\int_0^L \frac{F}{f} \cdot dl = L_p = 30,7 \text{ m}$$

ist, siehe graphische Ermittlung Fig. 33.

Berechnung der Dämpfungskarakteristik α ,
bei gegebenen Tankabmessungen.

Hauptgleichung:

$$P \cdot \overline{MG} \cdot \sin \alpha = 2 F \cdot B \cdot x_0 \cdot \gamma \cdot \left[r_0 - 0,001118 z^2 \left(\int_0^L r \cdot dl + \frac{A_1 - A_2}{2} \right) \right]$$

Länge des Tanks $B = 15,3$ m
Wirksame, auf den mittleren Wasserspiegel reduzierte Steighöhe des Wassers

$$x_0 = \frac{\text{Fläche } b_1 b_1 f_1 f_1}{F} = \frac{3,22}{1,35} = 2,4 \text{ m}$$

$$\int_0^L r \cdot dl + \frac{A_1 - A_2}{2} = 103,3 \text{ m}^2$$

siehe graphische Ermittlung Fig. 34.

Diese Werte in obige Gleichung eingesetzt gibt:

$$18500 \cdot 2,24 \cdot \sin \alpha = 2 \cdot 1,35 \cdot 15,3 \cdot 2,4 (9,45 - 0,001118 \cdot 5,4^2 \cdot 103,3)$$

$$\sin \alpha = \frac{2 \cdot 1,35 \cdot 15,3 \cdot 2,4 \cdot 6,08}{18500 \cdot 2,24} = 0,01455$$

$$\alpha = 0,835^\circ$$

Ferner ergibt sich:

Gesamte Wassermenge in Seitenbehältern und Verbindungskanal 235 t.

Wirksames Wasser in den Seitenbehältern:

$$2 F \cdot B \cdot x_0 \cdot \gamma = 2 \cdot 1,35 \cdot 15,3 \cdot 2,4 = 99 \text{ t.}$$

Fig. 35.

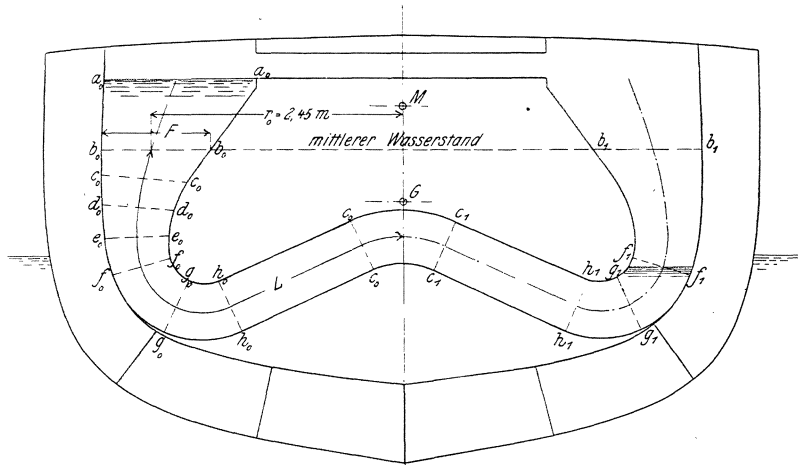


Fig. 36.

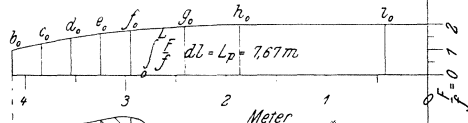
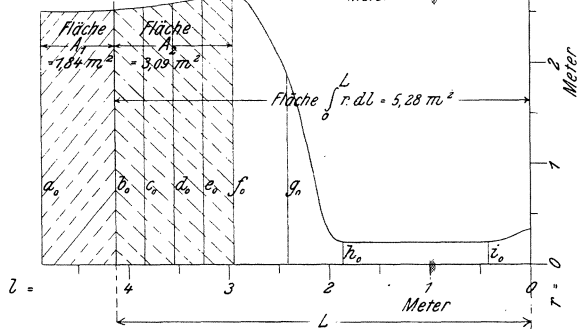


Fig. 37.



Beispiel Nr. 3. — Heizölfahrzeug W. 83.

Hauptdaten des Schiffes.

Länge zwischen den Perpendikeln	36,36 m		
Breite, größte	7,15 m		
Tiefgang, leer: vorn 1,45 m, hinten 2,45 m, im Mittel	1,95 m		
„ beladen	3,00 m		
Displacement, leer, P	266 t		
„ beladen	446 t		
Schiff	{	Systemschwerpunkt über Oberkante Kiel	2,50 m
		\overline{MG}	0,95 m
		Trägheitsradius K	2,70 m
unbeladen	{	Eigenschwingungszahl pro Min.:	

$$z = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{\sqrt{\overline{MG} \cdot g}}{K} = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{\sqrt{0,95 \cdot 9,81}}{2,7} = 10,8$$

Berechnung der Tankquerschnitte.

Ideelle Pendellänge der Tankwassersäule

$$L_p = \frac{900 \cdot g}{z^2 \pi^2} = \frac{900 \cdot 9,81}{10,8^2 \pi^2} = 7,67 \text{ m.}$$

Breite der Seitenbehälter im mittleren Wasserspiegel $F = \dots \dots \dots 1,08 \text{ m}$

Festlegung des Verlaufs der Tankquerschnitte derart, daß

$$\int_0^L \frac{F}{f} \cdot dl = L_p = 7,67 \quad (\text{siehe graphische Ermittlung Fig. 36}).$$

Berechnung der Dämpfungskarakteristik α ,
bei gegebenen Tankabmessungen.

Hauptgleichung:

$$P \cdot MG \cdot \sin \alpha = 2F \cdot B \cdot x_0 \gamma \left[r_0 - 0,001118 z^2 \left(\int_0^L r \cdot dl + \frac{A_1 - A_2}{2} \right) \right] = 0.$$

Länge des Tanks $B = \dots \dots \dots 3,3 \text{ m}$

Wirksame, auf den mittleren Wasserspiegel reduzierte Steighöhe des Wassers

$$x_0 = \frac{\text{Fläche } b_1 b_1 f_1 f_1}{F} = 0,823 \text{ m}$$

$$\int_0^L r \cdot dl + \frac{A_1 - A_2}{2} = 4,66 \text{ m}^2 \quad (\text{siehe graphische Ermittlung, Fig. 37}).$$

Diese Werte in obige Gleichung eingesetzt, gibt:

$$266 \cdot 0,95 \cdot \sin \alpha = 2 \cdot 1,08 \cdot 3,3 \cdot 0,823 \cdot (2,45 - 0,001118 \cdot 10,8^2 \cdot 4,66)$$

$$\sin \alpha = \frac{2 \cdot 1,08 \cdot 3,3 \cdot 0,823 \cdot 1,843}{266 \cdot 0,95} = 0,0427$$

$$\alpha = 2,45^\circ.$$

Ferner ergibt sich:

Gesamte Wassermenge in Seitenbehältern und Verbindungskanal 17,56 t.

Wirksames Wasser in den Seitenbehältern:

$$2F \cdot B \cdot x_0 \gamma = 2 \cdot 1,08 \cdot 3,3 \cdot 0,823 = 5,87 \text{ t.}$$

Fig. 41.

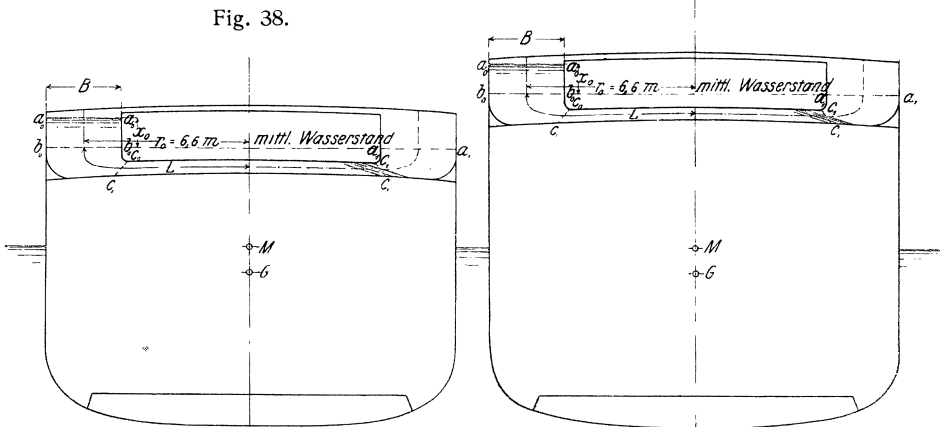


Fig. 38.

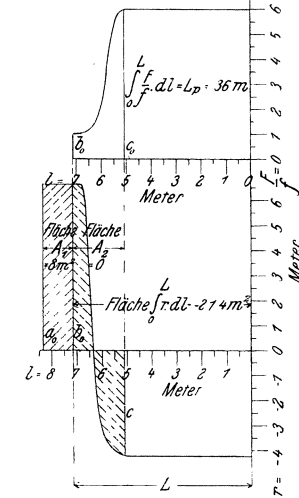


Fig. 39.

Fig. 40.

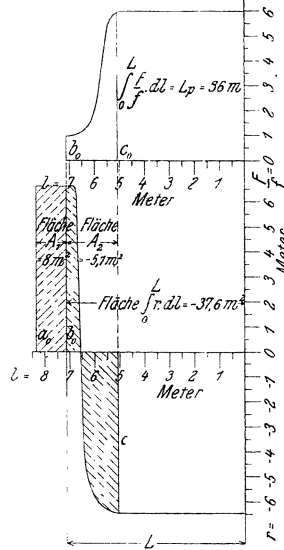


Fig. 42.

Fig. 43.

Beispiel Nr. 4.

2 S. S. „Ypiranga“ und „Corcovado“.

Hauptdaten des Schiffes.

Länge zwischen den Perpendikeln	136,24 m
Breite, größte	16,76 m
Tiefgang	7,14 m
Displacement P	12 630 t
Systemschwerpunkt G über Oberkante Kiel	6,1 m
M G	1,0 m
Trägheitsradius K	6,32 m

$$\text{Eigenschwingungszahl pr. Min. } z = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{\sqrt{MG \cdot g}}{K} = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{\sqrt{1 \cdot 9,81}}{6,32} = 4,75.$$

Hauptabmessungen jedes Tanks.

Breite eines Seitenbehälters F = 3 m
 Länge eines Tanks B = 7,6 m
 Wirksame Steighöhe des Wassers x₀ = 1,3 m

Berechnung der Tankquerschnitte für eine Schwingungszahl = 4,75 + 5 % = 4,98 pro Min.

Ideelle Pendellänge der Tankwassersäule

$$L_p = \frac{900 g}{z^2 \pi^2} = \frac{900 \cdot 9,81}{(1,05 \cdot 4,75)^2 \cdot \pi^2} = 36 \text{ m}$$

Festlegung des Verlaufs der Tankquerschnitte derart, daß

$$\int_0^L \frac{F}{f} \cdot dl = L_p = 36 \text{ m, siehe graphische Ermittlung Fig. 39 u. 42.}$$

Berechnung der Dämpfungscharakteristik α_h für den hinteren Tank, bei gegebenen Abmessungen desselben.

Hauptgleichung:

$$P \cdot \overline{MG} \cdot \sin \alpha = 2 F \cdot B \cdot x_0 \gamma \left[r_0 - 0,001118 z^2 \left(\int_0^L r \cdot dl + \frac{A_1 - A_2}{2} \right) \right]$$

$$\int_0^L r \cdot dl + \frac{A_1 - A_2}{2} = -31,1 \text{ m}^2, \text{ siehe graphische Ermittlung Fig. 43.}$$

Die entsprechenden Zahlenwerte in obige Gleichung eingesetzt, gibt

$$12\,630 \cdot 1 \cdot \sin \alpha_h = 2 \cdot 3 \cdot 7,6 \cdot 1,3 (6,6 + 0,001118 \cdot 4,98^2 \cdot 31,1)$$

$$\sin \alpha_h = \frac{2 \cdot 3 \cdot 7,6 \cdot 1,3 \cdot 7,462}{12\,630} = 0,035$$

$$\alpha_h = 2,01^\circ.$$

Berechnung der Dämpfungscharakteristik α_v für den vorderen Tank, bei gegebenen Abmessungen derselben.

Hauptgleichung:

$$P \cdot MG \cdot \sin \alpha = 2 F \cdot B \cdot x_0 \gamma \left[r_0 - 0,001118 z^2 \left(\int_0^L r \cdot dl + \frac{A_1 - A_2}{2} \right) \right]$$

$$\int_0^L r \cdot dl + \frac{A_1 - A_2}{2} = -17,4$$

siehe graphische Ermittlung Fig. 40.

Die entsprechenden Zahlenwerte in obige Gleichung eingesetzt gibt:

$$12\,630 \cdot 1 \cdot \sin \alpha_v = 2 \cdot 3 \cdot 7,6 \cdot 1,3 (6,6 + 0,001118 \cdot 4,98^2 \cdot 17,4)$$

$$\sin \alpha_v = \frac{2 \cdot 3 \cdot 7,6 \cdot 1,3 \cdot 7,082}{12\,630} = 0,0333$$

$$\alpha_v = 1,91^\circ$$

Dämpfungscharakteristik beider Tanks zusammen:

$$\alpha = \alpha_v + \alpha_h = 1,91 + 2,01 = 3,92^\circ$$

Ferner ergibt sich:

Gesamte Wassermenge in Seitenbehältern und Verbindungskanal:

in einem Tank	95 t
in beiden Tanks zusammen	190 t

Wirksames Wasser in den Seitenbehältern eines Tanks:

$2 F \cdot B \cdot x_0 \gamma = 2 \cdot 3 \cdot 7,6 \cdot 1,3 =$	59 t
in beiden Tanks	118 t



Fig. 44.

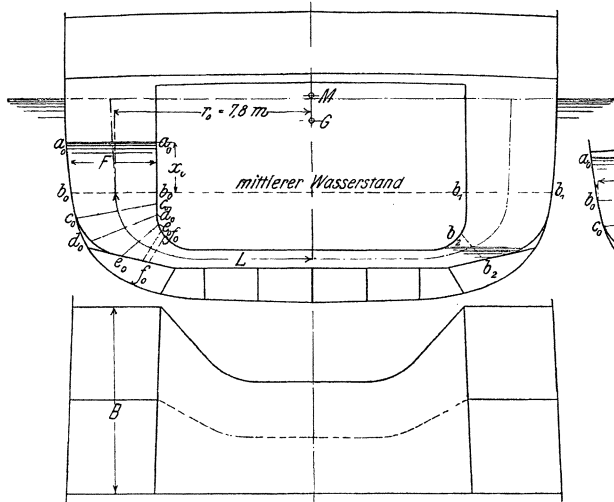


Fig. 47.

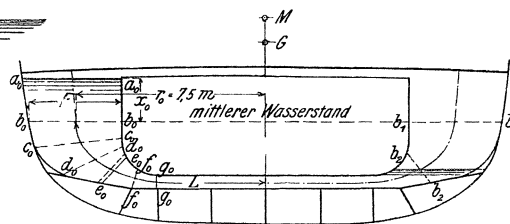


Fig. 45.

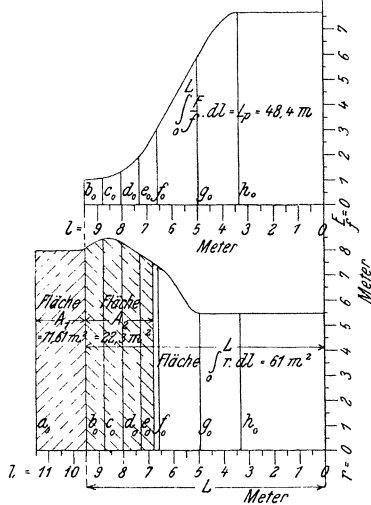


Fig. 46.

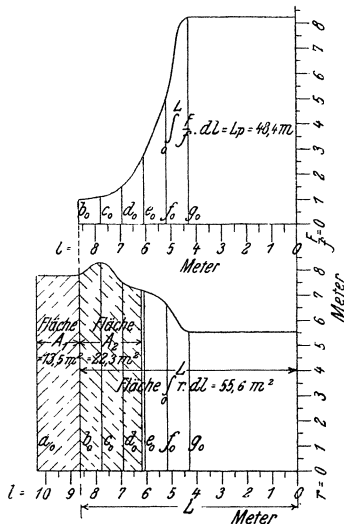


Fig. 48.

Fig. 49.

Beispiel Nr. 5.

Passagier- und Frachtdampfer von 20 000 t Depl.

Länge zwischen den Perpendikeln	170,1 m
Breite, größte	19,8 m
Tiefgang	8,1 m
Displacement P	20 130 t
Systemschwerpunkt G über Oberkante Kiel	7,18 m

\overline{MG}	1,04 m
Trägheitsradius K	7,82 m

$$\text{Eigenschwingungszahl pr. Min. } z = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{\sqrt{\overline{MG} \cdot g}}{K} = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{\sqrt{1,04 \cdot 9,81}}{7,82} = 3,9$$

Berechnung der Tankquerschnitte des hinteren Tanks für eine Schwingungszahl $z = 3,9 + 10\% = 4,3$ pr. Min.

Ideelle Pendellänge der Tankwassersäule:

$$L_p = \frac{900 \cdot g}{z^2 \cdot \pi^2} = \frac{900 \cdot 9,81}{4,3^2 \cdot \pi^2} = 48,4 \text{ m,}$$

Breite der Seitenbehälter im Wasserspiegel: angenommen zu $F = 3,7$ m,
Festlegung des Verlaufs der Tankquerschnitte derart, daß

$$\int_0^L \frac{F}{f} \cdot dl = L_p = 48,4 \text{ ist, siehe graphische Ermittlung Fig. 48.}$$

Berechnung der Dämpfungscharakteristik α_h für den hinteren Tank, bei gegebenen Abmessungen desselben.

Hauptgleichung:

$$P \cdot \overline{MG} \cdot \sin \alpha = 2 \cdot F \cdot B \cdot x_0 \gamma \left[r_0 - 0,001118 z^2 \left(\int_0^L r \cdot dl + \frac{A_1 - A_2}{2} \right) \right]$$

Breite des mittleren Wasserspiegels in den Seitenbehältern . . .	$F = 3,7$ m
Länge des Tanks	$F = 5,15$ m
Wirksame Steighöhe des Wassers	$x_0 = 1,7$ m

$$\int_0^L r \cdot dl + \frac{A_1 - A_2}{2} = 51,2 \text{ m}^2, \text{ siehe graphische Ermittlung Fig. 49.}$$

Diese Werte in obige Gleichung eingesetzt, gibt:

$$20\,130 \cdot 1,04 \cdot \sin \alpha = 2 \cdot 3,7 \cdot 5,15 \cdot 1,7 (7,5 - 0,001118 \cdot 4 \cdot 3^2 \cdot 51,2)$$

$$\sin \alpha = \frac{2 \cdot 3,7 \cdot 5,15 \cdot 1,7 \cdot 6,442}{20\,130 \cdot 1,04} = 0,0199$$

$$\alpha = 1,142^\circ$$

Ferner ergibt sich für den hinteren Tank:

Gesamte Wassermenge in Seitenbehältern und Verbindungskanal = 101 t.

Wirksames Wasser in den Seitenbehältern:

$$2 F \cdot B \cdot x_0 \gamma = 2 \cdot 3,7 \cdot 5,15 \cdot 1,7 = 64,7 \text{ t.}$$

Berechnung der Tankquerschnitte des vorderen Tanks für eine Schwingungszahl $z = 4,3$ pro Minute.

Ideelle Pendellänge wie beim hinteren Tank $L_p = 48,4$ m.

Breite der Seitenbehälter im Wasserspiegel angenommen zu $F = 3,5$ m.

Festlegung des Verlaufs der Tankquerschnitte derart, daß

$$\int_0^L \frac{F}{f} \cdot dl = L_p = 48,4 \text{ ist, siehe graphische Ermittlung Fig. 45.}$$

Berechnung der Länge B des vorderen Tanks, bei gegebener Dämpfungscharakteristik.

Hauptgleichung:

$$P \cdot \overline{MG} \cdot \sin \alpha = 2 F \cdot B \cdot x_0 \gamma \left[r_0 - 0,001118 z^2 \left(\int_0^L r \cdot dl + \frac{A_1 - A_2}{2} \right) \right].$$

Dämpfungscharakteristik für beide Tanks zusammen angenommen zu $\alpha = 3^\circ$.

Davon entfallen auf den vorderen Tank:

$$3^\circ - \alpha_h = 3^\circ - 1,142^\circ = 1,858^\circ = \alpha_v.$$

Wirksame Steighöhe des Wassers angenommen zu $x_0 = 2$ m.

$$\int_0^L r \cdot dl + \frac{A_1 - A_2}{2} = 55,65 \text{ m}^2, \text{ siehe graphische Ermittlung Fig. 46.}$$

Diese Werte in obige Gleichung eingesetzt, gibt:

$$20\,130 \cdot 1,04 \cdot \sin 1,858^\circ = 2 \cdot 3,5 \cdot B \cdot 2 (7,8 - 0,001118 \cdot 4,3^2 \cdot 55,65)$$

$$B = \frac{20\,130 \cdot 1,04 \cdot 0,0324}{2 \cdot 3,5 \cdot 2 \cdot 6,652} = 7,3 \text{ m.}$$

Ferner ergibt sich für den vorderen Tank:

Gesamte Wassermenge in Seitenbehältern und Verbindungskanal: 161 t.

Wirksames Wasser in den Seitenbehältern:

$$2 F \cdot B \cdot x_0 \gamma = 2 \cdot 3,5 \cdot 7,3 \cdot 2 = 102 \text{ t.}$$

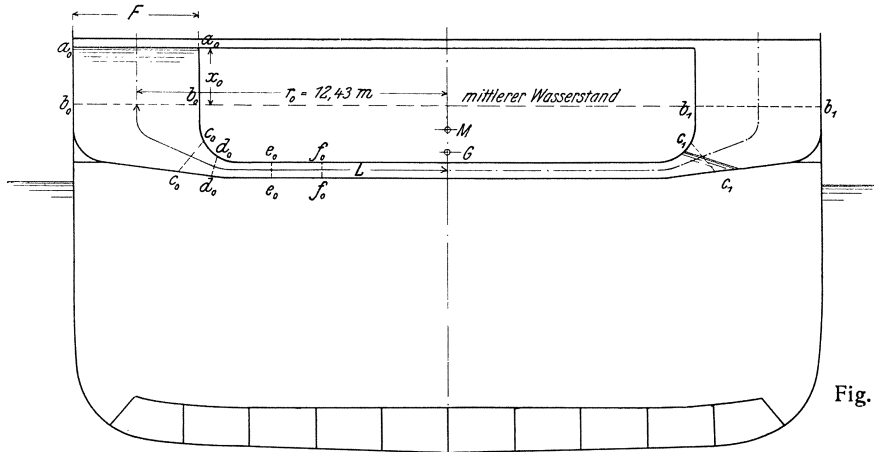


Fig. 50.

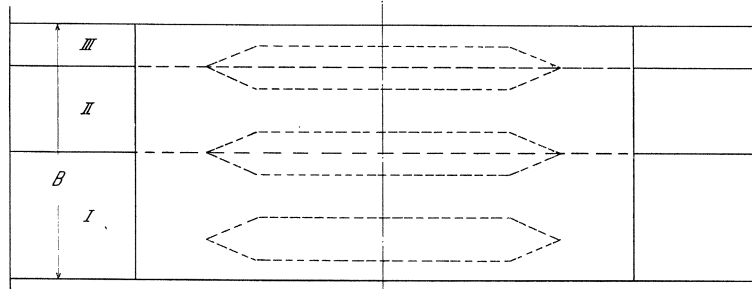


Fig. 51.

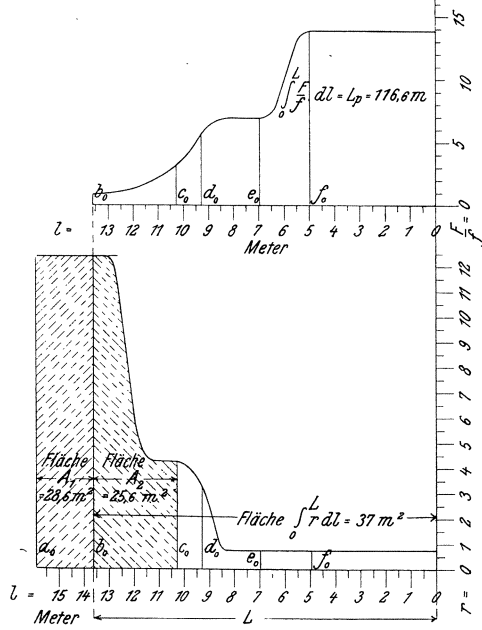


Fig. 52.

Beispiel Nr. 6.

Großer Passagier- und Frachtdampfer.

Hauptdaten des Schiffes.

Länge zwischen den Perpendikeln	256 m
Breite	29,86 m
Tiefgang	10,2 m
Displacement	52 000 t
Systemschwerpunkt über Kiel	11,96 m
\overline{MG}	0,89 m
Trägheitsradius K	11,2 m

$$\text{Eigenschwingungszahl pr. Min. } z = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{\overline{MG} \cdot g}{K}} = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{0,89 \cdot 9,81}{4,2}} = 2,52$$

Berechnung der Tankquerschnitte für eine Schwingungszahl:

$$z = 2,52 + 10\% = 2,77 \text{ pro Min.}$$

Ideelle Pendellänge der Tankwassersäule

$$L_p = \frac{900 \cdot g}{z^2 \cdot \pi^2} = \frac{900 \cdot 9,81}{2,77^2 \cdot \pi^2} = 116,6 \text{ m, siehe graphische Ermittlung Fig. 51.}$$

Berechnung der Länge der Tanks, bei gegebener Dämpfungscharakteristik.

Hauptgleichung:

$$P \cdot \overline{MG} \cdot \sin \alpha = 2 F \cdot B \cdot x_0 \gamma \left[r_0 - 0,001118 \cdot z^2 \left(\int_0^L r \cdot dl + \frac{A_1 - A_2}{2} \right) \right]$$

Breite der Seitenbehälter angenommen zu $F = 5 \text{ m}$.

Wirksame Steighöhe des Wassers angenommen zu $x_0 = 2,10 \text{ m}$.

Dämpfungscharakteristik angenommen zu $\alpha = 3,2^\circ$

$$\int r \cdot dl + \frac{A_1 - A_2}{2} = 33,5 \text{ m}^2, \text{ siehe graphische Ermittlung Fig. 52.}$$

Diese Werte in obige Gleichung eingesetzt gibt:

$$52000 \cdot 0,89 \cdot \sin 3,2^\circ = 2 \cdot 5 \cdot B \cdot 2,15 (12,43 - 0,001118 \cdot 2,77^2 \cdot 33,5)$$

$$B = \frac{52000 \cdot 0,89 \cdot 0,0558}{2 \cdot 5 \cdot 2,10 \cdot 12,143} = 10,1 \text{ m}$$

Ferner ergibt sich:

Gesamte Wassermenge in Seitenbehältern und Verbindungskanal: 358 t.

Wirksame Wassermenge in den Seitenbehältern = $2 \cdot 5 \cdot 2,1 \cdot 10,1 = 212 \text{ t}$.

Beispiele für die Anordnung der Tanks im Schiff.

Es soll jetzt gezeigt werden, wie die Tanks mit den in Vorstehendem berechneten Abmessungen sich dem Schiffskörper einfügen.

In Fig. 53 u. 54 ist die Seitenansicht sowie ein Querschnitt eines großen Passagierdampfers von 52 000 t Displacement dargestellt, für welchen das Rechnungsbeispiel Nr. 6 gilt.

Der Tank liegt in der Mitte des Schiffes etwas oberhalb der Wasserlinie an einer Stelle, wo er sonst kaum verwendbaren Raum einnimmt. Die Seitenbehälter sind 5 m breit und der Höhe nach durch 2 Decks geführt. Der Querkanal ist 0,6 m hoch und liegt unterhalb des untersten Decks. Zur besseren Wasserführung sind an der Stelle, wo der Querkanal in die Seitenbehälter übergeht, besondere Leitbleche eingebaut, ebenso sind in dem Querkanal selbst senkrecht stehende Leitbleche vorgesehen, um den Durchströmquerschnitt dem ausgerechneten Wert anzupassen. Man erkennt, daß der Tank, trotzdem er für die hohe Dämpfungscharakteristik von $3,2^\circ$ berechnet ist, bei der Größe des Schiffes so gut wie verschwindet.

Fig. 55—57 zeigt einen Passagierdampfer von 20 000 t Displacement (Rechnungsbeispiel Nr. 5). Derselbe erfordert infolge seiner wesentlich größeren Stabilität im Vergleich zu dem vorerwähnten Dampfer relativ größere Tanks. Diese sind angenähert zur Hälfte je in einem vorderen und hinteren Laderaum mit auf dem Doppelboden liegenden Querkänen angeordnet. Die detaillierte Ausbildung des vorderen Tanks ist aus den Fig. 58—61 zu entnehmen. Aus dem Grundriß (Fig. 60) geht hervor, daß der Querkanal in der Mitte des Schiffes auf eine geringere Breite eingezogen ist. Dies ist geschehen, um die für die Zugänglichkeit erforderliche Höhe zu erhalten. In den dargestellten Zeichnungen sind ferner die für das Füllen und Entleeren der Tanks erforderlichen Rohrleitungen und Armaturen angedeutet. Ebenso sind die Luftverbindungsleitungen mit den zugehörigen Absperrungen und die Einrichtungen zu ihrer Betätigung dargestellt.

Die Wände des Tanks sowie des Querkanales sind natürlich so stark konstruiert, daß sie einem Wasserdruk, entsprechend ganz vollen Tanks, Widerstand leisten, ohne Deformationen zu erleiden.

Eine weitere Ausführung der Tanks zeigt Fig. 62, welche den Dampfer „Corcovado“ (12 600 t Displacement) bzw. das Schwesterschiff „Ypiranga“ (siehe Rechnungsbeispiel Nr. 4) darstellt. Da es sich bei diesen Schiffen um einen späteren Einbau handelte, wurde in der Gegend des Vorder- und Hinter-

Additional material from *Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft*,
ISBN 978-3-642-90183-6 (978-3-642-90183-6_OSFO5),
is available at <http://extras.springer.com>



mastes je ein Tank nachträglich auf das oberste durchlaufende Deck gesetzt. Die oberen Enden der Seitenbehälter wurden durch eine fliegende Brücke verbunden, um Platz zu schaffen für die Aufstellung der Dampfwinden,

Vorderer Schlingentank für den Passagier- und Frachtdampfer von 20 000 t Depl.

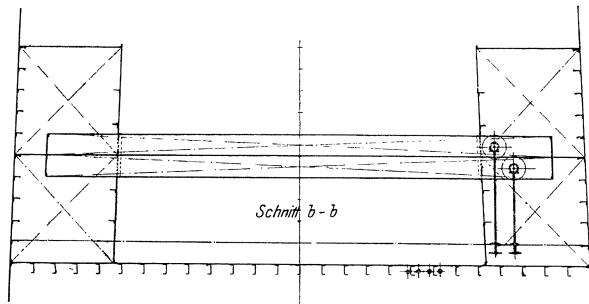


Fig. 58.

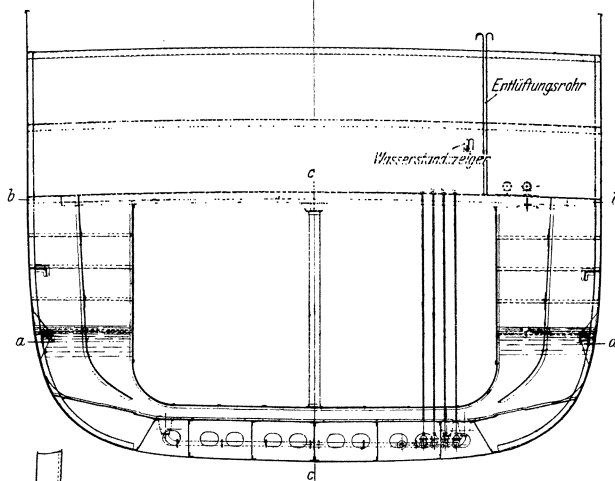


Fig. 59.

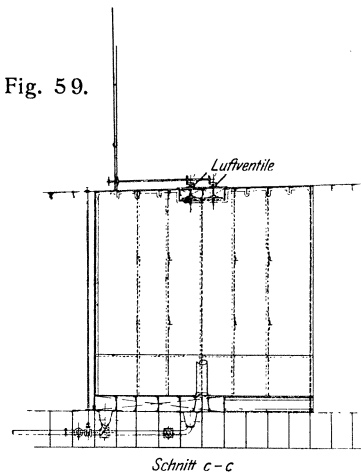


Fig. 61.

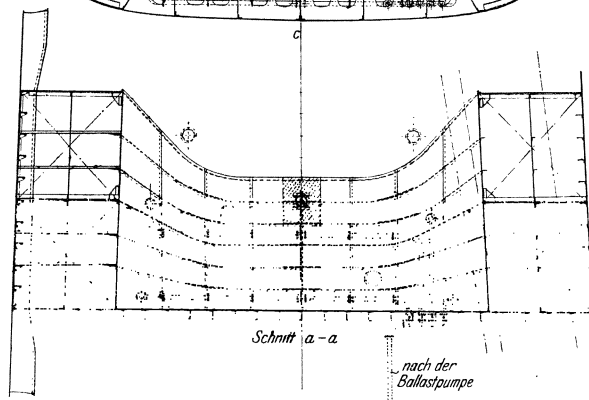


Fig. 60.

die infolge Durchführung des unteren Querkanals über das Oberdeck von demselben entfernt werden mußten.

Aus Fig. 63 und 64 ist die detaillierte Ausführung der Tanks ersichtlich. Die Seitenbehälter sind wieder wie in dem vorhergehenden Fall mit Leit-

blechen versehen. Für die Entleerung sind auf jeder Seite Bodenventile vorgesehen, die direkt nach außenbord münden. Das Auffüllen der Tanks geschieht mittels der vorhandenen Deckwaschleitung. Die Luftventile sind nach unten zu mit zylindrischen Ansätzen versehen, welche in die Seitenbehälter hineinragen und keilförmige Ausschnitte tragen. Der Zweck derselben ist, beim Überschreiten einer gewissen Wasserstandshöhe in den Seitenbehältern der Luft den Austritt zu verwehren, und so durch das gebildete Luftpolster ein Gegenschlagen des Wassers gegen die Tankdecke zu vermeiden.

In dem vorliegenden Fall sind der Sicherheit wegen für jede Luftverbindungslleitung zwei Absperrventile angeordnet, doch dürfte in der Regel ein Absperrventil ausreichen. Fig. 65 zeigt eine photographische Aufnahme des vorderen Schlingertanks auf dem Dampfer „Ypiranga“.

Als Beispiel für den Einbau der Einrichtung in kleine Schiffe möge das Heizölfahrzeug W. 83 (446 t Displacement beladen) der Kaiserlich Deutschen Marine (siehe Rechnungsbeispiel Nr. 3) dienen, das in den Fig. 66—68 dargestellt ist. Bei diesem Schiff ist der Tank in einem vor dem Kesselraum liegenden Laderaum eingebaut worden. Er hat, wie bereits erwähnt, einen Querkanal, der in der Mitte eine Ausbuchtung nach oben zeigt.

Wie aus der Rechnung hervorgeht, besitzt der Tank trotz seines großen Wasserinhaltes die für ein so kleines Schiff sehr geringe Dämpfungscharakteristik von $2,45^\circ$. Die Ursache liegt einmal darin, daß die Seitenbehälter nicht an der äußeren Bordwand angeordnet werden konnten, und dann auch, weil der Querkanal infolge der hohen Periodenzahl des Schiffes sehr weit angenommen werden mußte und infolgedessen von dem Gesamtwassergewicht nur ein verhältnismäßig kleiner Bruchteil nutzbringend in den Seitenbehältern zur Wirkung gelangt.

Der Tank ist durch eine Querwand in 2 Abteilungen zerlegt, die getrennt benutzt werden können.

Als letztes Beispiel ist eine Ausführungsform für ein modernes Linienschiff von 26 000 t Displacement gewählt, das für eine ausländische Regierung ausgearbeitet wurde (siehe Rechnungsbeispiel Nr. 1). Aus Fig. 69, welche einen Querschnitt durch das Schiff darstellt, ist zu entnehmen, daß der Behälter sich ganz an die Innenseite des bis an das Panzerdeck hoch geführten Doppelbodens anschmiegt. Der Querkanal hat eine Höhe von 550 mm und geht ganz allmählich über in die 1,95 m breiten Seitenbehälter. Zwischen der Innenwand der Seitenbehälter und dem Torpedolängsschott befindet sich ein begehbare

2 S. S. „Ypiranga“. Vorderer Schlingertank.

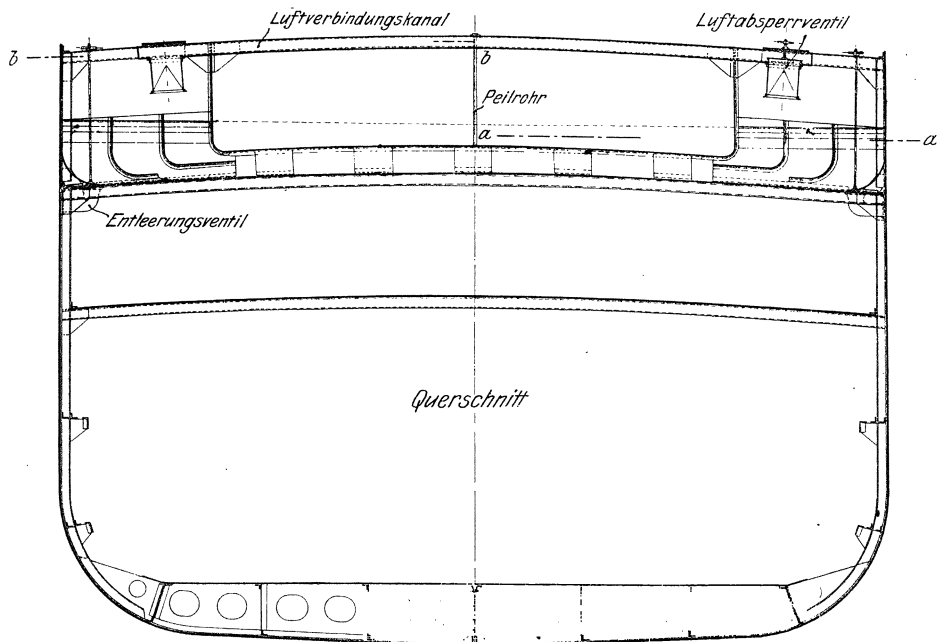


Fig. 63.

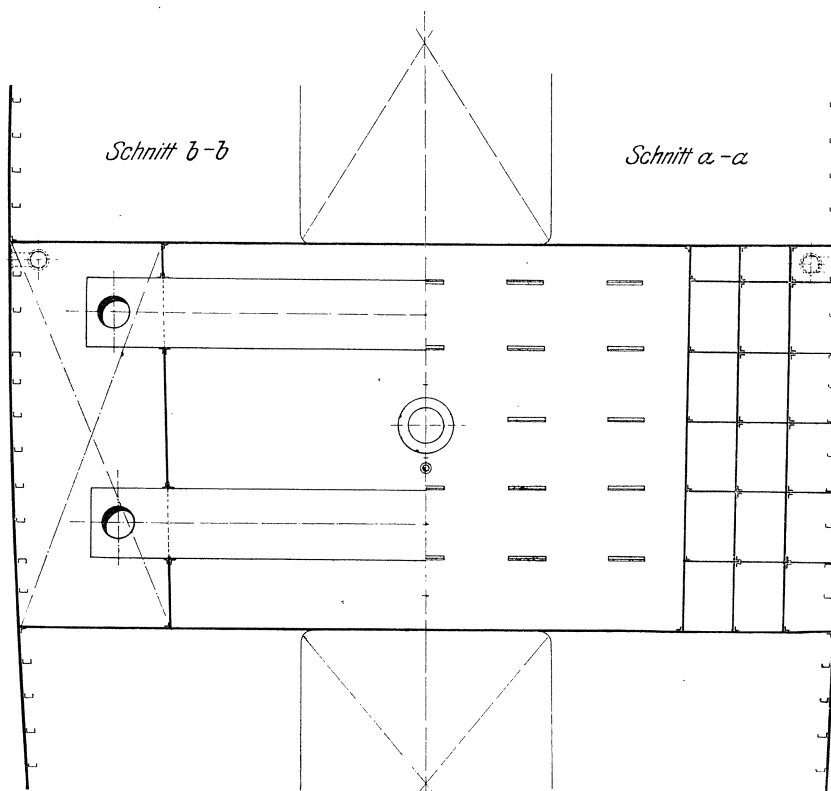


Fig. 64.

2. S. S. „Ypiranga“. Vorderer Schlingertank.

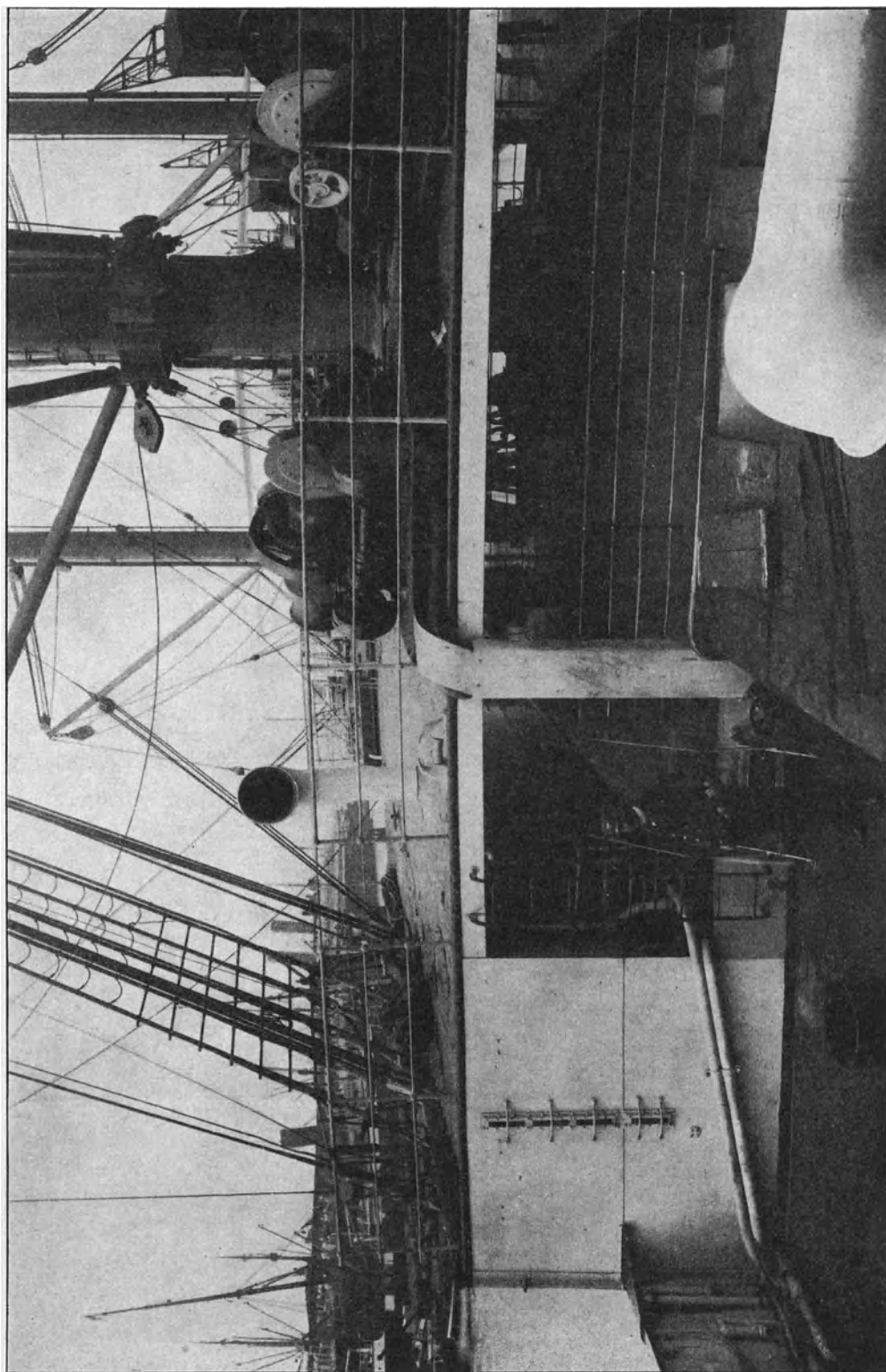


Fig. 65.

Heizölfahrzeug W. 83.

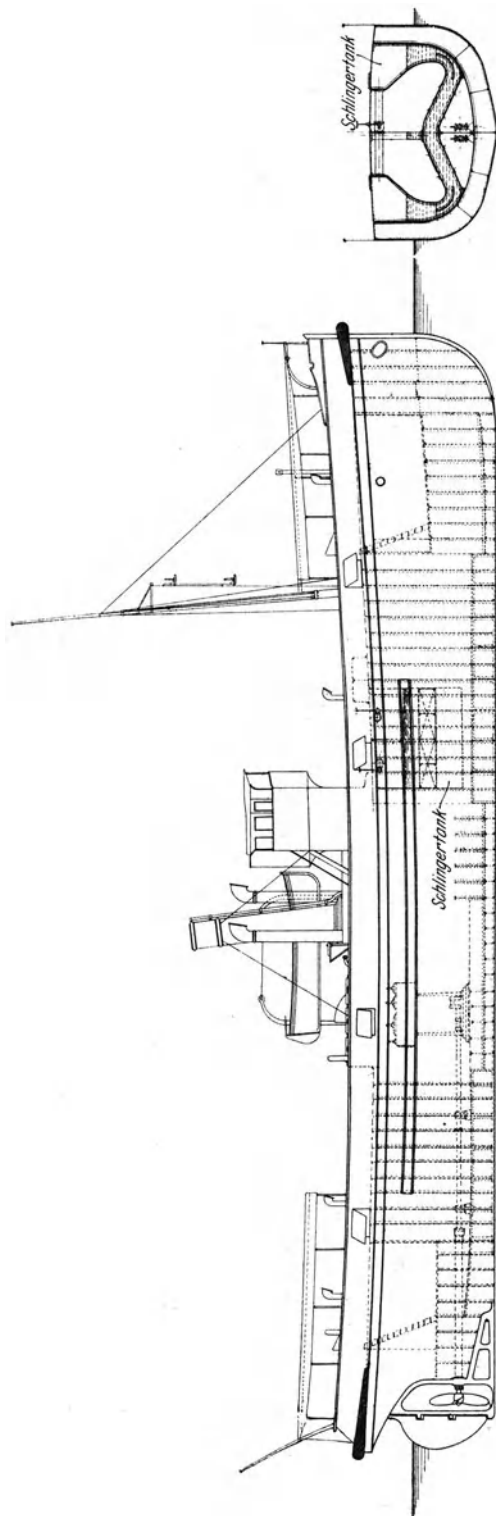


Fig. 66.

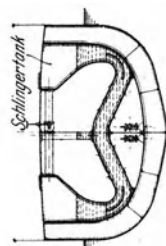


Fig. 67.

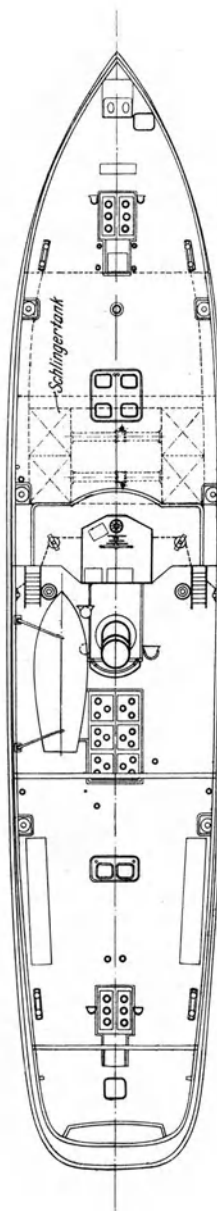


Fig. 68.

Zwischenraum von 800 mm Breite. Der Luftverbindungskanal liegt innerhalb der Decksbalken unter dem Panzerdeck. Das als Ventil ausgebildete Absperrorgan kann vom Mittellängsgang aus betätigt werden.

Der Querkanal ist an den Stellen, wo beim Docken des Schiffes große Kräfte auf den Schiffsverband zu übertragen sind, durch zwischengesetzte sehr starke Stahlgußstücke versteift. Wie Versuche ergeben haben, ist der durch dieselben verursachte Wasserwiderstand so gering, daß die Wirkung der Tanks durch diese Einbauten nicht beeinflußt wird.

Querschnitt eines Linienschiffes von 26000 t. Depl.

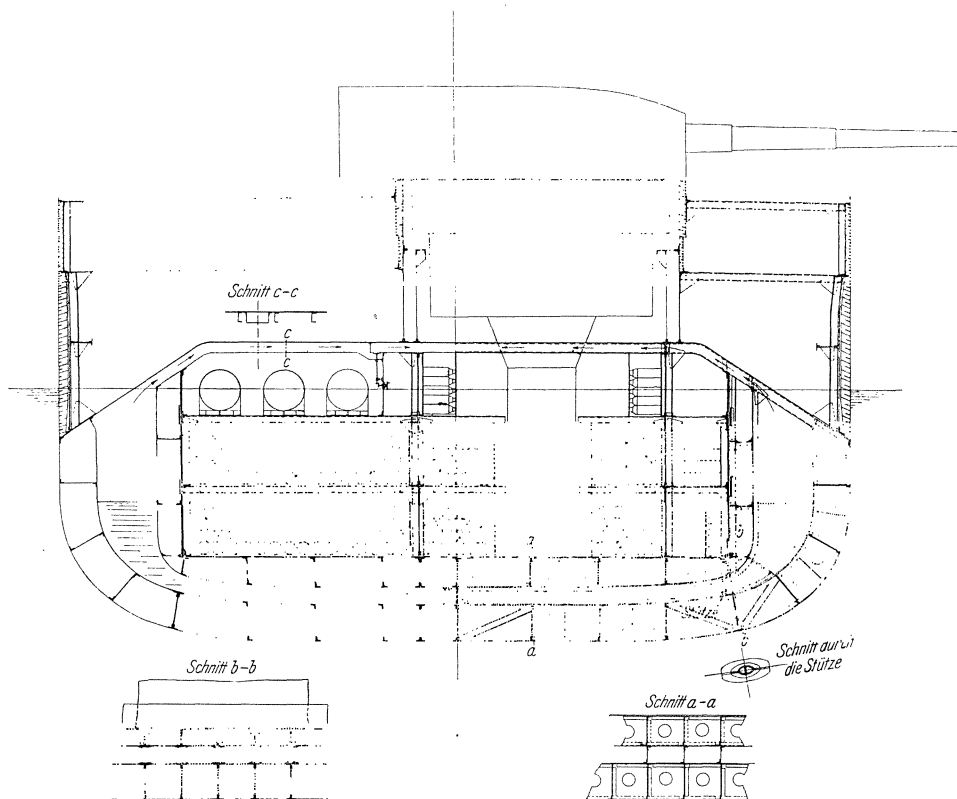


Fig. 69.

Der Tank ist in der Längsrichtung in vier Unterabteilungen zerlegt, welche mit getrennten Füll- und Entleerungseinrichtungen sowie mit besonderen Luftverbindungsleitungen versehen sind.

Allgemeines über Meereswellen und ihren Einfluß auf das in Fahrt befindliche Schiff.

Bevor auf die stattgefundenen praktischen Erprobungen der Dämpfungseinrichtung eingegangen wird, mögen einige allgemeine Betrachtungen angestellt

werden über das Vorkommen der Meereswellen sowie über ihr Verhalten zum bewegten Schiff.

Es ist durch vielfache Beobachtungen¹⁾ festgestellt worden, daß die Periodenzahl der Meereswellen durchschnittlich zwischen den Grenzen 11 und 5 pro Minute schwankt. Die hohen Periodenzahlen (8—11) kommen mehr in flachen Gewässern (Nordsee und Ostsee) vor, während die niedrigen mehr in tieferen Meeren (z. B. Atlantischer Ozean) angetroffen werden.

Die Periodenzahl wird außer durch die Tiefe der Gewässer besonders auch durch die Windstärke, die stattgefundene Dauer des Windes, sowie die Ausdehnung des Gewässers gegen die Windrichtung beeinflusst. Es scheint aber festzustehen, daß zu gleicher Zeit immer nur Wellen angenähert derselben Periode vorkommen, d. h. wenn beispielsweise die Verhältnisse für das Zustandekommen von sechs periodischen Wellen günstig sind, werden nicht neun- oder elfperiodische Wellen auftreten und umgekehrt.

Natürlich ist immer mit gewissen Schwankungen um den jeweiligen Mittelwert zu rechnen, sowie auch mit plötzlichen Phasenverschiebungen (durch Überstürzen der Wellen).

Wellen mit geringeren Periodenzahlen als 5 pro Minute kommen den Berichten nach nur sehr selten vor.

Wie bereits wiederholt betont, treten wirkliche Rollbewegungen nur auf bei Übereinstimmung zwischen Wellen- und Schiffsperiode. Unter Wellenperiode ist hier aber nicht die wirkliche Periode zu verstehen, sondern die sogenannte scheinbare Periode zum bewegten Schiff. Die wirkliche Periode kommt nur in Frage für das stillliegende Schiff bzw. wenn dasselbe sich genau parallel zu den Wellen bewegt. Die scheinbare Wellenperiode kommt auf folgende Weise zustande.

Sobald die Bewegungsrichtung des Schiffes einen Winkel bildet mit der Wellenerzeugenden, werden die zwischen dem Auftreffen der einzelnen Wellenberge auf das Schiff verstreichenden Zeiten entweder verkürzt oder verlängert,

¹⁾ Vergl. A. White, Johow-Krieger, Guyon usw.

je nachdem die Wellen das Schiff schräg von vorn oder schräg von achtern treffen (s. Fig. 70).

Die scheinbare Periode ergibt sich aus der Formel:

$$T_1 = \frac{L}{v - c \sin \alpha}$$

Darin ist

T_1 : die scheinbare Wellenperiode in Sekunden,

L : die wirkliche Länge der Welle in Metern,

v : die wirkliche Geschwindigkeit der Welle in Metern,

c : die Schiffsgeschwindigkeit in Metern,

α : der Auftreffwinkel, d. h. der Winkel, welchen die Wellenerzeugende mit der Schiffsachse bildet. Derselbe ist positiv für schräg von hinten und negativ für schräg von vorn kommende Wellen einzuführen.

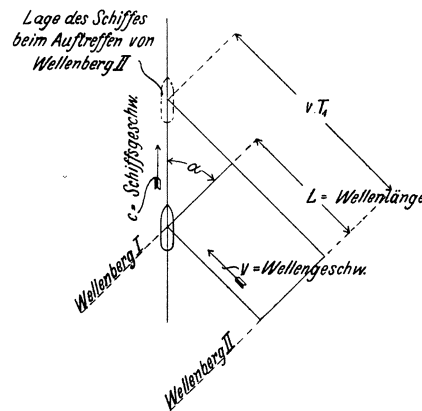


Fig. 70.

Es besteht außerdem die Beziehung:

$$L = v \cdot T,$$

worin T die wirkliche Wellenperiode bezeichnet. Nach der allgemeinen Wellentheorie ist ferner

$$L = 1,56 \cdot t^2 = 1,56 \left(\frac{60}{z} \right)^2 = \frac{5620}{z^2},$$

worin z die wirkliche Periodenzahl der Welle pro Minute bezeichnet.

Um ein Bild darüber zu geben, wie die scheinbare Periodenzahl der Wellen von der Schiffsgeschwindigkeit sowie von dem Auftreffwinkel α der Welle abhängt, sind in den Fig. 71a–73 für die Periodenzahlen 3–11 pro Minute die zugehörigen scheinbaren Periodenzahlen für Schiffsgeschwindigkeiten bis zu 26 Knoten bei Auftreffwinkeln von 10° , 20° , 30° und 40° graphisch dargestellt worden.

Die Wellen sind dabei nur als schräg von hinten auflaufend angenommen. Schräg von vorn kommende Wellen sind zunächst nicht weiter behandelt, da

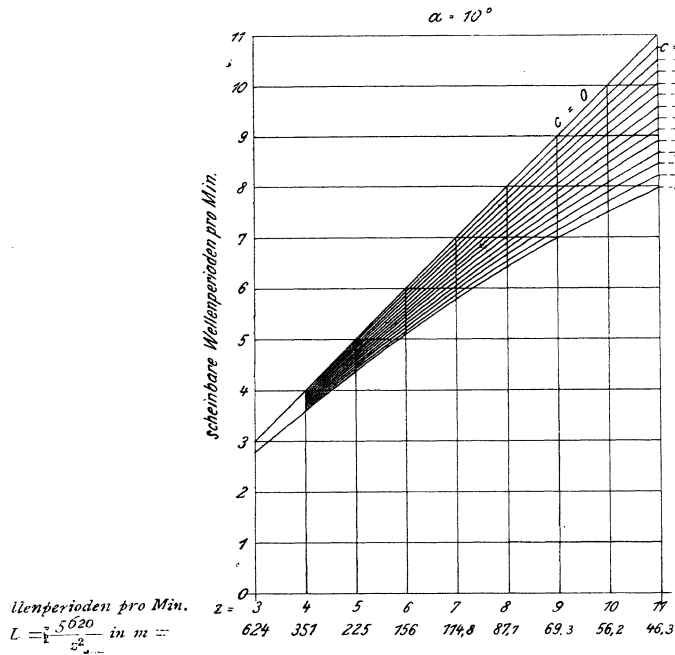


Fig. 71 a.

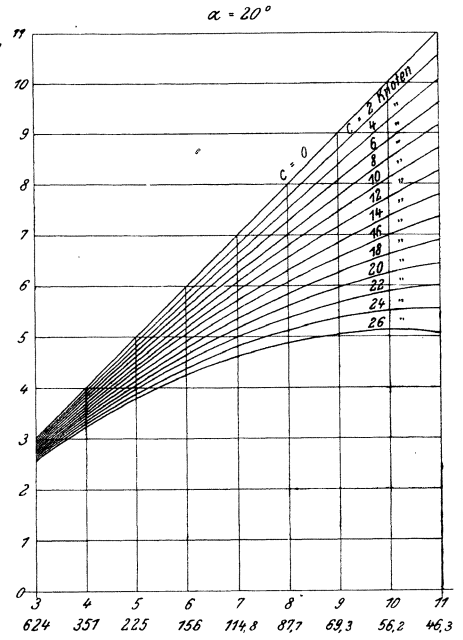


Fig. 71 b.

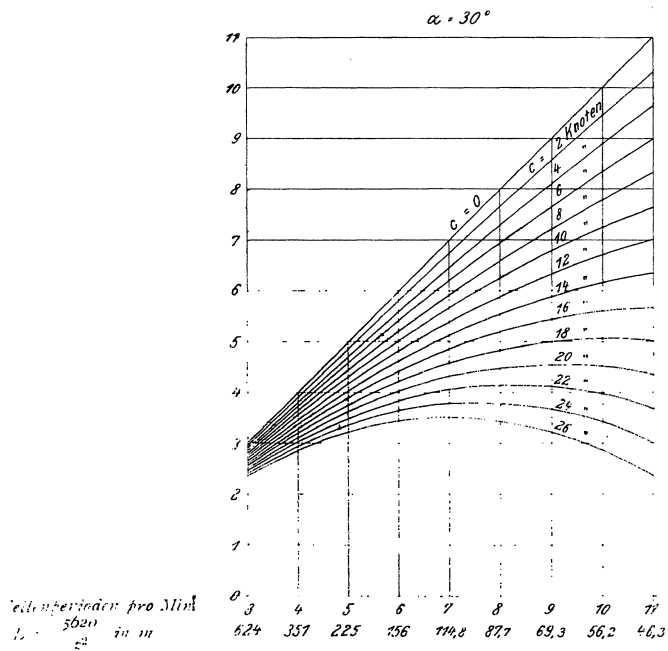


Fig. 72.

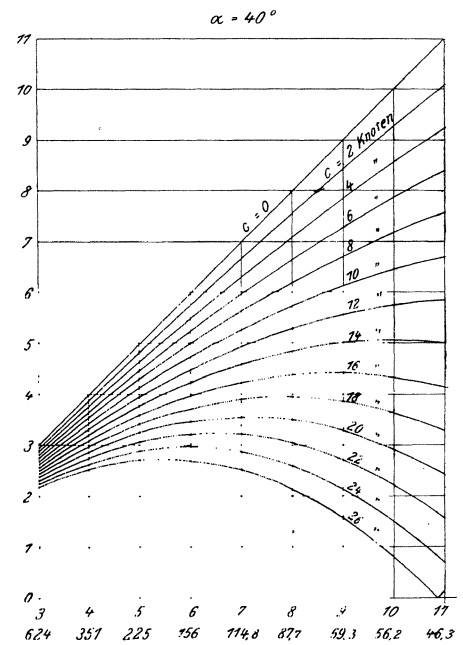


Fig. 73.

durch dieselben die scheinbaren Periodenzahlen vergrößert und dadurch ganz aus dem Bereich der Eigenschwingungszahlen großer Schiffe gebracht werden, für welche wir uns in erster Linie interessieren.

Die Kurven sind nach mehrfacher Richtung hin sehr interessant. Sie zeigen u. a., daß bei schnellen Schiffen und schräg von achtern kommenden Wellen die scheinbare Periodenzahl der Wellen eine starke Erniedrigung, bis auf weniger als die Hälfte der wirklichen Periodenzahl, erfahren kann.

Haben beispielsweise die Wellen eine Periodenzahl von 8 pro Minute, so beträgt die scheinbare Periodenzahl für eine Schiffsgeschwindigkeit von 26 Knoten bei einem

Auftreffwinkel von 20°	etwa	4,8 pro Minute,
„	„	30° „ 3,4 „ „
„	„	40° „ 2,1 „ „

Es würden dann, falls die Eigenschwingungszahl des Schiffes mit einer dieser Periodenzahlen übereinstimmt, infolge der vorhandenen Resonanz die Vorbedingungen für starke Rollbewegungen gegeben sein.

Hierin liegt die Erklärung für die bekannte Tatsache, daß die Schnell-dampfer (die großen Cunarder eingeschlossen) trotz ihrer niedrigen Periodenzahl, die oft unter 3 pro Minute liegt, durch verhältnismäßig kurze, schräg von achtern kommende Wellen in starke Rollbewegungen versetzt werden.

Aus den Kurven kann beispielsweise auch der interessante Spezialfall entnommen werden, daß bei Schiffen von etwa 22 Knoten bei einem Auftreffwinkel von 30° (s. Fig. 72) die wirklichen Periodenzahlen zwischen den Grenzen $6\frac{1}{2}$ und 10 schwanken können, ohne daß die scheinbaren Periodenzahlen wesentlich von einem konstanten Wert von 4 pro Minute abweichen.

Hat ein solches Schiff eine gleiche Periodenzahl, so sind natürlich bei den verschiedensten Seeverhältnissen starke Rollbewegungen zu erwarten, vorausgesetzt, daß der Kurs entsprechend ist.

Man gewinnt ganz allgemein aus den Kurven den Eindruck, daß fast jedes Schiff, möge es eine Periode haben, wie es will, unter Umständen Seebedingungen antreffen muß, wo Synchronismus zwischen den Wellenimpulsen und seiner Eigenschwingungszahl vorhanden ist und Rollbewegungen zu erwarten sind. Natürlich ist die Wahrscheinlichkeit für ein solches Zusammentreffen bei den einzelnen Schiffen verschieden groß.

Um ein Bild darüber zu gewinnen, welchen Einfluß schräg auf ein Schiff treffende Wellen hinsichtlich ihrer Krümmungswirkung auf dasselbe haben, sind graphische Untersuchungen angestellt worden. In Fig. 74 ist eine solche Untersuchung wiedergegeben. Sie ist für einen großen Schnelldampfer durchgeführt, welcher schräg von achtern durch Wellen von 100 m Länge (entsprechend einer Periodenzahl von 7,5) und 5 m Höhe

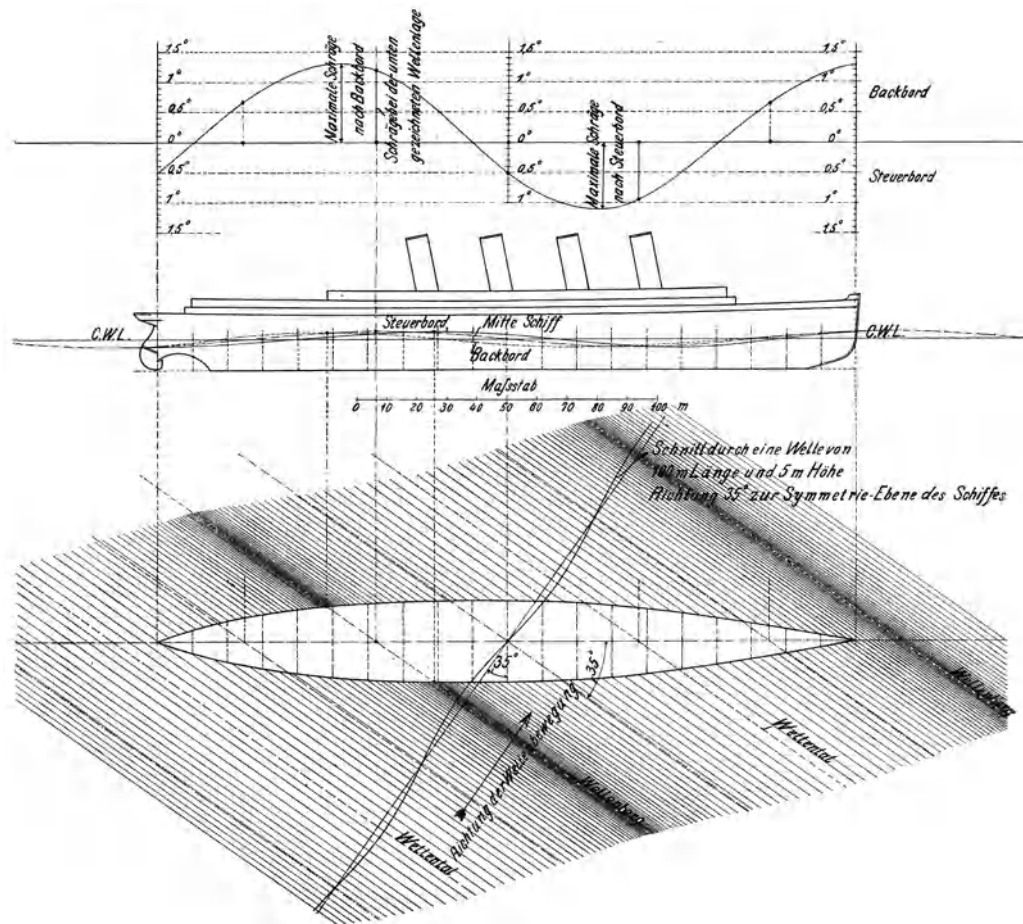


Fig. 74.

(Wellenschräge 8°) bei einem Auftreffwinkel von 35° getroffen wird. Für die Wellenform ist der Einfachheit halber eine Sinoid e gewählt worden, was seine Berechtigung hat, denn durch Einführung der üblichen Trochoide würde am Resultat kaum etwas geändert werden.

Die Darstellung ist wohl ohne weiteres verständlich. Man erkennt in der Seitenansicht des Schiffes die eingetragenen Schnittlinien der Wellenoberfläche mit den beiden Schiffsseiten, und zwar ist die Steuerbordseite durch eine ausgezogene

Linie und die Backbordseite punktiert angedeutet. Oberhalb der Seitenansicht ist eine Kurve gezeichnet, deren Ordinaten den Verlauf der Krängungsmomente wiedergeben, welche durch die Welle in den einzelnen Stadien ihres Fortschreitens auf das Schiff ausgeübt werden. Ausgedrückt sind diese Krängungsmomente durch die auf dem Wege der Rechnung gefundenen Schrägen einer gleichwertigen ideellen Welle, deren Erzeugende parallel zur Schiffsachse gerichtet ist. Es zeigt sich in unserem Falle, daß diese Schräge, welche ein Maß für die Stärke des Impulses der betrachteten Welle darstellt, zwischen einem Maximalwert von $+1,3^\circ$ und einem Minimalwert von $-1,12^\circ$ periodischen, angenähert sinusförmig verlaufenden Schwankungen unterworfen ist.

Eine ideelle Schräge von $1,3^\circ$ ist verhältnismäßig gering; man würde einer solchen schon durch sehr kleine Tanks (entsprechend einer Dämpfungscharakteristik von $\alpha = 1,3^\circ$) begegnen können. Es ist aber zu berücksichtigen, daß obige Untersuchung nur als Beispiel dienen soll und die zugrunde gelegten Werte nur Annahmen waren. Bei Änderung der Wellendimensionen sowie des Auftreffwinkels können auch noch größere ideelle Schrägen entstehen, doch braucht man bei großen Schiffen kaum mit höheren Werten als $2-3^\circ$ zu rechnen.

Wenn auch direkte Wellenschrägen von $8-9^\circ$ hin und wieder beobachtet sind, so lehrt doch die seemännische Erfahrung, daß ein diesen Schrägen entsprechender Zuwachs des Ausschlagwinkels pro Doppelschwingung nicht vorkommt. Vielfaches Beobachtungsmaterial (siehe auch Versuchsmaterial unter „Praktische Erprobungen“) ergibt, daß ein Zuwachs von $5-6^\circ$ für eine Doppelschwingung entsprechend einer ideellen Wellenschräge von 2 bis $2,5^\circ$ ¹⁾ nur sehr selten erreicht wird. Die Erklärung hierfür liegt kurz darin, daß große Schiffe infolge der ungleichmäßigen Form der Wellen immer nur für einen Bruchteil ihrer Länge der Impulswirkung derselben unterworfen sind, selbst wenn dieselben quer einkommen. Bei schräg von achtern auflaufenden Wellen ist die resultierende ideelle Schräge naturgemäß noch geringer, wie das obige Beispiel lehrt. Die Vergrößerung des Formwiderstandes durch die Fahrtgeschwindigkeit spielt auch eine gewisse Rolle (siehe White).

Apparate für die Aufzeichnung der Schlingerbewegungen.

Für die praktischen Erprobungen war es unerlässlich, zuverlässige Apparate zum Aufzeichnen der Schlingerbewegungen zu haben. Es wurden zwei verschiedene Systeme benutzt, und zwar zunächst der

¹⁾ Siehe Modellschlingerversuche.

Liniendiagraph nach Wellenkamp.

Derselbe besteht aus einem photographischen Apparat, der durch einen senkrechten Schlitz hindurch die Schwingungen des Schiffes gegenüber dem festen Meereshorizont auf einem gleichmäßig fortbewegten Filmstreifen aufzeichnet. (Nähere Beschreibung siehe Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft 1910.)

Der Liniendiagraph ist absolut zuverlässig. Er wurde gelegentlich der später beschriebenen praktischen Erprobungen mit dem Heizölfahrzeug W. 83 benutzt.

Die Umständlichkeit seiner Handhabung an Bord sowie die Schwierigkeit, ihn für lang andauernde Aufzeichnungen einzurichten, ließen den Apparat jedoch nicht für Versuche geeignet erscheinen, die gelegentlich längerer Reisen durch normales Bordpersonal vorgenommen werden müssen. Es muß verlangt werden, daß ein solcher Apparat gelegentlich tagelang Aufzeichnungen macht, ohne daß er besonders bedient zu werden braucht.

Der Liniendiagraph hat außerdem den Nachteil, daß er nur bei sichtigem Wetter benutzt werden kann.

Es wurde daher zu der Konstruktion eines einfachen, bordmäßigen Apparates geschritten, für den ein nach den s. Zt. von Froude zuerst ausgesprochenen Gesichtspunkten konstruiertes Pendel benutzt wurde. Dieser Apparat ist bei den später beschriebenen praktischen Erprobungen hauptsächlich benutzt worden. Er soll in Nachstehendem kurz mit „Schlingerpendel“ bezeichnet werden.

Das Schlingerpendel.

Das Schlingerpendel ist in Fig. 75a sowie auf der Photographie Fig. 75b dargestellt. Es besteht im wesentlichen aus einem auf Schneiden gelagerten Pendel von einer sehr langen Periode von 63 Sekunden entsprechend 0,96 Doppelschwingungen pro Minute. Das Pendel wird gebildet durch einen an den Enden durch gleiche Gewichte beschwerten, balancierartigen Träger a, dessen Schwerpunkt infolge der Anbringung eines kleinen Zusatzgewichtes d etwa 0,8 mm unterhalb der Schneidenkante c liegt.

Das Pendel ist mit seinen Schneiden in einem mit dem Schiff verbundenen Gestell gelagert. Die relativen Drehbewegungen desselben und damit des Schiffes selbst gegenüber dem Pendel werden vermittelt des Schreibzeuges g auf der durch den Elektromotor h bewegten Papiertrommel e aufgeschrieben. Die Wirkungsweise beruht darauf, daß das Pendel infolge seiner großen Trägheit sowie des sehr geringen Abstandes seines Schwerpunktes von der Drehachse seine vertikale Lage im Raum trotz etwaiger Schlingerbewegungen des Schiffes genau beibehält, sobald

die Periodenzahl des letzteren mindestens die doppelte derjenigen des Pendels beträgt. Da bei den Schlingerbewegungen der Schiffe ausschließlich über $2\frac{1}{2}$ pro Minute liegende Periodenzahlen vorkommen, so können die durch den Apparat

Schlingependel.

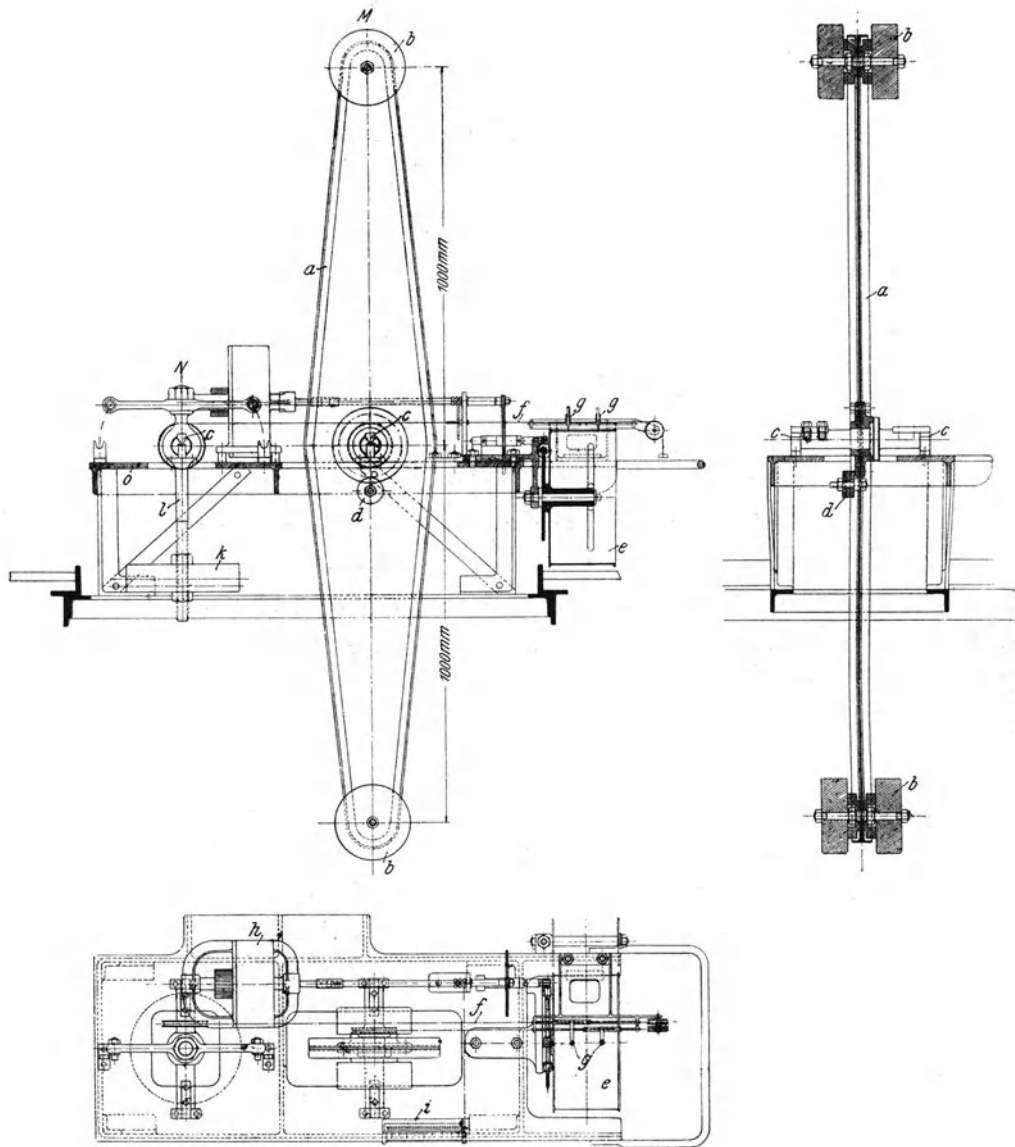


Fig. 75a.

aufgezeichneten Diagramme durchaus als zuverlässig und fehlerfrei bezeichnet werden, was auch die im Auftrage der Kaiserlichen Marine mit dem Apparat vorgenommenen Vergleichsversuche bewiesen haben.

In Fig. 75a ist noch ein kleines Pendel N zu erkennen, das eine Periodenzahl von 50 pro Minute besitzt und ebenfalls seine relative Bewegung zum Schiff auf der Papiertrommel e aufzeichnet. Dieses Pendel wurde bei einigen Versuchen vergleichsweise benutzt. Die Aufzeichnungen ergaben aber häufig so große, durch die seitlichen Beschleunigungen hervorgerufene Abweichungen von

Schlingependel.

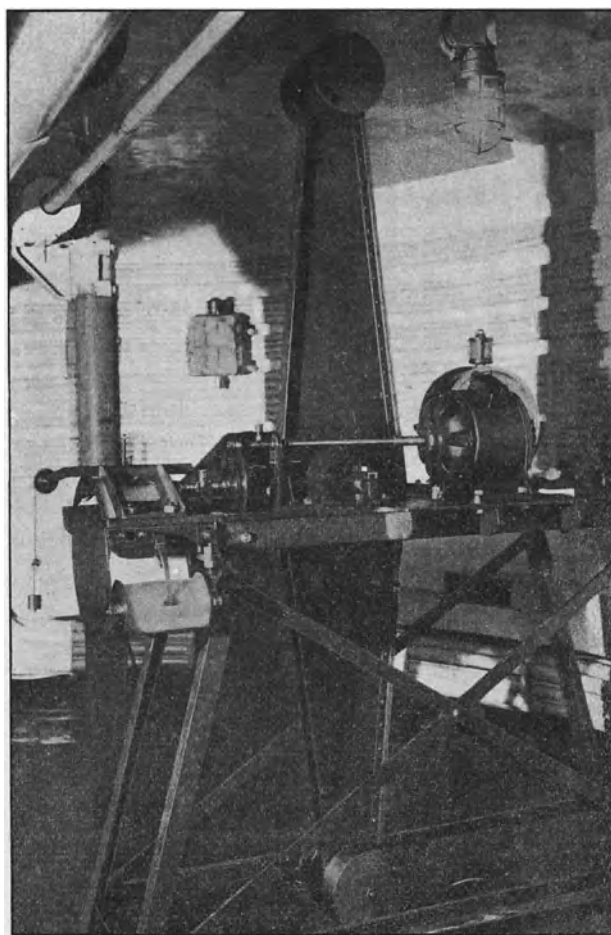


Fig. 75b.

den tatsächlichen, durch das große Pendel aufgezeichneten Werten ¹⁾, daß dieses kleinere Pendel als g ä n z l i c h u n b r a u c h b a r für den vorliegenden Zweck bezeichnet werden muß.

Es muß erwähnt werden, daß auch das große Pendel unter Umständen durch

¹⁾ Siehe beispielsweise Schlingerdiagramm vom 30. März 1910.

seitliche Beschleunigungen beeinflußt werden kann, und zwar sind es die langsamen, durch das Ruderlegen hervorgerufenen Drehbewegungen (Gierbewegungen) um eine senkrechte Achse des Schiffes, welche Eigenbewegungen des großen Pendels verursachen können. Letztere sind, wenn sie auftreten, in dem Schlingerdiagramm als langgezogene Wellenlinien zu erkennen, über welche sich die Schlingerbewegungen des Schiffes überlagern. Sie treten namentlich dann hervor, wenn die Schlingeramplituden verhältnismäßig klein sind. Die Schlingerbewegung muß dann als von dieser Wellenlinie ausgehend gerechnet werden; das Diagramm ist in solchen Fällen so zu korrigieren, daß die lang gezogenen Wellenlinien der Ausschwingungen des großen Pendels in eine gerade Linie ausgestreckt und von dieser aus die Schlingeramplituden abgetragen werden. Dies ist z. B. geschehen in den Diagrammen Fig. 79 in der ersten Reihe in der Mitte, wo die Schlingerkurven punktiert angedeutet sind.

Praktische Erprobungen.

Die erstmalige praktische Erprobung der Einrichtung wurde auf dem bereits erwähnten Heizölfahrzeug W. 83 (446 t Displacement beladen, s. Fig. 66 bis 68) vorgenommen, das von der Kaiserlich Deutschen Marine zur Verfügung gestellt war. Es handelt sich hierbei um ein kleines, sehr steifes Schiff mit der hohen Periodenzahl von 10,75 pro Minute. Mit dem Schiff sind nach erfolgtem Einbau des Tanks zunächst Ausschwingungsversuche im Werfthafen von Blohm & Voß, und zwar bei ausgeschalteten und eingeschalteten Tanks vorgenommen worden. Diese Versuche (s. Kurven Fig. 78) ergeben, daß das ungedämpfte Schiff etwa 12 Schwingungen, das durch den Tank gedämpfte Schiff etwa 2 Schwingungen gebraucht, damit sich der Neigungswinkel von 10° auf 2° verringert.

Mit dem Fahrzeug sind in der weiteren Folge mehrere Versuchsfahrten in der Nordsee bzw. der Außenjade unternommen worden.

In Fig. 76 und 77 sind zwei am 4. Februar bzw. 26. März 1909 mit dem Liniendiagraph genommene, charakteristische Diagramme wiedergegeben. Aus denselben geht hervor, daß bei eingeschaltetem Tank die Ausschläge der Schlingerbewegung durchschnittlich nur ein Drittel der Ausschläge bei ausgeschaltetem Tank betragen haben, womit die große Wirksamkeit der Einrichtung für die zur Zeit des Versuches vorhanden gewesenen Meeresbedingungen klar erwiesen war.

Es muß aber bemerkt werden, daß bei den umfangreichen Versuchen auch Fälle vorgekommen sind, wo die Dämpfung wesentlich geringer gewesen ist, und

zwar besonders bei sehr hohen, quereinkommenden Wellen. Es ist dies zurückzuführen auf die ungenügende Bemessung des Tanks, der nur für eine in diesem Fall nicht ausreichende Dämpfungscharakteristik von $2,45^\circ$ berechnet war.

Bei der Beurteilung der Versuche ist zu berücksichtigen, daß es sich in dem vorliegenden Fall um ein kleines, unverhältnismäßig steifes Schiff handelt, dessen hohe Periodenzahl von 10,75 pro Minute fast übereinstimmt mit den Wellenperioden (9—10), die hauptsächlich in der flachen Außenjade, wo die Versuche stattfanden, vorkommen. Das Schiff mußte daher zur Herbeiführung der Resonanz beinahe breitseits zu den Wellen gelegt werden, wodurch es fast ganz unter den Einfluß der tatsächlichen Wellenschrägen gebracht wurde. Die als Maß für die Wellenimpulse dienende resultierende, ideelle Wellenschräge nahm daher große Werte an.

Aus den bei ungedämpftem Schiff genommenen Diagrammen sind Zuwachswerte zwischen den einzelnen Schwingungsausschlägen bis zu 11° festgestellt worden, woraus auf stattgefundene Wellenimpulse entsprechend ideellen Wellenschrägen von über 4° geschlossen werden kann. Um diesem zu begegnen, hätten die Tanks für eine Charakteristik von $4\text{—}5^\circ$ bemessen werden müssen.

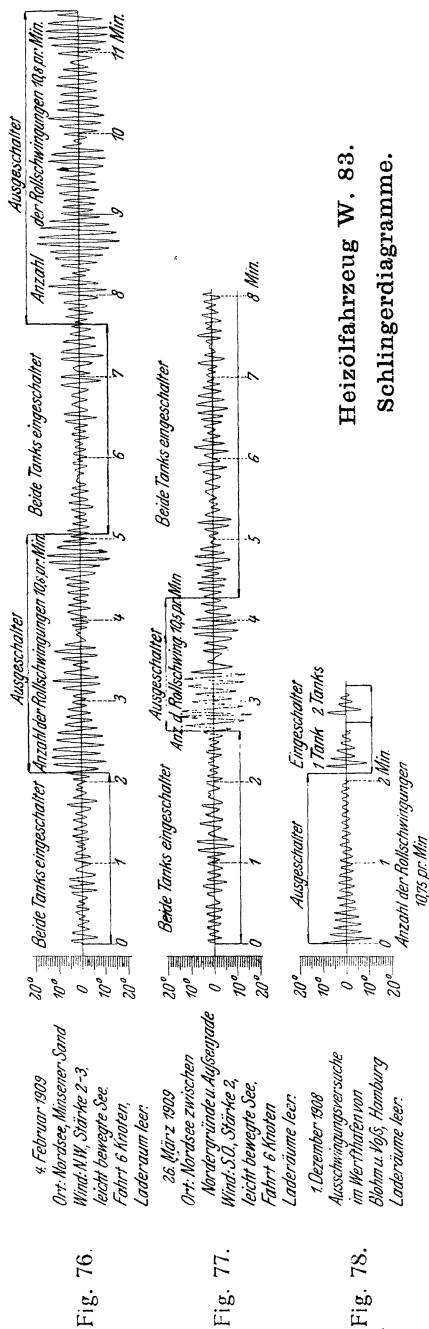
Es ist wohl ohne weiteres klar, daß die Versuche mit dem kleinen Heizölfahrzeug nicht maßgebend sein konnten für das Verhalten der Einrichtung auf großen Schiffen, für welche sie in erster Linie bestimmt ist.

Es wurde daher der Einbau der Dämpfungstanks auf dem schon erwähnten schnellen Schiff von 18 500 t Displacement beschlossen. Mit diesem Fahrzeug, das ebenfalls eine große Steifigkeit und infolgedessen eine im Verhältnis zu seiner Größe hohe Periodenzahl von 5,4 pro Minute besitzt, sind auf einer Probefahrt in der Nordsee bei starkem Seegang Versuche gemacht worden, deren mit dem Schlingerpendel aufgenommene Resultate in Fig. 79 wiedergegeben sind.

Das Schlingerpendel konnte an einem sehr günstigen Ort, angenähert im Systemschwerpunkt aufgestellt werden.

Die in dieses Schiff eingebauten Tanks, welche dem Rechnungsbeispiel Nr. 2 entsprechen, konnten, wie bereits erwähnt, aus schiffbaulichen Gründen nur für eine Dämpfungscharakteristik von $0,835^\circ$ bemessen werden. Man hätte dieselbe im Sinne früherer Ausführungen mindestens doppelt so groß wählen müssen, um bei allen Seeverhältnissen ausreichende Dämpfung zu gewährleisten. Dennoch ist auf der angeführten Versuchsfahrt, welche bei hohem Seegang stattfand, eine Abdämpfung der Schlinger-

ausschläge bis zu 43 % im Mittel erzielt worden. Der Versuch wurde in der Weise durchgeführt, daß an dem betreffenden Tage nachmittags zwischen 3 Uhr 55 Min.



Heizölfahrzeug W. 83.
Schlingerdiagramme.

Schnelles Schiff von 18500 t Depl. Schlingerdiagramme.

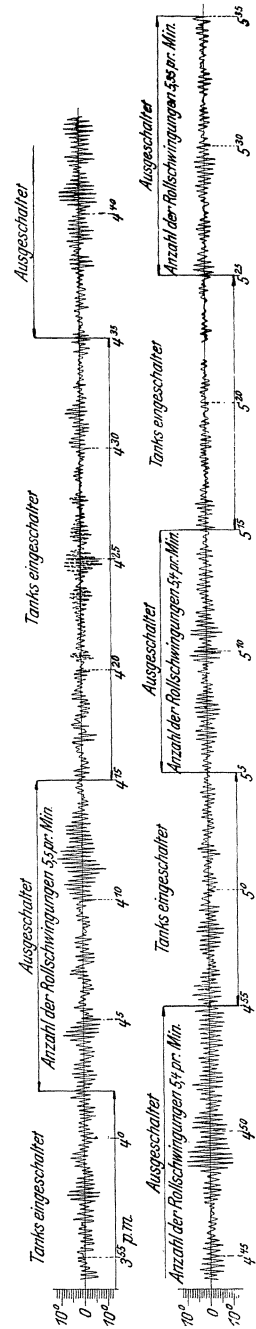


Fig. -79.

und 5 Uhr 35 Min. das Schiff genau auf Kurs gehalten und die Tanks in regelmäßigen Zwischenräumen von 20 bzw. 10 Minuten ein- und ausgeschaltet wurden.

Das Schiff hatte eine Geschwindigkeit von etwa 20 Knoten, die Wellen

liefen ungefähr unter einem Auftreffwinkel von 25° von achtern auf und hatten eine zwischen 5 und 6 liegende scheinbare Periodenzahl.

Aus den Diagrammen lassen sich Zuwachswerte zwischen den einzelnen Schwingungen bis zu $4,8^\circ$ herausmessen, entsprechend einer ideellen Wellenschräge von $1,9^\circ$, welcher Wert weit oberhalb der $0,835^\circ$ betragenden Dämpfungscharakteristik der Tanks liegen.

Wenn auch die Einrichtung sich auf dem vorgenannten Schiff mit Rücksicht auf die Sachlage nicht in ihrer vollen Wirksamkeit zeigen konnte, so haben die Versuche doch den Beweis für die Richtigkeit der stattgefundenen Überlegungen und Berechnungen erbracht.

Es wird geplant, mit dem betreffenden Fahrzeug noch weitere eingehende Versuche anzustellen, besonders auch in bezug auf das Verhalten bei weniger starkem Seegang, die zweifellos eine recht günstige Wirkung der Tanks zeigen werden.

Die dritte, bisher bedeutungsvollste Erprobung der Erfindung fand statt auf den schon erwähnten Passagierdampfern „Ypiranga“ und „Corcovado“ der Hamburg-Amerika-Linie. Diese im übrigen ausgezeichneten Schiffe waren mit Schlingerkielen von 300 mm Höhe über ca. $\frac{2}{3}$ der Schiffslänge ausgerüstet, standen jedoch in dem Rufe, sehr stark zu schlingern und bildeten infolgedessen geeignete Erprobungsobjekte.

Es wurde zunächst die „Ypiranga“ (s. Fig. 62–65) mit den Tanks ausgerüstet. Der Einbau erfolgte im Februar 1910 durch die Werft von Blohm & Voß innerhalb der sehr kurzen Zeit von 4 Wochen.

Schon auf der ersten, Ende März 1910 erfolgten Ausreise des Schiffes nach dem Einbau, an der eine Anzahl hervorragender nautischer und schiffbautechnischer Sachverständiger teilnahm, ergab sich die vorzügliche Wirksamkeit der Tanks.

Zum Aufzeichnen der Schlingerbewegungen wurde wieder das Schlingerpendel benutzt, das oben im Maschinenraum seinen Platz hatte (siehe Fig. 62).

Die auf der Reise bis Lissabon, besonders im Golf von Biscaya, sowie an der Nordwestküste von Spanien genommenen Diagramme sind in den Fig. 80–84 dargestellt. Aus denselben geht hervor, daß die Tanks häufig ein- und ausgeschaltet wurden, daß sich aber immer nach Einschalten der Tanks sofort eine fast vollkommene Abdämpfung der Schlingerbewegungen gegenüber dem ungedämpften Schiff ergeben hat.

Wenn auch die größten auf dieser Reise beobachteten Schlingeraussschläge für das ungedämpfte Schiff nur $6-7^\circ$ nach jeder Seite betragen haben, so standen doch alle an dieser Fahrt teilnehmenden Sachverständigen unter dem Eindruck, daß die Einrichtung aus dem vorher unruhigen, zum Schlingern neigenden Schiff ein absolut ruhiges, brillantes Seeschiff gemacht hatte, und es wurde infolgedessen beschlossen, auch sofort das Schwesterschiff „Corcovado“ mit den Tanks auszurüsten. Die Ausrüstung erfolgte gleichfalls durch die Firma Blohm & Voß Ende April bezw. Anfang Mai 1910.

Auf den beiden Schiffen „Ypiranga“ und „Corcovado“ sind nun auf den folgenden Reisen nach Südamerika häufig Versuche gemacht worden, deren Resultate wieder durch das Schlingerpendel aufgezeichnet wurden. Einige der charakteristischen Diagramme sind in den Fig. 85—93 wiedergegeben. Sie bestätigen nach jeder Richtung hin die glänzende Wirksamkeit der Tanks. Es wurden Schlingeraussschläge bis zu 11° nach jeder Seite für das ungedämpfte Schiff durch die Tankwirkung reduziert bis auf $2-2\frac{1}{2}^\circ$.

Die ungünstigsten, aus den Diagrammen festzustellenden Zuwachswerte zwischen den einzelnen Schwingungsaussschlägen betragen nur etwa 3° entsprechend einer ideellen Wellenschräge von etwa $1,2^\circ$. Die Abdämpfung der auf diesen Fahrten beobachteten Schlingerbewegungen hätte also schon durchweg auch durch einen der beiden Tanks bewirkt werden können, von denen jeder, wie bereits früher erwähnt, eine Dämpfungscharakteristik von etwa 2° besitzt. Die Richtigkeit dieser Annahme wird bestätigt durch Versuche am 21. Mai 1910 mit dem Dampfer „Corcovado“ zwischen Lissabon und Teneriffa und am 6. Juni 1910 mit dem Dampfer „Ypiranga“ im Golf von Biscaya, bei denen schon der hintere Tank allein eine vollkommene Abdämpfung herbeiführte.

Die gewonnenen Diagramme sind auch nach anderer Richtung hin interessant, indem aus ihnen ersehen werden kann, wieviele Wellenimpulse praktisch hintereinander mit angenähert gleicher Periode das Schiff treffen können, um die größte Schlingeramplitude zu erzeugen. Aus verschiedenen Stellen der Diagramme kann man entnehmen, daß man mit 4—5 Impulsen hierfür rechnen darf. Es ist dies ein wichtiges Ergebnis insofern, als man bisher geneigt war, höchstens drei gleichperiodische Wellenimpulse als praktisch hintereinander das Schiff treffend anzunehmen.

Ganz allgemein sei bemerkt, daß auf diesen Fahrten der Einfluß der Tanks auf das Wohlbefinden der Passagiere ein außerordentlich günstiger gewesen ist und daß auf Grund dieser Versuche, die übrigens noch fortgesetzt werden, die Hamburg-Amerika-

Additional material from *Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft*,
ISBN 978-3-642-90183-6 (978-3-642-90183-6_OSFO6),
is available at <http://extras.springer.com>



Linie beschlossen hat, ihren neuesten großen Passagierdampfer von über 55 000 t Deplacement noch nachträglich mit den Schlingertanks auszurüsten.

Auch mit anderen Reedereien werden Verhandlungen gepflogen wegen Einbaus der Tanks.

Schlußfolgerungen.

Die vorstehenden Ausführungen lassen sich hinsichtlich ihrer Konsequenzen kurz folgendermaßen zusammenfassen.

Durch die Anwendung der vorgelegten Erfindung ist zum erstenmal die Möglichkeit gegeben, Schiffe beliebiger Größe und von weitgehender Steifigkeit so zu bauen, daß sie allen Anforderungen bezüglich Stetigkeit gegenüber Rollbewegungen entsprechen.

Dies ist von besonderer Bedeutung auch insofern, als es in Zukunft bei der Dimensionierung von Schiffen, speziell Passagierschiffen, nicht mehr so ängstlich darauf ankommt, dieselben so rank wie möglich zu machen, um sogenannte in sich stetige Seeschiffe zu erzielen. Man hat nunmehr bei Anwendung der Schlingertanks in der Bemessung der Schiffsbreite, durch welche ja die Stabilität in erster Linie bedingt ist, einen viel größeren Spielraum nach oben. Dieser Punkt ist besonders in der Jetztzeit von ganz enormer Bedeutung aus dem Grunde, weil bei dem sich mehr und mehr bemerkbar machenden Hindrängen auf immer größere Schiffe nur noch die Breiten und Längen wachsen können, nicht aber die Tiefgänge, welche mit Rücksicht auf die beschränkten Wassertiefen in den Häfen und Flußmündungen kaum noch vergrößert werden können.

Die für die Wirksamkeit der Tanks erforderliche Wassermenge wächst bei sonst gleichem Schiffscharakter natürlich mit der Vergrößerung der Schiffsbreite, und es wird Sache der Rechnung sein, festzustellen, welche Verbreiterung ohne zu große Abmessungen der Tanks noch vorteilhaft erscheint.

Durchgeführte Rechnungen haben ergeben, daß es möglich ist, moderne Passagierdampfer mit den üblichen hohen Aufbauten bis zu Breiten von 40 m und darüber bei einem Tiefgang von 10,5—11 m noch sehr gut mit Hilfe der Schlingertanks als vollkommen stetige Schiffe zu bauen, ohne daß die aufzuwendenden Wassermengen in den Tanks eine zulässige Größe von 1,3 bis 1,5% des Deplacements überschreiten.

Als weitere Vorteile der durch die Tanks bewirkten Dämpfung seien erwähnt die geringere Einbuße an Schiffsgeschwindigkeit bei ungünstigen Seeverhältnissen, die Abnahme in der Querbeanspruchung des Schiffskörpers, sowie die bessere Steuer- und Manövrierfähigkeit.

Die Tanks haben auch den Vorzug, daß sie sich nachträglich einfach und mit verhältnismäßig geringen Kosten in vorhandene Schiffe einbauen lassen und diese dadurch in ihren Seeigenschaften wesentlich verbessern.

Das Einbaugewicht der Tanks selbst ist im Verhältnis zum Schiffsgewicht gering. Bei Beurteilung des Gewichtsbedarfs an Tankwasser ist zu berücksichtigen, daß dasselbe natürlich nur dann gefahren zu werden braucht, wenn Schlingerbewegungen auftreten, bzw. zu erwarten sind.

Zur Füllung der Tanks kann auch Frischwasser, das für Bordzwecke sowieso mitgeführt wird, oder auch flüssiger Brennstoff (Oel), falls solcher vorhanden ist, benutzt werden.

Wenn in Vorstehendem in erster Linie die Anwendung der Schlingertanks auf Handelsschiffen betrachtet worden ist, so steht es außer Frage, daß dieselben auch für Kriegsschiffe von großer Bedeutung sein müssen. So wichtig ein ruhiges Schiff für das Wohlbefinden der Passagiere ist, so wertvoll ist für den Artilleristen eine ruhige Geschützplattform. Da die Wirkung der Artillerie im modernen Seegefecht von ausschlaggebender Bedeutung ist, so muß jede Erhöhung der Trefffähigkeit als eine entscheidende Verbesserung eines modernen Kriegsschiffes betrachtet werden.

Die Anordnung der Schlingertanks auf Kriegsschiffen bietet freilich viele konstruktive Schwierigkeiten, doch wird sich auch hier wie bei allen schiffbaulichen Erwägungen in den allermeisten Fällen ein Kompromiß finden lassen (siehe u. a. angeführtes Beispiel Fig. 69).

Auf dieses interessante und äußerst wichtige Gebiet soll erst näher eingegangen werden, sobald praktische Versuche gemacht sind mit einer neuen Ausführungsform der Erfindung, die sich besonders für Kriegsschiffe eignet. Es wird vorbehalten, hierüber gelegentlich später ausführlich zu berichten.

Theoretischer Anhang.

a) Querschnittsberechnung.

Die allgemeine Pendelgleichung lautet:

$$T = 2 \pi \sqrt{\frac{L_p}{g}} \dots \dots \dots (1)$$

worin

T: die Dauer einer Doppelschwingung,

L_p : die Pendellänge,

g: Beschleunigung der Schwere

bezeichnet. Daraus folgt:

$$L_p = \frac{T g}{4 \pi^2} = \frac{900 \cdot g}{\pi^2 \cdot z^2} \dots \dots \dots (2)$$

worin z die Anzahl der Doppelschwingungen pro Minute bedeutet.

Eine U-förmige Wassersäule von überall gleichem Querschnitt hat bekanntlich dieselbe Schwingungsdauer wie ein Pendel von einer Länge gleich der halben Länge des mittleren Wasserfadens.

Die Berechnung eines Tanks von überall gleichem Querschnitt für ein Schiff gestaltet sich mithin folgendermaßen.

Aus der Eigenschwingungszahl z des Schiffes, die entweder durch Rechnung oder durch Versuche zu bestimmen ist, ergibt sich die Länge eines gleichschwingenden Pendels zu

$$L_p = \frac{900 \cdot g}{\pi^2 \cdot z^2}$$

womit auch gleichzeitig die halbe mittlere Länge des Wasserfadens in einem Tank von überall gleichem Querschnitt gegeben ist.

Da diese Länge bei den praktisch vorkommenden Schwingungszahlen der Schiffe infolge zu geringer Breite derselben nur höchst selten ausführbar ist, muß man die Länge des mittleren Wasserfadens der Schiffsbreite anpassen und die beabsichtigte Schwingungsdauer durch Veränderung der Querschnitte des Verbindungskanals zu erreichen suchen.

Die Aufgabe besteht nun darin, eine Gleichung aufzustellen, aus welcher der Einfluß der Querschnittsveränderung auf die Eigenschwingungszahl der Wassersäule hervorgeht. In Fig. 94 ist eine schwingende U-förmige Wassersäule von überall gleichem Querschnitt in dem Moment dargestellt, in dem das Wasser in dem rechten Schenkel seine höchste Lage hat. Die Geschwindigkeit des Wassers ist dann gleich Null, die Beschleunigung $\frac{d^2 x}{dt^2}$ hat ihren Höchstwert erreicht. Da

dann die inneren Beschleunigungskräfte des Wasserfadens den äußeren, durch die Schwerkraft verursachten Kräften das Gleichgewicht halten, besteht die Gleichung

$$2 F \cdot x_0 \gamma = \frac{2 L_p \cdot F \cdot \gamma}{g} \cdot \frac{d^2 x}{d t^2} \dots \dots \dots (3)$$

Eine ähnliche Beziehung gibt es für die in Fig. 95 dargestellte Wassersäule, die ebenfalls den Querschnitt F in den Seitenschenkeln besitzt, die aber in dem Querkanal verringerte Querschnitte aufweist. Hier ist jedoch der Beschleunigungsdruck für jedes Querschnittselement mit seiner tatsächlichen Beschleunigung und seinem Übersetzungsverhältnis zum Quer-

Fig. 95.

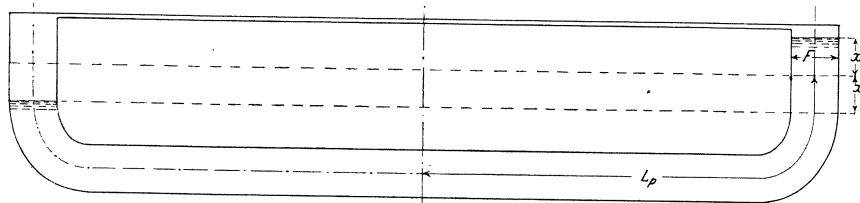
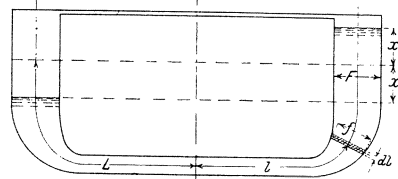


Fig. 94.

schnitt F einzuführen und dann das Integral zu bilden. Die Gleichung lautet alsdann:

$$2 F \cdot x_0 \gamma = 2 \int_0^L \frac{\gamma \cdot f \cdot dl}{g} \cdot \frac{d^2 x}{d t^2} \cdot \left(\frac{F}{f}\right)^2 \dots \dots \dots (4)$$

Wenn die beiden Gleichungen (3) und (4) für Wassersäulen gleicher Schwingungsdauer gelten sollen, dürfen sie kombiniert werden, und es ergibt sich die Beziehung:

$$\frac{2 L_p \cdot F \cdot \gamma}{g} \cdot \frac{d^2 x}{d t^2} = 2 \int_0^L \frac{f \cdot dl \cdot \gamma}{g} \cdot \frac{d^2 x}{d t^2} \cdot \left(\frac{F}{f}\right)^2$$

Diese Gleichung geht über in

$$L_p = \int_0^L dl \cdot \frac{F}{f} \dots \dots \dots (5)$$

Auf Grund dieser Gleichung kann sehr einfach eine Wassersäule mit beliebig ver-

ändertem Querschnitt hinsichtlich ihrer Schwingungsdauer zurückgeführt werden auf eine Wassersäule von überall gleichem Querschnitt.

b) Volumenberechnung des Tanks.

Für das unter dem Einfluß einer Welle stehende, mit Schlingertanks ausgerüstete Schiff kann folgende allgemeine Bewegungsgleichung aufgestellt werden (siehe Fig. 96):

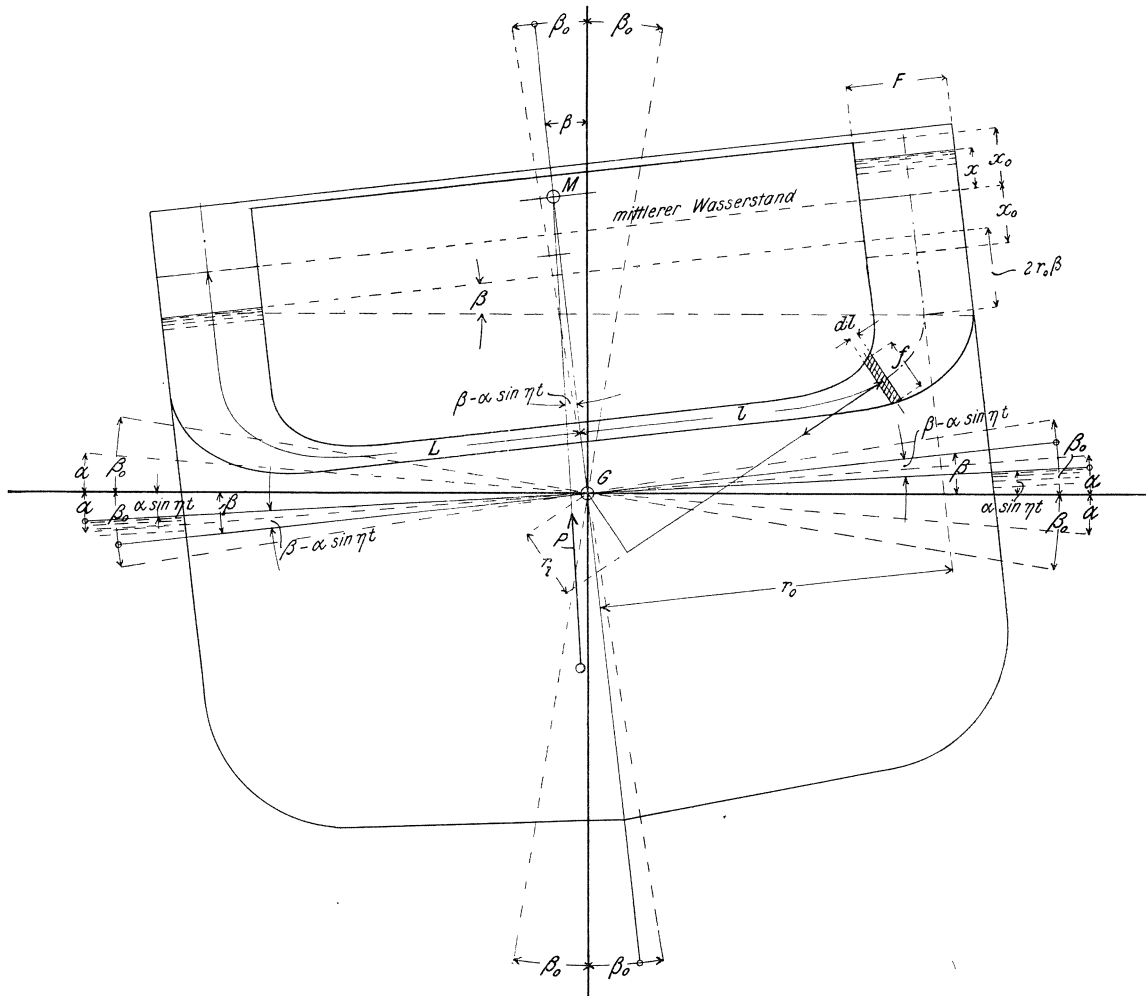


Fig. 96.

$$\begin{aligned}
 & \text{a} & \text{b} & \text{c} & \text{d} & \text{e + f} \\
 & - P \cdot MG \cdot \beta + P \cdot MG \cdot \alpha \sin \eta t + k_1 \frac{d \beta}{d t} - \frac{P \cdot K^2}{g} \cdot \frac{d^2 \beta}{d t^2} + 2 F \cdot \gamma \cdot (x + r_0 \beta) \cdot r_0 \\
 & \text{g} & \text{h} \\
 & + \int_{-(L-x)}^{+(L+x)} \frac{f \cdot dl \cdot \gamma}{g} \cdot \frac{F}{f} \cdot \frac{d^2 x}{d t^2} \cdot r_1 - \int_{-(L-x)}^{+(L+x)} \frac{f \cdot dl \cdot \gamma}{g} \cdot \frac{1}{f} \cdot \frac{df}{dl} \cdot \frac{F^2}{f^2} \cdot \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 \cdot r_1
 \end{aligned}$$

$$+ \int_{-(L-x)}^{+(L+x)} \frac{f \cdot dl \cdot \gamma}{g} \cdot \frac{d^2 \beta}{dt^2} \cdot r_1^2 + \int_{-(L-x)}^{+(L+x)} \frac{F}{f} \cdot \frac{dx}{dt} \cdot k_1 \cdot dl \cdot r_1 = 0 \quad \dots \quad (6)$$

In derselben bedeutet:

P: das Gewicht des Schiffes in Tonnen;

\overline{MG} : metazentrische Höhe in Metern;

α : die Maximalschräge einer auf das Schiff wirkenden Welle (von Sinoidenform);

F: Querschnitt des mittleren Wasserspiegels in den Seitenbehältern in qm ;

f: Querschnitt an einer beliebigen Stelle in der Entfernung l , gemessen in der Mittellinie der Tankquerschnitte von Schiffsmittle aus;

x_0 : größte Steighöhe des Wassers in den Seitenbehältern in Metern, gerechnet vom mittleren Wasserspiegel aus;

γ : Gewicht eines Kubikmeters Wasser;

r_0 : Schwerpunktsabstand des Wassers in den Seitenbehältern von Schiffsmittle in Metern;

z : Anzahl der Eigenschwingungen (Doppelschwingungen) des Schiffes pro Minute;

r_1 : eine von dem Systemschwerpunkt G des Schiffes auf die Bewegungsrichtung der einzelnen Wasserelemente gefällte Senkrechte in Metern;

β : momentaner Neigungswinkel des Schiffes;

x : momentane Wasserstandshöhe im Seitenbehälter über Mittellage;

t : die Zeit in Sekunden;

η : $\frac{\pi}{30} \cdot z$ der Zeitfaktor der Pendelbewegung;

K: Trägheitsradius der Schiffsmasse, bezogen auf den Systemschwerpunkt;

k_1 : ein konstanter Koeffizient für den Formwiderstand des Schiffes gegenüber Rollbewegungen;

k_1 : ein veränderlicher Koeffizient für die Reibung des Tankwassers an den Behälterwandungen.

In der Gleichung (6) bezeichnet

das Glied a) das statische Gewichtsmoment des Schiffes,

b) das durch die Welle zurzeit auf das Schiff ausgeübte Drehmoment,

c) den Formwiderstand des Schiffes gegenüber Rollbewegungen (direkt proportional der Rollgeschwindigkeit gesetzt);

d) das Beschleunigungsmoment der Schiffsmasse;

- (e + f) das durch die Schwerkraft erzeugte statische Moment des Tankwassers;
- g) das durch die hydrodynamischen Reaktionen des Tankwassers (entsprechend seiner Pendelbewegung) auf das Schiff ausgeübte Drehmoment;
- h) das durch die Kontraktionsbeschleunigungen des Tankwassers hervorgerufene Drehmoment;
- i) das durch die Beschleunigungsdrücke des Tankwassers infolge der Schiffsbewegung hervorgerufene Drehmoment;
- k) das durch die Reibungswirkung des Tankwassers an den Behälterwandungen hervorgerufene Drehmoment.

Setzt man nun voraus, daß die Bewegungen des Schiffes sowie diejenigen des Tankwassers im Beharrungszustand vor sich gehen, so können dieselben als nach dem Sinusgesetz verlaufend angenommen werden. Man kann dann folgende Beziehung aufstellen:

$$\beta = \beta_0 \sin(\eta t + \varphi_1)$$

$$x = x_0 \sin(\eta t + \varphi_2).$$

In diesen Gleichungen bezeichnet

β_0 : den größten Ausschlag des Schiffes;

x_0 : den größten Ausschlag des Tankwassers aus der Mittellage;

φ_1 : die Phasenverschiebung des Schiffes gegenüber der Welle;

φ_2 : die Phasenverschiebung des Tankwassers gegenüber der Welle.

Es ergibt sich dann:

$$\frac{d\beta}{dt} = \eta \beta_0 \cos(\eta t + \varphi_1)$$

$$\frac{d^2\beta}{dt^2} = -\eta^2 \beta_0 \sin(\eta t + \varphi_1)$$

sowie

$$\frac{dx}{dt} = \eta \cdot x_0 \cdot \cos(\eta t + \varphi_2)$$

und

$$\frac{d^2x}{dt^2} = -\eta^2 x_0 \sin(\eta t + \varphi_2)$$

Diese Werte in obige Gleichung eingesetzt, ergibt

$$- P \cdot \overline{MG} \cdot \overset{a}{\beta_0} \sin(\eta t + \varphi_1) + P \cdot \overline{MG} \cdot \overset{b}{\alpha} \sin \eta t + \overset{c}{k_1} \cdot \eta \cdot \beta_0 \cos(\eta t + \varphi_1)$$

$$+ \frac{P \cdot K^2}{g} \overset{d}{\eta^2 \beta_0} \sin(\eta t + \varphi_1) + 2 F \cdot \gamma \cdot \overset{e}{x_0} \cdot r_0 \sin(\eta t + \varphi_2) + 2 F \cdot \gamma \cdot r_0^2 \cdot \overset{f}{\beta_0} \sin(\eta t + \varphi_1)$$

$$\begin{aligned}
 & - \frac{F \gamma}{g} \cdot \eta^2 \cdot x_0 \sin(\eta t + \varphi_2) \int_{-(L-x)}^{+(L+x)} r_1 \cdot dl - F^2 \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \eta^2 x_0^2 \cos^2(\eta t + \varphi_2) \int_{-(L-x)}^{+(L+x)} \frac{r_1}{f^2} \cdot \frac{df}{dl} \cdot dl \\
 & + \frac{\gamma}{g} \cdot \eta^2 \beta_0 \sin(\eta t + \varphi_1) \int_{-(L-x)}^{+(L+x)} f \cdot dl \cdot r_1^2 + F \cdot \eta \cdot x_0 \cos(\eta t + \varphi_2) \int_{-(L-x)}^{+(L+x)} \frac{k_1}{f} \cdot dl \cdot r_1 = 0 \quad (7)
 \end{aligned}$$

Da uns nun in erster Linie der Fall der Resonanz zwischen Welle und Schiff interessiert, kann auf Grund der Resonanzgesetze

$$\varphi_1 = \frac{\pi}{2}$$

gesetzt werden. Da dann gleichzeitig auch zwischen Schiff und der Tankwassersäule (infolge der Übereinstimmung der Schwingungszahlen) Resonanz besteht, kann ferner gesetzt werden:

$$\varphi_2 = \varphi_1 + \frac{\pi}{2} = \frac{\pi}{2} + \frac{\pi}{2} = \pi.$$

Diese Werte in Gleichung (7) eingesetzt, gibt:

$$\begin{aligned}
 & - P \cdot \overline{MG} \cdot \beta_0 \cdot \cos \eta t + P \cdot MG \cdot \alpha \sin \eta t - k_1 \eta \beta_0 \sin \eta t + \frac{P \cdot K^2}{g} \cdot \eta^2 \beta_0 \cos \eta t \\
 & - 2 F \cdot \gamma x_0 r_0 \sin \eta t + 2 F \cdot \gamma r_0^2 \cdot \beta_0 \cos \eta t + \frac{F \gamma}{g} \eta^2 x_0 \sin \eta t \int_{-(L-x)}^{+(L+x)} r_1 \cdot dl \\
 & - F^2 \frac{\gamma}{g} \eta^2 x_0^2 \cos^2 \eta t \int_{-(L-x)}^{+(L+x)} \frac{r_1}{f^2} \cdot \frac{df}{dl} \cdot dl + \frac{\gamma}{g} \cdot \eta^2 \beta_0 \cos \eta t \int_{-(L-x)}^{+(L+x)} f \cdot dl \cdot r_1^2 \\
 & - F \cdot \eta \cdot x_0 \cos \eta t \int_{-(L-x)}^{+(L+x)} \frac{k_1}{f} \cdot dl \cdot r_1 = 0 \dots \dots \dots (8)
 \end{aligned}$$

Diese Gleichung besteht für alle Werte von ηt , also auch für $\eta t = 0$ und $\eta t = \frac{\pi}{2}$

Wird $\eta t = 0$ gesetzt, so geht Gleichung (8) über in

$$\begin{aligned}
 & - P \cdot \overline{MG} \cdot \beta_0 + \frac{P \cdot K^2}{2} \cdot \eta^2 \beta_0 + 2 F \gamma \cdot r_0^2 \beta_0 - F^2 \frac{\gamma}{g} \cdot \eta^2 x_0^2 \int_{-L}^{+L} \frac{r_1}{f^2} \cdot \frac{df}{dl} \cdot dl \\
 & + \frac{\gamma}{g} \cdot \eta^2 \beta_0 \int_{-L}^{+L} f \cdot dl \cdot r_1^2 - F \cdot \eta x_0 \int_{-L}^{+L} \frac{k_1}{f} \cdot dl \cdot r_1 = 0 \dots \dots (9)
 \end{aligned}$$

In dieser Gleichung müssen, da bei Resonanz das Schiff reine Pendelschwingungen ausführt, die Glieder a (statisches Gewichtsmoment) und d (Moment der Beschleunigungsdrücke) zusammen gleich Null sein.

Ferner kann das Glied h praktisch gleich Null gesetzt werden, in der Voraussetzung, daß die Tankform zur Mittelebene des Schiffes symmetrisch angenommen ist. In diesem Falle heben sich nämlich die durch die Kontraktionsbeschleunigungen hervorgerufenen Momente für beide Schiffseiten auf. Es bleibt somit übrig

$$+ 2 F \gamma \cdot r_0^2 \beta_0 + \frac{\gamma}{g} \eta^2 \beta_0 \int_{-L}^{+L} f \cdot dl \cdot r_1^2 - F \cdot \eta x_0 \int_{-L}^{+L} \frac{k_1 \cdot dl}{f} \cdot r_1 = 0 \dots (10)$$

Hieraus berechnet sich:

$$\beta_0 = \frac{x_0 \cdot F \cdot \eta \cdot \int_{-L}^{+L} \frac{k_1 \cdot dl}{f} \cdot r_1}{\gamma \left(2 F r_0^2 + \frac{\eta^2}{g} \int_{-L}^{+L} f \cdot dl \cdot r_1^2 \right)} \dots \dots \dots (11)$$

Diese Gleichung gibt an, wie der größte Schiffsausschlag abhängt von der größten Tankwassersteighöhe und der Reibung des Wassers an den Behälterwänden. Ist die letztere klein, was der Fall ist bei glatten Wänden und allmählichen Querschnittsübergängen, so ist auch der Schiffsausschlag β_0 klein, d. h. die Abdämpfung ist am größten.

Wird in Gleichung (9) $\eta t = \frac{\pi}{2}$ gesetzt, so geht sie über in

$$P \cdot \overline{MG} \cdot \alpha - k_1 \eta \beta_0 - 2 F \gamma x_0 r_0 + \frac{F \gamma}{g} \eta^2 x_0 \int_{L-x_0}^{L+x_0} r_1 \cdot dl = 0 \dots \dots (12)$$

In dieser Gleichung kann Glied c vernachlässigt werden, da der Formwiderstand des Schiffes bei den abgedämpften Schlingerbewegungen infolge der kleinen Ausschläge nur gering ist.

Wir haben dann

$$P \cdot \overline{MG} \cdot \alpha - 2 F \gamma x_0 r_0 + \frac{F \gamma}{g} \eta^2 x_0 \int_{L-x_0}^{L+x_0} r_1 \cdot dl = 0 \dots \dots \dots (13)$$

Diese Gleichung kann nun zur Berechnung des Tankwasservolumens dienen bei gegebener Wellenschräge und angenommener größter Steighöhe x_0 des Tankwassers in den Seitenbehältern. Vorausgesetzt ist natürlich die vorherige Festlegung der Querschiffsabmessungen des Tanks.

Mit Rücksicht auf die graphische Auswertung des Integrals empfiehlt es sich

$$\int_{(L-x_0)}^{L} r_1 \cdot dl = A_1,$$

und

$$\int_L^{(L+x_0)} r_1 \cdot dl = A_2$$

zu setzen und kann dann geschrieben werden

$$\int_{L-x_0}^{(L+x_0)} r_1 \cdot dl = 2 \left[\int_0^L r_1 \cdot dl + \frac{A_1 - A_2}{2} \right].$$

Dies in die Gleichung (13) eingesetzt, ergibt, indem man gleichzeitig

$$\eta = \frac{30}{\pi} z$$

setzt,

$$P \cdot \overline{MG} \cdot \alpha - 2 F \gamma \cdot x_0 \left[r_0 - 0,001118 z^2 \left(\int_0^L r_1 \cdot dl + \frac{A_1 - A_2}{2} \right) \right] = 0 \dots \dots (14)$$

welche Form sich für eine praktische Verwendung unter Zuhilfenahme des graphischen Verfahrens am besten eignet.

Diskussion.

Herr Geheimer Oberbaurat H ü l l m a n n - Berlin:

Euere Majestät! Königliche Hoheit! Meine Herren! Der Herr Vortragende hat uns auf einem Gebiet von hervorragender Bedeutung und von allgemeinem Interesse eine einfache und elegante Lösung einer schwierigen Aufgabe gebracht, so daß wir schon aus diesem Grunde alle Ursache haben, ihn zu seiner Erfindung und zu seinen Erfolgen warm zu beglückwünschen.

Wenn der W a t t sche Vortrag vor 30 Jahren nicht den gewünschten Beifall gefunden hat, so lag das wohl mit daran, daß die Seeoffiziere, die Seeleute ein offen ausgesprochenes Vorurteil dagegen hatten, freies Wasser absichtlich in ihr Schiff einzulassen. Diesem Grunde wird es wahrscheinlich mit zuzuschreiben sein, daß die Versuche, die praktisch angestellt waren, und die einigen Erfolg geliefert hatten, nicht fortgesetzt wurden. Ja, man hielt es geradezu für gefährlich, in ein Handelsschiff eine solche Einrichtung einzubauen.

Eigentlich war man, wenn man jetzt von rückwärts die Sache besieht, der Lösung gar nicht so fern. Man wußte, daß regelmäßige Impulse dazu gehören, starke Schlingerbewegungen hervorzurufen, und man wußte, daß man durch Änderung des Kurses und der

Geschwindigkeit diese Periode wesentlich beeinflussen konnte. Und doch fehlte an dem klaren Bilde noch ein wesentlicher Strich. Wenngleich bekannt war, daß man ein Pendel durch regelmäßige, im richtigen Takt abgegebene kleine Stöße in starke Bewegungen versetzen konnte, und wenn man sich schon lange damit beschäftigte, die Schwingungen des Schiffes mit denen eines Pendels zu vergleichen, so hatte man doch damals noch vielfach die Ansicht — und man hat sie teilweise heutzutage noch — daß, um ein großes Schiff in heftige Bewegungen zu versetzen, auch eine grobe See notwendig sei. Und doch ist es eigentlich verhältnismäßig leicht, diese Ansicht als nicht richtig nachzuweisen. Ich selbst habe bei einer Fahrt mit dem südamerikanischen Dampfer Cap Vilano in der Biscaya Gelegenheit gehabt, bei mittelstarker See schräg von vorne, einen Dampfer zu beobachten, der mit uns den gleichen Kurs anlag und annähernd die gleiche Geschwindigkeit hatte. Dieser Dampfer schlingerte heftig und tauchte häufig bis zur Relingleiste ein, während wir absolut still lagen. Wenn aber eine ganz schwache, eigentlich nur in der Ferne bestimmbare Ozeandünung, die schräg von achtern auflief, unser Schiff traf, so wurde es in merkbare Schwingungen versetzt. Es ist deshalb wichtig, immer wieder zu betonen, daß die Regelmäßigkeit der Schwingungen, der Takt die erste Rolle spielt, daß die Größe der Schwingungen erst in zweiter Linie kommt, und daß eine quer einlaufende See nur dann ein Schiff in heftige Schlingerbewegungen versetzen wird, wenn zufällig ihre Periode mit der des Schiffes übereinstimmt.

Das Gesetz des Synchronismus, das bewirkt, daß die verhältnismäßig kleinen Wellen eine große Masse in Bewegung setzen, und das Herr Direktor F r a h m angewendet hat, um diese Bewegung zu dämpfen, stört seinerseits wieder die Messung mit dem sonst für diesen Zweck so ausgezeichnet geeigneten Pendel. Es ist nämlich nicht möglich, den Synchronismus zwischen gewissen Schiffsbewegungen, die z. B. durch Ruderlegen hervorgerufen werden, und dem Pendel zu verhindern, und man muß deshalb die Schaulinien, die so schön von dem Pendel aufgezeichnet werden, doch mit gewisser Vorsicht betrachten.

Was nun die Bedeutung der Erfindung anbelangt, so ist wohl kein Zweifel, daß sie ihren Weg machen wird, besonders wohl auf den großen Handelsschiffen, bei Lazarett-schiffen und bei Yachten. Man wird sich allerdings beim Entwurf der großen Personendampfer des Vorteils einer langen Periode, eines langsam schwingenden Schiffes nicht begeben. Der Vorteil liegt darin, daß ein langsam schwingendes Schiff seltener Wellenimpulse von dem gleichen Takt finden wird als ein schneller schwingendes Schiff, weil die Wellen aus der Ruhelage bis zu der höchsten Welle anwachsend entstanden zu denken sind, und die Häufigkeit der großen Wellen mit ihrer Größe abnimmt.

Auch für Kriegsschiffe ist die Erfindung sicher von hervorragender Bedeutung, wenngleich hier die Verhältnisse doch wesentlich anders liegen und sich zum Teil der Erörterung in der breiten Öffentlichkeit entziehen. Schon der Vorteil, daß das gefährliche Austauchen der Unterkante des Panzers durch Milderung der Schlingerbewegungen erschwert oder vielleicht ganz beseitigt wird, ist nicht hoch genug anzuschlagen. Auch der Umstand, daß die Trefffähigkeit erhöht wird, ist sicher von großem Werte, und es ist auch nicht zu unterschätzen, daß die Einrichtung die Möglichkeit gibt, die doch nicht immer ganz see-feste Besatzung frisch an den Feind heranzubringen. Aber es läßt sich auch manches dagegen anführen. Die Einrichtungen der Kriegsschiffe von heutzutage sind eigentlich schon viel zu verwickelt, und trotzdem werden sie immer schwieriger und umfangreicher. Auch die Unterhaltung und Instandsetzung der Kriegsschiffe wird immer schwieriger, zeitraubender und kostspieliger. Es ist deshalb nötig, jede Einrichtung daraufhin zu prüfen, ob sie wirklich den gewünschten Nutzen bringt. Man kann sich wohl künstlich den Fall zurechtlegen, daß von zwei einander gegenüberliegenden Schiffen das mit einer kurzen Periode schon heftig schlingert, während das mit einer längeren Periode still liegt und besser schießen

kann. Aber das werden doch immer Ausnahmefälle sein, und man wird letzten Endes doch durch Wechseln des Kurses und durch Wechseln der Geschwindigkeit oder durch Vereinigung beider Faktoren das Verhältnis wesentlich günstiger gestalten können. Es kommt hinzu, daß der Raum selbst bei unseren großen Kriegsschiffen heutzutage immer noch recht knapp ist, und daß für eine solche Einrichtung ein Platz gefordert werden muß, der durch besonders guten Panzer geschützt wird, weil doch diese Einrichtung gerade im Ernstfalle ihren vollen Nutzen erst zeigen soll, und es kommt schließlich hinzu, daß, wenn auch diese Dämpfungseinrichtung geeignet ist, regelmäßige Schlingerbewegungen um die Längsachse ganz wesentlich zu dämpfen, doch die ruckweisen Bewegungen, die der Schütze nicht erwartet, die durch Ruderlegen und dergleichen hervorgerufen werden, und die Stampfbewegungen, die beide das Treffen oftmals erheblich mehr stören, durch diese Einrichtung nicht gedämpft werden können.

Wenngleich somit durch diese Einrichtung ein vorzügliches Mittel gegeben ist, um, wie die Erfahrung gelehrt hat, aus einem als unbrauchbar verschrieenen Seeschiffe ein geeignetes zu machen, so möchte ich doch dem Schiffingenieur raten, nach wie vor bei der Wahl der Stabilitätsverhältnisse die Augen so weit offen zu machen, wie er nur kann. Die Wahl der richtigen Stabilitätsverhältnisse wird immer schwierig sein, und sie ist deshalb besonders schwierig, weil die Kenntnisse des Meeres und seiner Bewegungen merkwürdigerweise auffallend dürftig sind. Es fehlen zuverlässige Angaben über die Perioden, die Höhe und Länge der Wellen, über die Häufigkeit ihres Vorkommens in den Küstengewässern und in den Ozeanen. Es fehlen Angaben über die Schwingungsperioden der Schiffe in bewegter See und darüber, in welchem Maße sie sich ändern gegen diejenigen, die künstlich im Hafen erzeugt sind, und so vieles mehr. Es wäre also nur zu wünschen, wenn dieses Material, das schließlich doch offen zutage liegt, in möglichst umfangreicher Form gesammelt und zur Verfügung gestellt wird; denn nur durch möglichst viel Material wird es möglich sein, der Wahrheit näherzukommen. (Beifall.)

Herr Dr.-Ing. H o r n - Kiel:

Euere Majestät! Königliche Hoheit! Meine Herren! Wie Herrn F r a h m bekannt ist, habe ich mich teils im Auftrage der Germaniawerft, für deren für die Hamburg-Amerika-Linie gebaute Dampfer „Corcovado“ und „Ypiranga“ der nachträgliche Einbau von F r a h m schen Tanks in Frage und dann auch tatsächlich zur Ausführung kam, teils aus eigenem rein persönlichen Interesse an dem mir wissenschaftlich äußerst interessanten Problem eingehend mit der Frage der Wirkung der Schlingertanks beschäftigt. Es lag natürlich im Interesse der Germaniawerft, ein möglichst selbständiges Urteil von dieser Wirkung im voraus zu gewinnen. Da mir nun der Natur der Sache nach keine anderen Mittel zu Gebote standen, habe ich versucht, vom rein theoretischen Standpunkt an die mir gestellte Aufgabe heranzugehen. Tatsächlich schienen die auf diesem Wege gewonnenen Resultate sich auch recht gut mit denjenigen zu decken, welche wir auf unsere dann folgende Anfrage hin von Herrn F r a h m auf Grund eingehender Modellversuche, die er ja soeben in seinem Vortrag auch beschrieben hat, zugestellt erhielten.

Man hätte aus dieser Übereinstimmung der beiderseitigen Resultate schließen sollen, daß auch die theoretischen Grundanschauungen über die Wirkung der Tanks übereinstimmen müßten. Da machen sich aber doch, wie ich nunmehr aus Herrn F r a h m s Vortrag entnehme, nennenswerte Abweichungen bemerkbar. Merkwürdigerweise ist die Auffassung, die ich mir von der Wirkung der Tanks gebildet habe, geeignet, die hervorragende Erfindung des Herrn Vortragenden, deren Bedeutung überhaupt gar nicht hoch genug angeschlagen werden kann, in noch weiterem Umfange und somit in noch glänzenderem

Lichte zu zeigen als es ohnehin schon geschehen ist. Ich möchte daher diese abweichende Anschauung kurz streifen.

Herr F r a h m geht von der Anschauung aus, daß große Rollbewegungen von Schiffen nur durch Resonanzwirkung zwischen Wellen und Schiff zustande kommen können. Herr F r a h m hat ja natürlich recht, daß für jedes Schiff, auch ein solches mit einer sehr großen Eigenschwingungsperiode, die Möglichkeit vorliegt, daß es mit den Wellenschwingungen trotz deren absolut viel kleinerer Periode in Resonanz gerät, indem eben nicht die absolute sondern die relative Wellenperiode im Verhältnis zum Schiff in Betracht kommt. Wäre der genannte Standpunkt tatsächlich der einzig maßgebende, so hätte Herr F r a h m natürlich ferner recht damit, wie er es getan hat, lediglich dieser Resonanzwirkung durch eine sekundäre Resonanzwirkung entgegen zu arbeiten und allein daraufhin seine Tanks zuzuschneiden.

Ich meine aber doch, daß dieser Standpunkt zu einseitig ist. Aus praktischen Beobachtungen und theoretischen Überlegungen, die man sonst in Fachschriften über die Eigenschaften der Rollbewegungen niedergelegt findet, scheint mit Sicherheit hervorzugehen, daß auch Schwingungen, welche mit Resonanz nichts zu tun haben, eine nicht zu unterschätzende Rolle spielen. Um das gleich hier anzudeuten: alle Schwingungen, welche auf periodische Impulse zurückzuführen sind, kann man sich bekanntlich gewissermaßen in zwei Teile zerlegen: die Eigenschwingungen und die erzwungenen Schwingungen. Von diesen haben die ersteren, wie schon ihr Name sagt, die Periode der Eigenschwingungen des betreffenden Körpers, die letzteren die Periode der äußeren Impulse. Durch die Über-einanderlagerung dieser beiden verschieden periodischen Schwingungen entsteht eine eigentümliche Bewegungsform des Körpers: neben einem periodischen An- und Abswellen der Schwingungen häufig ein unvermitteltes Innehalten, dann wieder ein überraschendes Überholen, Bewegungen, die sich der Natur der Sache nach sehr unangenehm bemerkbar machen müssen, trotzdem sie mit Resonanz nichts zu tun haben, und die übrigens auch rein quantitativ, bei Addition der Amplituden, mit recht ansehnlichen Ausschlägen verbunden sein können. Ich möchte außerdem aus dem Vortrage von Herrn F r a h m selbst einen Beleg dafür anführen, daß auch ohne Resonanz sehr große Ausschläge des Schiffes zustande kommen können. Herr F r a h m hat uns u. a. im Bilde Modellschlingerversuche vorgeführt, bei denen er die Periode der Impulse in sehr weiten Grenzen veränderte. Obgleich also hier in ganz ausgesprochener Weise von Resonanz gar keine Rede sein kann, sind die erzeugten Schwingungen doch gerade hier außerordentlich stark, und, was ferner wunder nehmen muß, die Wirkung der Tanks, die doch eigentlich von Herrn F r a h m s Standpunkt aus betrachtet, sich nur für einen Resonanzzustand recht fühlbar machen könnte, ist gerade hier überraschend energisch.

Ich bin der Ansicht, daß die Wirkung der F r a h m schen Tanks durch eine alleinige Resonanzwirkung bei weitem nicht erklärt wird. Ich bin sogar geneigt anzunehmen, daß diese Resonanzwirkung, deren Vorhandensein mir wohl bekannt war und die in gewissen, meiner Ansicht nach nicht sehr häufigen Fällen tatsächlich auch vorherrschen wird, im allgemeinen doch nur eine Nebenrolle spielt. Ich schreibe die Hauptwirkung der Tanks dem folgenden Umstände zu:

Ich gehe von derselben Anschauung aus, die F ö p p l bei seiner theoretischen Untersuchung der Wirkung des Schiffskreisels vertreten hat. F ö p p l sieht das Hauptcharakteristikum dieser Wirkung in dem Einfluß des Kreisels auf die Ausschwingungen des Schiffes im glatten Wasser und weist nach, daß ein Kiesel diese Schwingungen durch die Phasenverschiebung, die durch die Bremsung zwischen beiden Schwingungen hervorgerufen wird, in äußerst wirksamer Weise dämpft. Nun haben die F r a h m schen Tanks, so verschieden ihre äußere Gestaltung von der des Kreisels auch sein möge, mit diesem doch sehr

viel Verwandtschaft. Es ist im Grunde das gleiche Prinzip. In beiden Fällen versetzen die Schwingungen des Schiffes eine andere im Schiff befindliche bewegliche Masse in Schwingungen, welche ihrerseits eine Rückwirkung auf die Bewegung des Schiffes ausüben. Der Unterschied ist nur, daß die Schwingungsebene des Kreisels längsschiffs, des Wassers der Frahm'schen Tanks querschiffs gerichtet ist. Da aber ein schwingender Kiesel bekanntlich Momente ausübt, die senkrecht zu seiner Schwingungsebene stehen, so ist diese Wirkung eben auch querschiffs gerichtet und kann für die Dämpfung der Querschwingungen des Schiffes benutzt werden.

Es läßt sich nun für die Frahm'schen Tanks eine ganz ähnliche Theorie entwickeln, wie das für den Schlick'schen Kiesel von Föppl getan ist. Das Resultat ist ganz analog, daß nämlich, sobald man gegen die Bewegung des Tankwassers einen Widerstand einschaltet, wie das ja durch die verbindende Luftleitung und das in dieser befindliche Regulierventil tatsächlich geschieht, die Schwingungen, die das Schiff beim Ausschwingen aus einem übergeneigten Anfangszustand ausführt, nach ganz kurzer Zeit völlig zur Ruhe kommen. Für diesen Widerstand läßt sich, ebenso wie für die Bremsstärke beim Kiesel, in jedem Falle ein günstigster Wert ausfindig machen, welcher die Dämpfung zu einem Maximum macht. Es ist daher der Widerstand nicht nur als ein mechanisches Mittel zur Begrenzung des Steigens und Fallens des Tankwassers, sondern als ein unentbehrlicher Faktor für die Regulierung der dynamischen Vorgänge in dem gewünschten Sinne zu betrachten.

Ich will nicht unterlassen, zu erwähnen, daß Herr Frahm diese Dämpfung der Ausschwingungen eines Schiffes im glatten Wasser nicht etwa unbeachtet gelassen hat. Er hat, wie wir aus seinem Vortrage haben entnehmen können, z. B. mit dem Heizölfahrzeug auch praktische Schlingerversuche gemacht. Ich habe aber nicht den geringsten Hinweis darauf gefunden, daß die hierbei zu beobachtende starke Dämpfung auch für das Verhalten des Schiffes im Seegange von der allergrößten Bedeutung ist.

Der Grund nämlich, weshalb die beschriebene Dämpfung der Ausschwingungen eines Schiffes im glatten Wasser ein so wichtiges Merkmal auch für das Verhalten des der Wellenbewegung ausgesetzten Schiffes ist, ist der, daß, wie ich schon erwähnt habe, die durch die Wellenbewegung erzeugten Schwingungen eines Schiffes eine Übereinanderlagerung von Eigenschwingungen und erzwungenen Schwingungen sind. Die Eigenschwingungen aber, die sonst eine durchaus gleichwertige Rolle mit den erzwungenen Schwingungen spielen und häufig, namentlich bei unregelmäßigen Impulsen, diese sogar ganz erheblich überwiegen, werden genau so wie die Eigenschwingungen des Schiffes im glatten Wasser durch die Wirkung der Tanks so energisch getroffen, daß man geradezu von einer Ausschaltung dieser Schwingungen sprechen kann und daß man dann demnach nur noch mit den erzwungenen Schwingungen zu rechnen hat. Ich sehe, wie gesagt, in dieser Ausschaltung der Eigenschwingungen die Hauptwirksamkeit der Tanks, und diese ist, wie aus dem Gesagten hervorgeht, absolut nicht an einen Resonanzzustand zwischen Schiff und Welle gebunden, sondern wird sich jederzeit und unter allen Bedingungen, unter denen überhaupt nennenswerte Schwingungen auftreten, in der energischsten Weise fühlbar machen.

Bei den übrigbleibenden erzwungenen Schwingungen kann man dann von der Resonanzwirkung, die auftritt bei Gleichheit der Periode der Schwingungen der Wellen und des Tankwassers, und auf die Herr Frahm den Hauptwert legt, Nutzen ziehen, aber auch nur dann, wenn das Schiff in Wellen von entsprechender relativer Periode zum Schiff gerät. Auch ist zu bedenken, daß die Dämpfung der Schiffsschwingungen, die aus dieser Resonanzwirkung resultiert, um so größer ist, je kleiner der Widerstand gegen die Bewegung des Tankwassers ist. Wollte man hiervon aber ausgiebigen Gebrauch machen und den Wider-

stand soviel wie möglich verringern, so würde sofort die Dämpfung der Eigenschwingungen aufhören, diese würden wieder in voller Stärke auftreten und das günstige Resultat in Frage stellen.

Geht man von der Anschauung aus, die ich hier in kurzen Zügen entwickelt habe, so ist es durchaus nicht unbedingt nötig, daß die Schwingungsperiode des Tankwassers mit der des Schiffes übereinstimmt. Es mag dies sogar schädliche Folgen haben, indem ebenso wie beim Kreisel eine bestimmte Aufhängung und dementsprechend eine bestimmte Eigenschwingungsperiode als die günstigste für die Dämpfung der Schiffseigenschwingungen sich erweist, es auch eine entsprechende günstigste Schwingungsperiode des Wassers in den Frahm'schen Tanks gibt, und diese dürfte in der Regel nicht mit der Schwingungsperiode des Schiffes übereinstimmen. Es würde zu weit führen, auf diese und andere Einzelheiten näher einzugehen. Jedoch zeigt schon dieser Hinweis, daß die von mir vertretene Auffassung nicht nur theoretisches Interesse hat, sondern sehr wohl auch praktische Bedeutung annehmen kann.

Zusammenfassend möchte ich sagen, daß mir die Wirksamkeit der Frahm'schen Tanks noch weitreichender zu sein scheint, als es aus Herrn Frahm's Vortrag hervorgeht. So merkwürdig es klingen mag: ich muß die vorliegende hervorragende Erfindung gegen die Beschränkung, die ihr von Herrn Frahm selbst auferlegt wird, in Schutz nehmen. Ihr würde nicht die weittragende Bedeutung zukommen, die sie tatsächlich besitzt, wenn sie nur für den Spezialfall der Resonanz zwischen Schiffs- und Wellenschwingungen wirksam und wenn nicht zugleich die viel allgemeinere Dämpfungserscheinung mit ihr verbunden wäre, auf die hinzuweisen ich mir erlaube habe.

Herr Direktor H. Frahm - Hamburg:

Ich möchte zunächst Herrn Geheimrat Hüllmann danken für die Worte, die er meiner Sache gewidmet hat. Herr Geheimrat Hüllmann hat zunächst gesagt, daß das SchlingerpPENDel, welches ich benutzt habe, nicht ganz einwandfrei wäre, daß die Eigenschwingungen desselben leicht irrtümliche Werte geben könnten. Ich möchte betonen, daß dieser Fehler wohl vorhanden ist, daß man ihn aber sofort ausmerzen kann. Das SchlingerpPENDel hat eine Eigenperiode von weniger als einer Doppelschwingung pro Minute. Die Schiffsschwingungen, welche aufzuzeichnen sind, haben aber meistens 3, 4, 5 Doppelperioden in der Minute. Sie werden sich also ohne weiteres abheben von den langsamen Eigenschwingungen des Pendels, falls dieselben hervorgebracht werden sollten durch äußere Einflüsse wie Ruderlegen oder Gierbewegungen des Schiffes infolge quer einkommender Seen. Also dieser Fehler läßt sich ohne weiteres ausmerzen.

Herr Geheimrat Hüllmann hat weiter den Rat gegeben, in Zukunft nur ranke Schiffe zu bauen. Ich möchte ihm da nicht folgen; denn gerade durch meine Erfindung wird es möglich, breite und steife Schiffe zu bauen. Das war bisher nicht möglich, und diesen enormen Vorteil soll man sich doch nicht entgehen lassen.

Im übrigen bin ich ganz mit dem einverstanden, was Herr Geheimrat Hüllmann in bezug auf die Schwierigkeiten gesagt hat, die beim Kriegsschiffsbau vorhanden sind, und die dem Einbauen der Tanks entgegenstehen. Ich bin jedoch der Ansicht, daß man bei einigermaßen gutem Willen auch hier einen Weg finden wird, diese Schwierigkeiten zu beheben.

Ich komme jetzt zu den Worten, welche Herr Diplomingenieur Horn in bezug auf die Theorie der Einrichtung gesprochen hat. Herr Horn hat gesagt, ich hätte mir Beschränkung in der Wertschätzung auferlegt. Ich verstehe diese Äußerung nicht ganz; denn ich glaube, ich habe meine Sache gewürdigt, wie sie es verdient. (Heiterkeit.) Ich möchte betonen, daß es äußerst gefährlich ist, eine Sache rein theoretisch zu behandeln, wie Herr

Horn es gemacht hat. Im günstigsten Falle kann er nur das erreichen, was durch einen Modellversuch erzielt wird. Er müßte dann aber auch sämtliche Koeffizienten, wie Reibungskoeffizienten, Widerstandskoeffizienten usw. mit ihren richtigen Werten in seine Formeln einfügen. Wenn er sich mit dieser Frage beschäftigt hat, muß er aber wissen, daß es so gut wie unmöglich ist, auf Grund theoretischer Überlegungen die Koeffizienten richtig zu wählen und so der Wirklichkeit durch Formeln näherzukommen. Das Experiment entscheidet da unbedingt. Das Experiment muß zuerst vorangehen, und die Theorie muß nachher folgen, um die Wirkungen beim Experiment zu erklären.

Herr Horn hat gesagt, ich hätte mich nur an die Resonanz geklammert. Das ist nicht der Fall. Ich habe, um ein einfaches klares Bild zu geben, in meinem Vortrage den speziellen Fall der Resonanz gewählt, weil die Erklärung der Wirkungsweise der Tanks sonst zu kompliziert geworden sein würde. Die auf Tafel II in Fig. 1—4 dargestellten Kurven, welche in meiner Versuchsanstalt gewonnen worden sind, zeigen das ohne weiteres. In der Mitte sieht man bei der Erregungszahl von 27 (entsprechend 4,27 für das Schiff) die größten Ausschläge des Modells bei reiner Resonanz und ausgeschalteten Tanks. Links und rechts davon ist schon nicht mehr reine Resonanz vorhanden. Man sieht besonders bei den starken Erregungen aber auch hier sehr bedeutende Ausschläge, sogar noch bei etwa 20% Verschiebung von der Resonanz. Nach Einschaltung der Tanks gehen die Ausschläge auf der ganzen Linie bis auf ein geringes Maß zurück. Diese Kurven geben also ähnliches wieder, wie Herr Horn es auf Grund seiner theoretischen Ableitungen gefunden hat. Aber eine genaue Übereinstimmung mit der Wirklichkeit kann er nie erreichen; das kann nur auf dem Wege des Experiments geschehen. Immerhin will ich gern aussprechen, daß Herr Horn die Theorie der Sache im großen und ganzen richtig erfaßt hat. (Heiterkeit.) Er hat mir seine Arbeit vorher zur Durchsicht überwiesen, und ich muß sagen, daß der Gang bei seinen Untersuchungen, rein vom Standpunkte des Theoretikers aus betrachtet, vollkommen richtig gewesen ist. Es fehlten ihm aber die unerläßlichen praktischen Grundlagen, die nur durch das Experiment gewonnen werden können.

Ich bin bestrebt gewesen, in meinem Vortrage die wissenschaftlichen Grundlagen für die Wirkungsweise meiner Einrichtung zu geben sowie ferner auch die theoretischen Unterlagen für die Berechnung derselben.

Eine zweite Frage ist nun die praktische Anwendung. Die Entscheidung hierüber liegt in den Händen derjenigen, die über Schiffe und Einrichtungen von Schiffen zu entscheiden haben. Meines Erachtens ist die Entscheidung bei Handelsschiffen sehr leicht. Der geringe Bedarf an Gewicht und Raum und auch an Kosten für den Einbau wird ohne weiteres bei weitem durch die enormen Vorteile für die Passagiere aufgehoben, sodaß meines Erachtens hier die Bahn für die Anwendung der Tanks ohne weiteres frei ist.

Das zweite wichtige Gebiet der Kriegsschiffe muß natürlich anders behandelt werden. Hier spielt Gewicht und Platz eine viel größere Rolle. Auch greifen da Einrichtungen, wichtige Konstruktionsfragen ein. Wie gesagt, hier muß ein Kompromiß sich finden lassen. Die Vorteile sind zu groß, die zu erreichen sind, als daß man nicht eine Unbequemlichkeit nach anderer Richtung hin in den Kauf nehmen könnte.

Zum Schlusse sei es mir gestattet, darauf hinzuweisen, daß ich die Zeit für die Ausarbeitung meines Vortrages nur einer angestregten Berufstätigkeit abringen konnte. Aber ich hoffe trotzdem, daß ich das Material so vollkommen und umfassend gebracht habe, daß es nicht allein Interesse für heute, sondern auch bleibenden Wert haben möge.

Seine Königliche Hoheit der Großherzog von Oldenburg:

Meine Herren! Die Erfindung des Herrn Direktor Frahm hat für die Gegenwart ein großes Interesse und für die Zukunft die allergrößte Bedeutung, für die Handelsmarine

wie für die Kriegsmarine. Auf den Passagierdampfern wird die Seekrankheit hoffentlich immer mehr verschwinden, und bei den Handelsdampfern hoffen wir, daß ein Übergehen der Ladung zukünftig immer seltener wird. Für die Kriegsschiffe dürfen wir auf einen stabileren Geschützstand hoffen. Somit bringen gewiß alle Fachkreise, die hier vertreten sind, der Erfindung die höchsten Erwartungen entgegen und begleiten sie mit den besten Wünschen für ihre Entwicklung.

Namens der Schiffbantechnischen Gesellschaft möchte ich daher Herrn Direktor Frahm unseren herzlichsten Dank dafür aussprechen, daß er seine wertvolle Erfindung an dieser Stelle zum ersten Mal veröffentlicht hat. (Starker Beifall).

XV. Heißdampfanlagen mit Ventilmaschinen für Schiffsbetrieb.

Vorgetragen von L. Lichtensteiner-Mannheim.

Die Kolbenschiffsmaschine in ihrer Ausbildung als Mehrfach-Expansionsmaschine für Sattedampfbetrieb ist schon seit Jahren auf eine sehr hohe Stufe der Vollkommenheit gelangt, und es erschien nicht gut denkbar, sie noch weiter zu entwickeln.

Es trat infolgedessen auf dem Gebiete des Baues der Kolbendampfmaschine für Schiffsbetrieb eine gewisse Stagnation ein. Mit dem Auftauchen der Dampfturbine als brauchbare Schiffskraftanlage, die wegen ihres Hauptvorzuges, als Rotationsmaschine, namentlich auf Kriegsschiffen sehr schnell Eingang gefunden hat, glaubten weite Kreise das Ende der Kolbenschiffsmaschine gekommen. Die Zeit lehrte aber, daß dies ein Irrtum war. Ähnlich wie auf dem Gebiete der Beleuchtungstechnik die Einführung des elektrischen Lichtes nicht das Ende der Gasbeleuchtung bedeutete sondern eine Weiterentwicklung derselben in so hohem Maße herbeiführte, daß heute Gas und Elektrizität in der Beleuchtungstechnik, jedes für sein Anwendungsgebiet völlig gleichwertig nebeneinander stehen, so bedeutete die Einführung der Dampfturbine für die auf eine nahezu hundertjährige Entwicklung zurückblickende Kolbendampfmaschine nicht das Ende, sondern den Anstoß zu weiterer Entwicklung und Vervollkommnung derselben.

In neuester Zeit trat die Verbrennungskraftmaschine auf den Plan. Mit voller Berechtigung dürfte auch von dieser gesagt werden, daß sie trotz uneingeschränkter Würdigung ihrer besonderen Vorzüge ebenfalls nicht das Ende der Kolbendampfmaschine für den Schiffsbetrieb, sondern nur den Anstoß zu einer kräftigen Weiterentwicklung dieses alten, bewährten Schiffsmotors geben wird.

Die ungefähr gleichzeitig mit dem Auftauchen der Dampfturbine im Schiffsmaschinenbau einsetzende Entwicklung der hochwertigen Kolbenschiffsmaschine mit mehrstufiger Expansion für Sattedampfbetrieb bewegte sich in der Richtung der Einführung des Heißdampfes, welche der bereits auf erstaunliche Erfolge auf dem Gebiete des Landmaschinenbaues und des Lokomotivbaues zurückblickende hochverdiente Begründer des Heißdampfbetriebes, Dr. ing. Wilhelm Schmidt-Cassel, einleitete. Es sind eine stattliche Anzahl von Heißdampfanlagen Schmidtschen Systems mit Kolbenschiffsmaschinen in jahrelangem, vorzüglichem Betrieb an Bord. Diese Heißdampfschiffsmaschinen sind Schiebermaschinen. Wenn schon ein kleinerer Teil solcher, mit entlasteten Kolbenschiebern ausgerüstet, auch bei höheren Dampftemperaturen sich gut bewährt hat, so ist im allgemeinen der Satz zutreffend, daß die vollkommene Heißdampfanlage, d. h. jene, welche bei den höheren Überhitzungsgraden völlige Betriebssicherheit bietet, die Kolbendampfmaschine mit der Ventilsteuerung ist.

Die Heißdampfkolbenmaschine wurde also im Schiffsbetrieb zur Kolbenmaschine mit Ventilsteuerung weiterentwickelt.

Frühzeitig fand die Ventilsteuerung an langsam laufenden Heißdampfmaschinen für Raddampfer Eingang, und zwar war es die Freifallsteuerung von Sulzer, die zur Anwendung kam. Die Seeschiffahrtskreise, die durchweg schneller drehende Schiffsmaschinen vertikaler Bauart verwenden, verhielten sich längere Zeit gegen die Anwendung des Ventiles zurückhaltend. Ein Grund dafür mag darin zu suchen sein, daß der Sprung von der horizontalen stationären Ventilmaschine, die schon in den siebziger Jahren des vorigen Jahrhunderts wegen ihrer Vorzüge in bezug auf geringen Kraftbedarf, bequemes Einstellen und feinfühliges Regulieren eingeführt worden war, zur schrägliegenden, langsam laufenden Raddampfermaschine kein so großer gewesen ist, wie jener von dieser Landmaschine zur vertikalen Maschine der Seedampfer.

Ein weiterer Grund dürfte darin liegen, daß die an Landmaschinen mit Heißdampfbetrieb allgemein verwendete Ventilsteuerung in ihren meisten Systemen für Bordzwecke nicht einfach genug war.

Erst dem Ingenieur Hugo Lentz ist mit Hilfe seiner einfachen Konstruktionen die Eroberung der Seeschiffsmaschine für die Ventilsteuerung gelungen.

Das Ventil ist für die Heißdampfmaschine das gegebene Steuerungsorgan. Es ist ein vollständig runder Körper, der sich bei den hohen Temperaturen gleich-

mäßig ausdehnt und im Gegensatz zum Schieber die Abdichtungsfähigkeit durch kein Verziehen in Frage stellt. Die Dichtungsflächen, die Sitze des Ventils, heben

Schema der Ventilsteuerung, System Lentz.

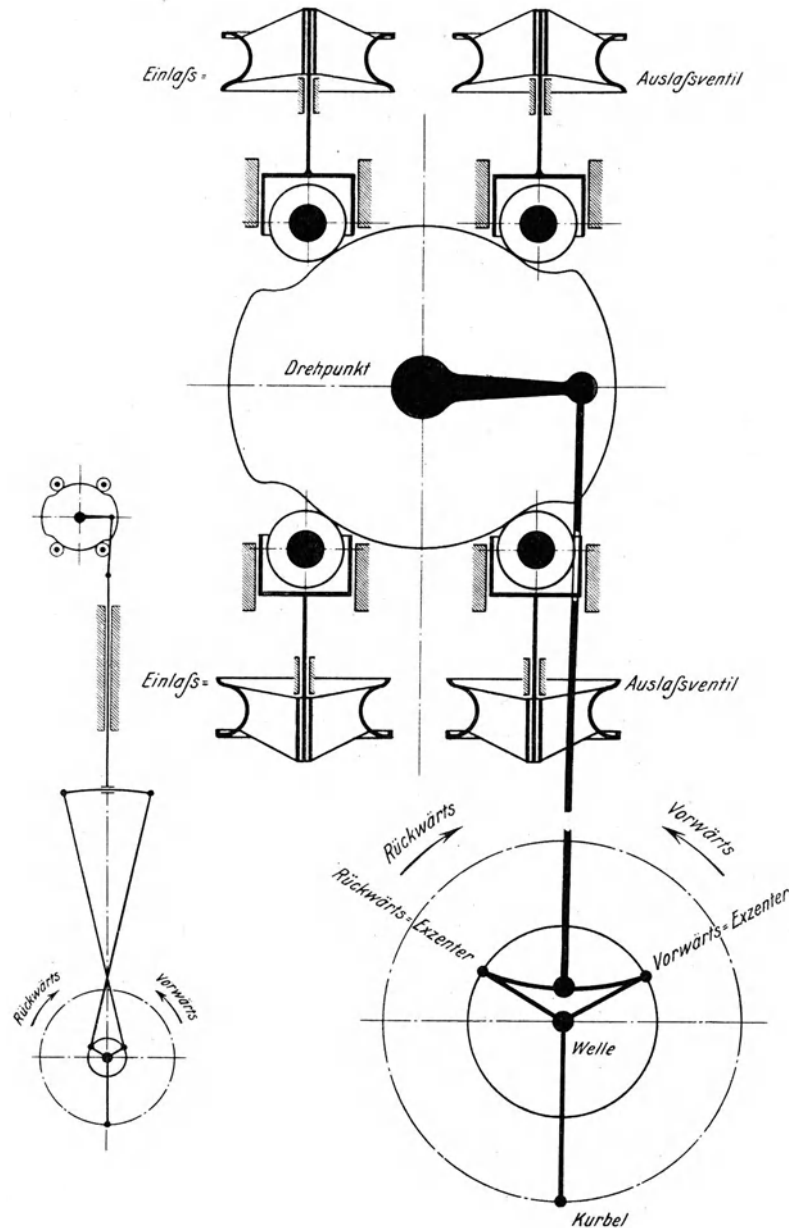


Fig. 1.

sich von den Gegenflächen im Zylinder senkrecht ab, schleifen also nicht aufeinander wie beim Schieber. Es liegt daher keine Gefahr des Verreibens bei ungenügender Schmierung oder der Zersetzung des Öles an den ständig der höchsten

Temperatur ausgesetzten Flächen vor. Das Ventil an sich bedarf überhaupt keiner Schmierung. Zu diesen das Ventil speziell für den Heißdampfbetrieb schätzenswert machenden Vorzügen kommen noch die weiteren Vorzüge, daß das Gewicht und die Dampfbelastung dieses Steuerungsorganes ein geringes und daher der Kraftbedarf ein unverhältnismäßig niedriger wird.

Wie gesagt ist die Ventilsteuerung System Lentz diejenige gewesen, die zuerst an Seedampfern, und zwar mit Erfolg, zur Anwendung gelangte. Es liegen deshalb über diese Steuerung die längsten und zahlreichsten Erfahrungen vor. Diese Tatsache sowie die hervorragende konstruktive Einfachheit der Lentzsteuerung rechtfertigen es, wenn im folgenden lediglich Heißdampfmaschinen mit dieser Ventilsteuerung vorgeführt werden.

Fig. 1 zeigt eine schematische Darstellung dieser Ventilsteuerung. Bei derselben wird die durch den Umsteuerungsmechanismus (Exzenter-, Kulissen- oder Lenker-Umsteuerung) erzeugte Bewegung unter Zwischenschaltung der Elemente schwingende Kurve und Rolle in einer für die intermittierende Ventilbetätigung geeigneten Abänderung auf das Steuerungsorgan — das Ventil — übertragen.

Als im Jahre 1905 die erste Maschine eines Seedampfers mit dieser Steuerung ausgerüstet wurde, waren bereits Landmaschinen liegender und stehender Bauart, Lokomotiven und Lokomobilen, in einer Gesamtleistung von nahezu 1 Million PS ausgeführt. Es handelte sich also um eine an sich erprobte Steuerung. Die erwähnte erste Maschine ist im Jahrbuch 1907, Seite 252 in Fig. 24 gezeigt; die Maschine ist eine Dreifachexpansionsmaschine für Heißdampfbetrieb von 584×914×1499 mm Zyl. \varnothing , 1066 mm Hub, 80 Touren per Minute. Sie leistet rund 1499 PS. In der Fig. 2 ist die Zeichnung einer analogen Maschine von 570×910×1460 mm Zyl. \varnothing , 1100 mm Hub, 72 Umdrehungen per Minute dargestellt. Die Ventilsteuerung ist so angeordnet, daß die Kulissenmechanismen, die zu ihrem Antrieb dienen, an demselben Ort geblieben sind, wie wenn die Maschine mit Schiebern ausgerüstet wäre. Die Maschine ist in den französischen Frachtdampfer „La Rance“ von 3650 Tonnen eingebaut. Die Besitzerin, die Compagnie Generale Transatlantique, hatte gleichzeitig ein Schwesterschiff mit einer Schiebermaschine für Satttdampfbetrieb angeschafft, „La Garonne“. Die Heißdampfmaschine ergab bei nur 280° einen Unterschied im Kohlenverbrauch von 20,1%. Der durchschnittliche Unterschied, gezogen aus den 10 Reisen, die innerhalb eines Jahres von jedem Schiff ausgeführt worden waren, ergab einen Minderverbrauch zugunsten der Heißdampfmaschine von 18,2%.

Französische Frachtdampfmaschine von ca. 1500 PS.

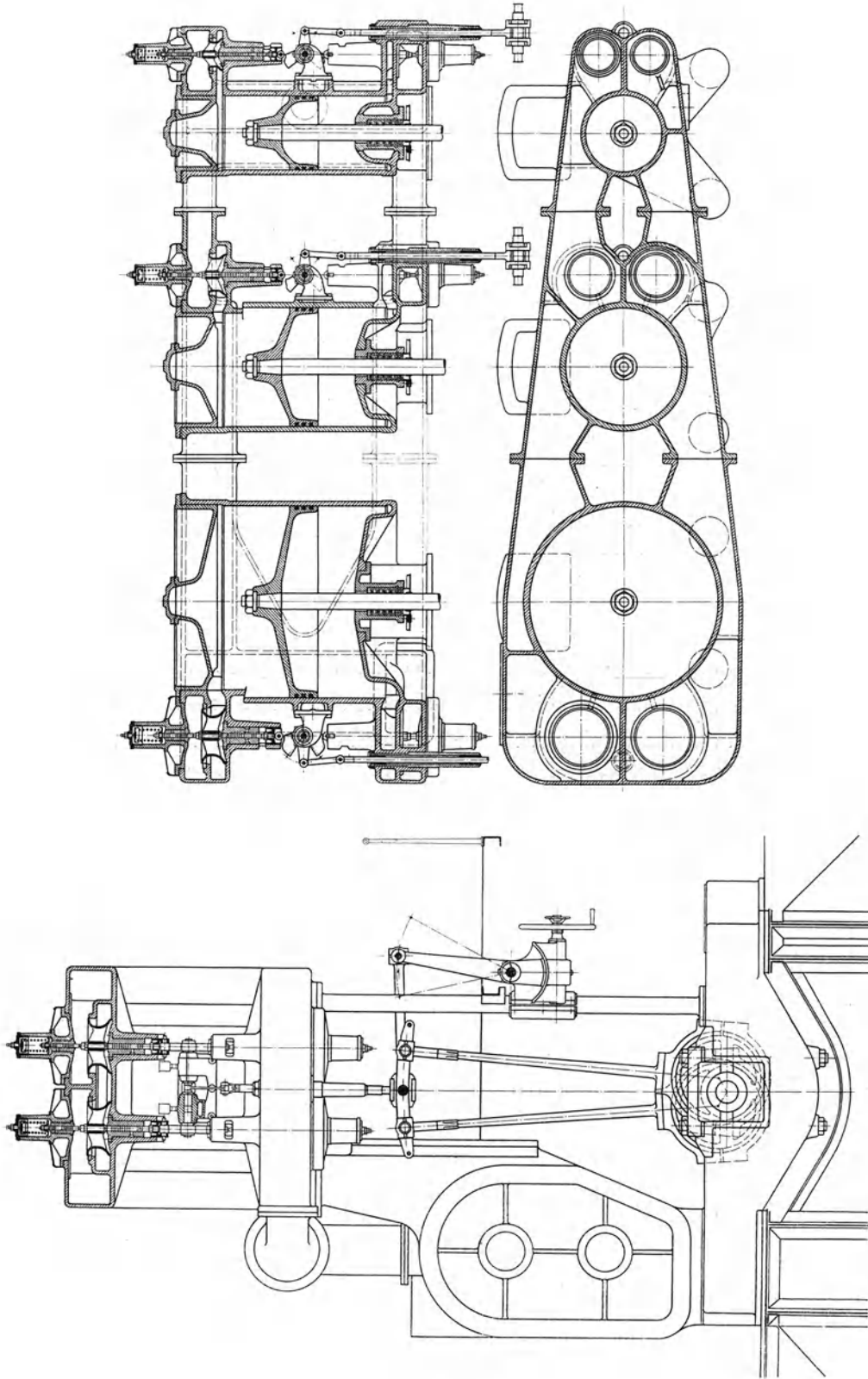


Fig. 2.

Fig. 3 zeigt die Photographie der Zylinder einer ähnlichen französischen Maschine, nämlich der des Dampfers „Caroline“. Dieser Dampfer hat einen Tonnengehalt von 8350 und ist mit 2 Heißdampfmaschinen von zusammen 4200 PS ausgerüstet.

Die Dimensionen jeder Maschine sind 610×926×1560 mm Zylinderdurchmesser, 1100 mm Hub, 90 Umdrehungen per Minute.

Zylinder einer der beiden Maschinen des französ. Frachtdampfers „Caroline“.

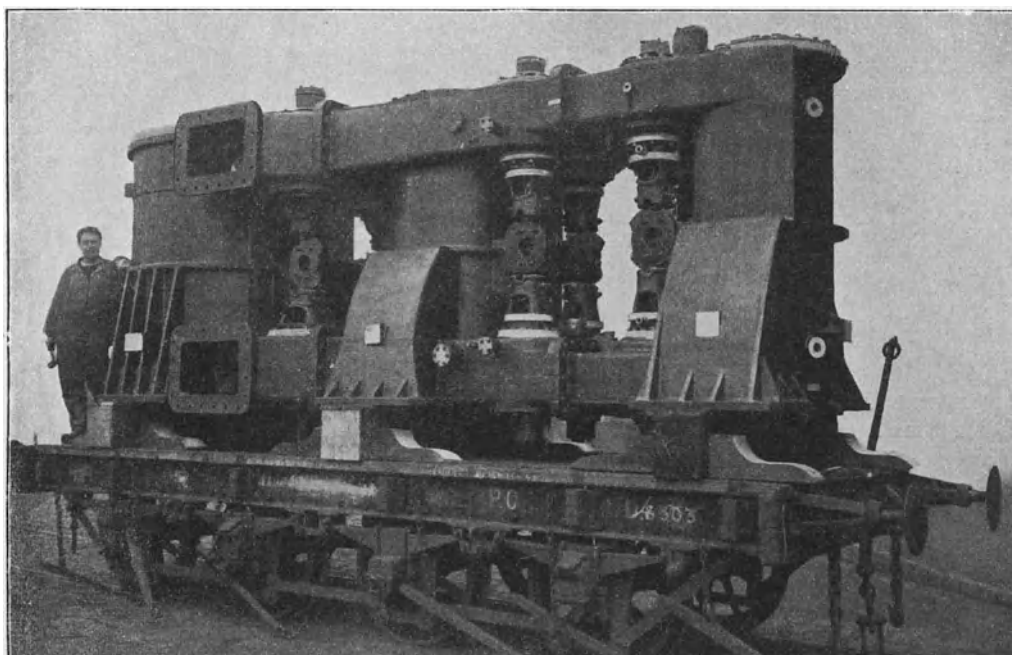


Fig. 3.

Fig. 4 zeigt die vergleichende Gegenüberstellung der rankinisierten Diagramme.

Ein zweites Paar, einerseits eine Heißdampfanlage mit Ventilsteuerung, andererseits eine Sattldampfanlage mit Schiebersteuerung aufweisend, bilden die Schiffe „Honduras“ und „Guatemala“. Der Jahresdurchschnitt betrug hier bei einer Temperatur von 260 bis 280° 14,3% Kohlenersparnis.

Wenn die Franzosen die ersten waren, welche zur Einführung der Ventilsteuerung auf Seedampfern geschritten sind, so gebührt deutschen Werften die Anerkennung, daß sie, die Vorzüge der Ventilsteuerung für den Heißdampftrieb einmal erkennend, mit aller Energie für die Anwendung derselben auf deutschen

Vergleich der Diagramme von S. S. „La Rance“ mit jenen von S. S. „Garonne“.

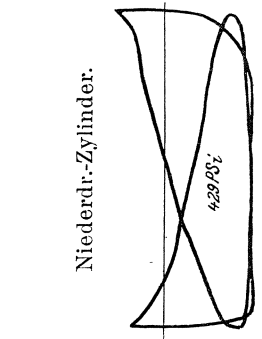
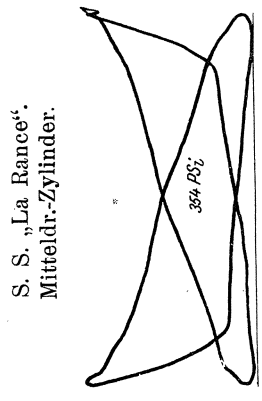
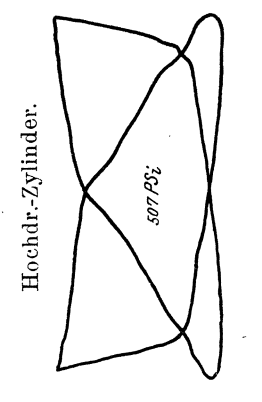
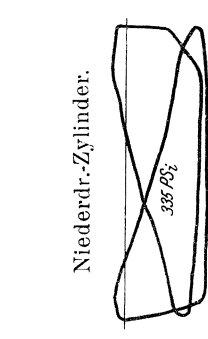
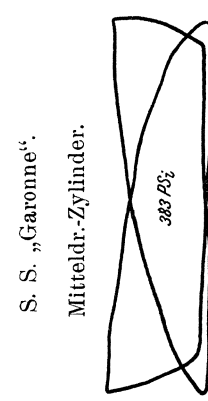
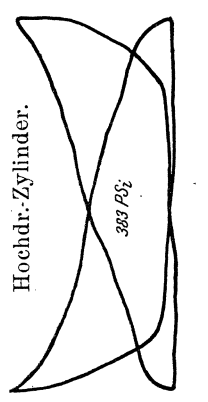
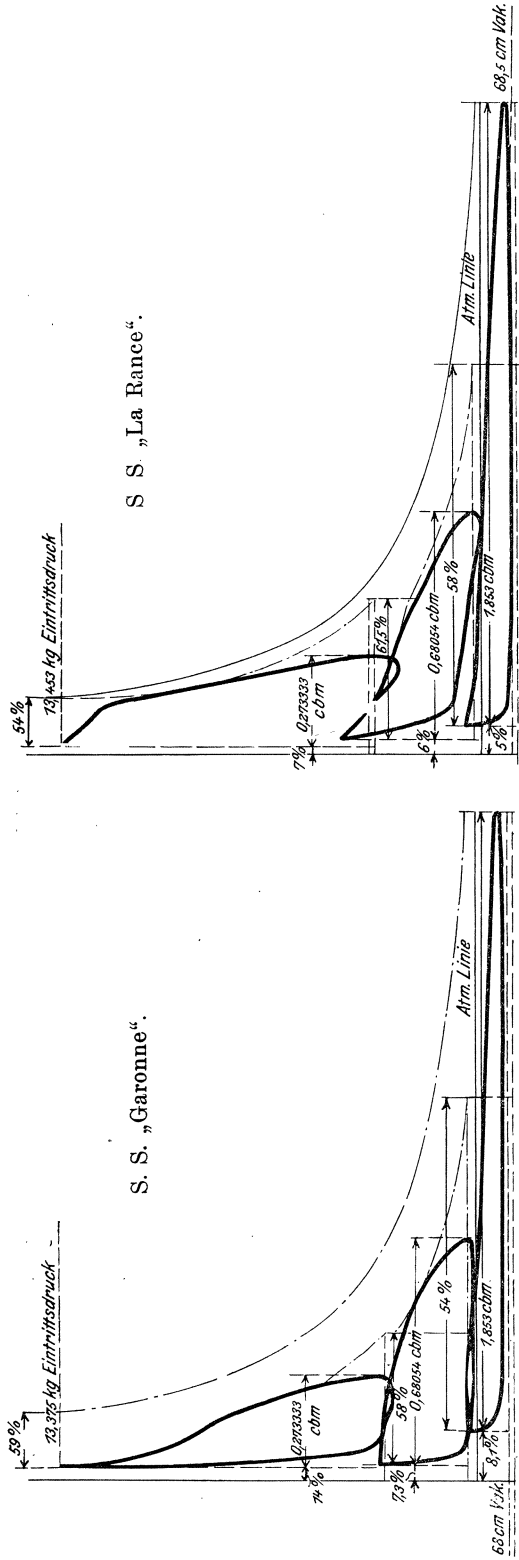


Fig. 4.

	„Garonne“	„La Rance“ ^{280° 1904}
Datum der Probefahrt	6. Juli 1906	13. Sept. 1906
Durchmesser des Hochdruck-Zylinders . . mm	584	584
„ „ „ Mitteldruck- „ . . „	914	914
„ „ „ Niederdruck „ . . „	1498	1498
Kolbenhub	1066	1066
Volumen des Hochdruck-Zylinders . . . cbm	0,273338	0,273338
„ „ „ Mitteldruck- „ . . . „	0,68054	0,68054
„ „ „ Niederdruck „ . . . „	1,853	1,853
Schädl. Raum des Hochdruck-Zylinders . %	14	7
„ „ „ „ Mitteldruck- „ . . „	7,3	6
„ „ „ „ Niederdruck- „ . . „	8,1	5
Absolute Eintrittsspannung kg/qcm	13,375	13,453
Umdrehungen per Minute	73	75
Kolbengeschwindigkeit m/sec.	2,59	2,665
Füllung im Hochdruck-Zylinder %	59	54
„ „ „ „ Mitteldruck- „ „	58	61,5
„ „ „ „ Niederdruck- „ „	54	58
Gesamtexpansion	11,475	12,53
Vakuum im Kondensator mm Quecksilbersäule	680	685
Mittlerer Druck im Hochdruck-Zylinder kg/qcm	4,158	5,37
„ „ „ „ Mitteldruck- „ „	1,692	1,54
„ „ „ „ Niederdruck- „ „	0,548	0,634
Indizierte Leistung des Hochdruck-Zylinders PS	383	507
„ „ „ „ Mitteldruck- „ „	383	354
„ „ „ „ Niederdruck- „ „	335	429
Summe PS	1101	1290
Mittlerer Druck reduziert auf den Niederdruck-Zylinder kg/qcm	1,8	2,08
Theoretischer Druck, bezogen auf den Druck im Dampfeintrittsrohr kg/qcm	4,005	3,794
Thermodynamischer Wirkungsgrad %	45	54,8
Mittlerer Kohlenverbrauch pro PSi und Std. kg	0,511	0,408

Dampfern eintraten und in der verhältnismäßig kurzen Zeit von 2 Jahren 26 Schiffe mit 30 Maschinen und einer Gesamtleistung von 38 050 PSi ausrüsteten. Im ganzen

	„Guatemala“	„Honduras“
Länge des Schiffes m	118,00	118,00
Breite „ „ „	15,67	15,67
Tiefe „ „ „	8,60	8,60
Tiefgang beladen „	7,35	7,35
Durchmesser des Hochdruck-Zylinders . . mm	610	620
„ „ Mitteldruck- „ „	926	986
„ „ Niederdruck- „ „	1624	1690
Kolbenhub „	1066	1066
2 Zylinderkessel mit künstlichem Zug „System Howden“		
Totale Rostfläche qm	11,418	11,418
„ Heizfläche „	508,00	508,00
„ Überhitzerheizfläche „	—	116,20
Datum der Probefahrt	29. Jan. 1909	6. Mai 1909
Kesseldruck kg/qcm	12,5	12,5
Dampf-Temperatur °Celsius	189	260 bis 280
Umdrehungen pro Minute	91,6	89,8
Indizierte Leistung PS	1880	1890
Kohlenverbrauch pro PSi und Stunde . . . kg	0,574	0,490
Kohlensparnis %	—	14
Durchschnittliche Geschwindigkeit in Knoten .	12,075	12,01
Indizierte Leistung hierbei PS	2418	2280
Kohlenverbrauch pro PSi und Stunde hierbei kg	0,703	0,603
Kohlensparnis hierbei %	—	14,3

sind heute in Betrieb und Bau 37 Schiffsmaschinen System Lantz mit einer Gesamtleistung von rund 52 000 PSi.

In erster Linie ist hier der Bremer Vulkan zu nennen, ferner die Ottensener Maschinenfabrik, sodann die Maschinenfabrik Heinrich Lanz, Mannheim, dann die Germaniawerft in Kiel, und für den Flußschiffbau die Firma Gebr. Sachsenberg in Roßlau a. E.

Die deutschen Werften können heute auf eine stattliche Anzahl wohlgelegener Ausführungen blicken, und es kann mit Genugtuung konstatiert werden, daß der deutsche Schiffsmaschinenbau bezüglich der Ventilsteuerung ebenso an der Spitze marschiert wie dies bei dem deutschen Landmaschinenbau der Fall ist,

Additional material from *Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft*,
ISBN 978-3-642-90183-6 (978-3-642-90183-6_OSFO7),
is available at <http://extras.springer.com>



der bekanntlich im Gegensatz zu allen anderen Ländern seit Jahrzehnten jede bessere Dampfmaschine mit Ventilen ausrüstet.

Dreifachexpansions-Heißdampfmaschine vom Dampfer „Hugo Stinnes“.

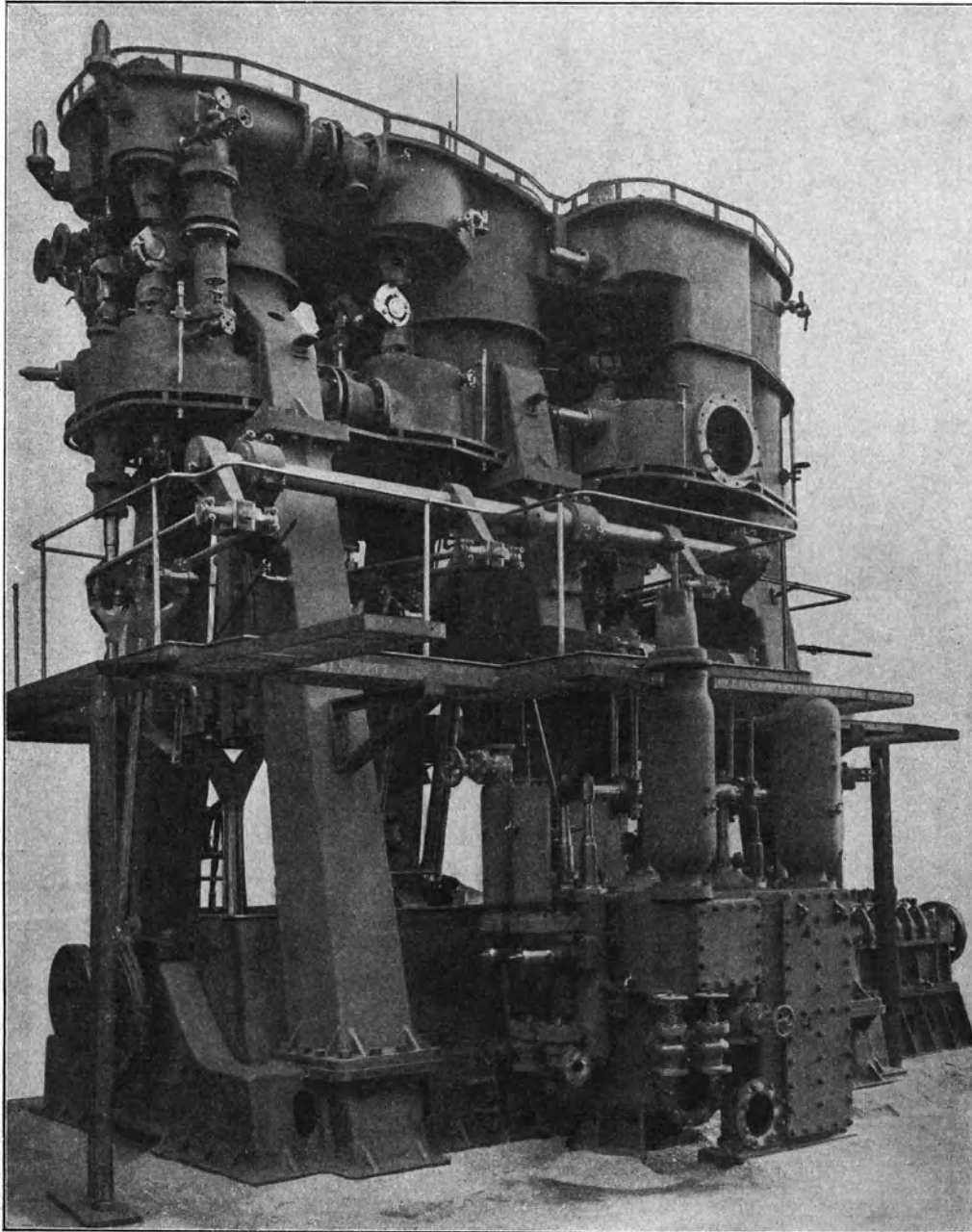


Fig. 5.

Die ersten deutschen Ausführungen, insbesondere die größeren Schiffsmaschinen, sind analog den gezeigten französischen Maschinen unter Beibehaltung

der Kulissensteuerung gebaut und zeigen in der Konstruktion denselben Typ. Als Beispiel möge hier in Fig. 5 und Fig. 6 die vom Bremer Vulkan gebaute Maschine eines Frachtdampfers von Hugo Stinnes genannt werden.

Zu Fig. 7 sind die Diagramme dieser Maschine dargestellt. Die Maschine hat $605 \times 995 \times 1625$ Zylinderdurchmesser, 1100 Hub, 75 Umdrehungen per Minute und leistet bei 14 Atm. und 320° Celsius 1700 PS. Der durchschnittliche Kohlenverbrauch beträgt 0.52 kg. per PS-Stunde.

Diagramme der Heißdampfmaschine Fig. 5 u. 6.

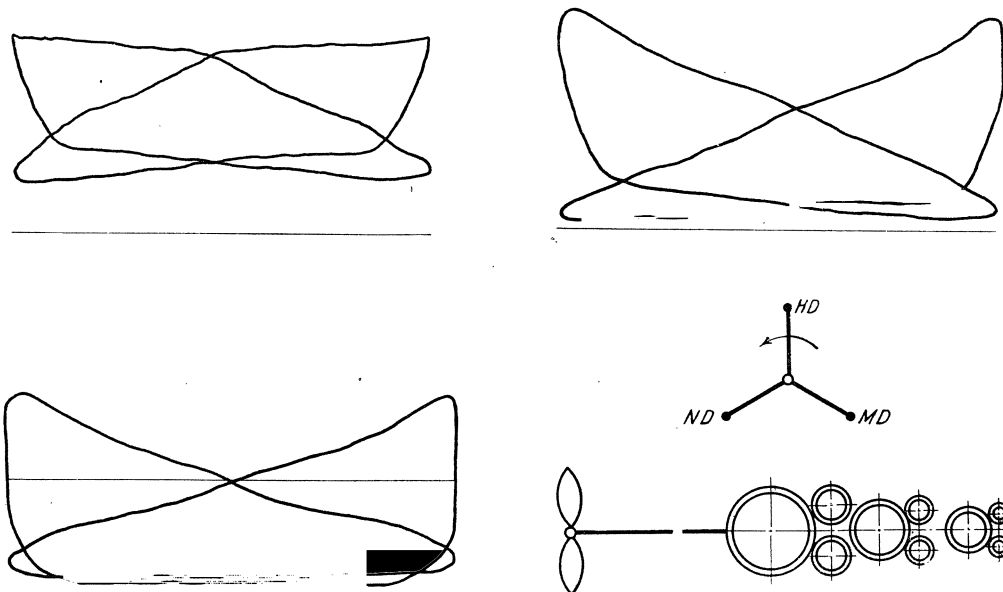


Fig. 7.

Ferner ist ähnlich die Maschine des Dampfers „Reiher“ Fig. 8 und Fig. 9 von $540 \times 875 \times 1390$ Zylinderdurchmesser, 900 Hub, 85 Umdrehungen per Minute und 1000 PS bei 13.5 Atm. und 310° Celsius.

Die größte Maschine, welche bis heute in Deutschland mit der Ventilsteuerung System Lenz ausgerüstet worden ist, und über die auf Seereisen gewonnene Resultate vorliegen, ist die vom Bremer Vulkan für den Dampfer „Answald“ gebaute. Die Maschine leistet 3 200 PS und ist besonders interessant deswegen, weil sie trotz der verhältnismäßig großen Leistung als Verbundmaschine ausgeführt worden ist. Sie ist gemäß Fig. 10 und 11 eine vierkurbelige Verbundmaschine; die beiden Niederdruckzylinder sind, in der Mitte angeordnet, die Kurbeln der zusammen gehörigen Zylinder stehen unter 180° , weshalb zur Betätigung der

Steuerung je zweier zusammengehöriger Zylinder nur ein Kulissenmechanismus nötig erschien. Diese bedeutende Vereinfachung ist beim Heißdampfbetrieb deshalb zulässig, weil bekanntlich beim Heißdampf die öftere Unterteilung des

Dreifachexpansions-Heißdampfmaschine des Dampfers „Reiher“.

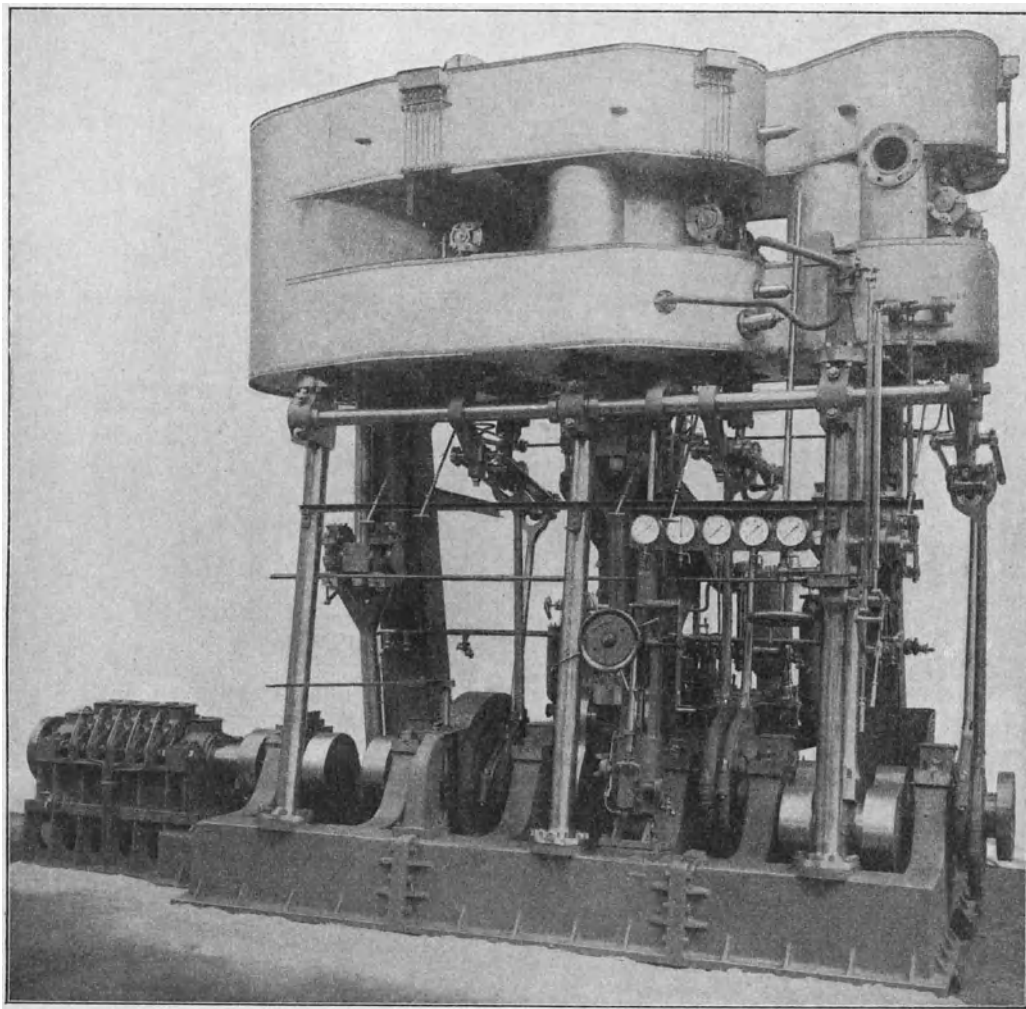


Fig. 8.

Temperaturgefälles, welche bei Sattedampf eine wesentliche Verbesserung der Wirtschaftlichkeit herbeiführt, hauptsächlich wegen der Verminderung der Niederschlagsverluste entbehrt werden kann.

Die Dimensionen der Maschine sind 2×660 und 2×1375 mm Zylinderdurchmesser, 1350 Hub. Die Maschine leistet bei 85 minütlichen Umdrehungen, 13,5 Atm. und $330-380^\circ$ Celsius 3200 PS.

Die Maschine ergab den auf längeren Seereisen festgestellten Kohlenverbrauch von 0,529 kg.

Doppelverbund-Heißdampfmaschine des Dampfers „Answald“.

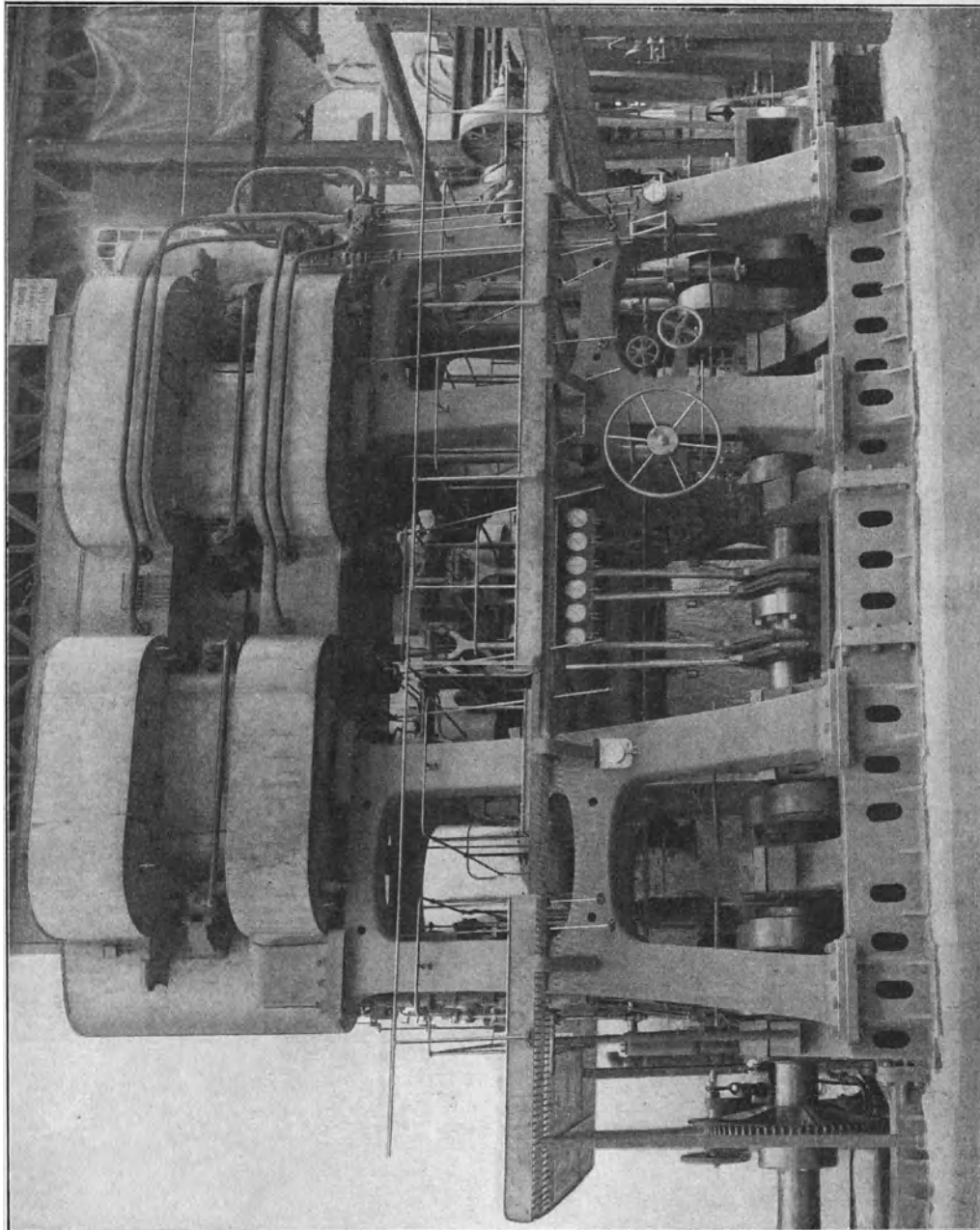


Fig. 10.

Demgegenüber benötigt ein Schwesterschiff mit einer gleichstarken mustergültigen Sattldampfmaschine mit vier-

Additional material from *Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft*,
ISBN 978-3-642-90183-6 (978-3-642-90183-6_OSFO8),
is available at <http://extras.springer.com>



stufiger Schiebermaschine durchschnittlich 0.6 kg Kohlen pro PS/Stunde, das sind noch immer 13.2 % mehr.

In Fig. 12 sind die Diagramme dieser Maschine enthalten. Fig. ¹³ zeigt eine interessante vergleichende Darstellung der Raumverhältnisse einerseits dieser Heißdampfmaschine, andererseits der gleichwertigen Sattdampfmaschine. Sie sehen, daß die Maschine infolge des Zurückgehens auf Zweifach-Expansion trotz Beibehaltung der vier Kurbeln um 20 % kürzer geworden ist, und daß wegen der besseren Ökonomie des Heißdampfes die Anzahl der Kessel von 4 auf 3 reduziert zu werden vermochte.

Diagramme der Maschine Fig. 10 u. 11.

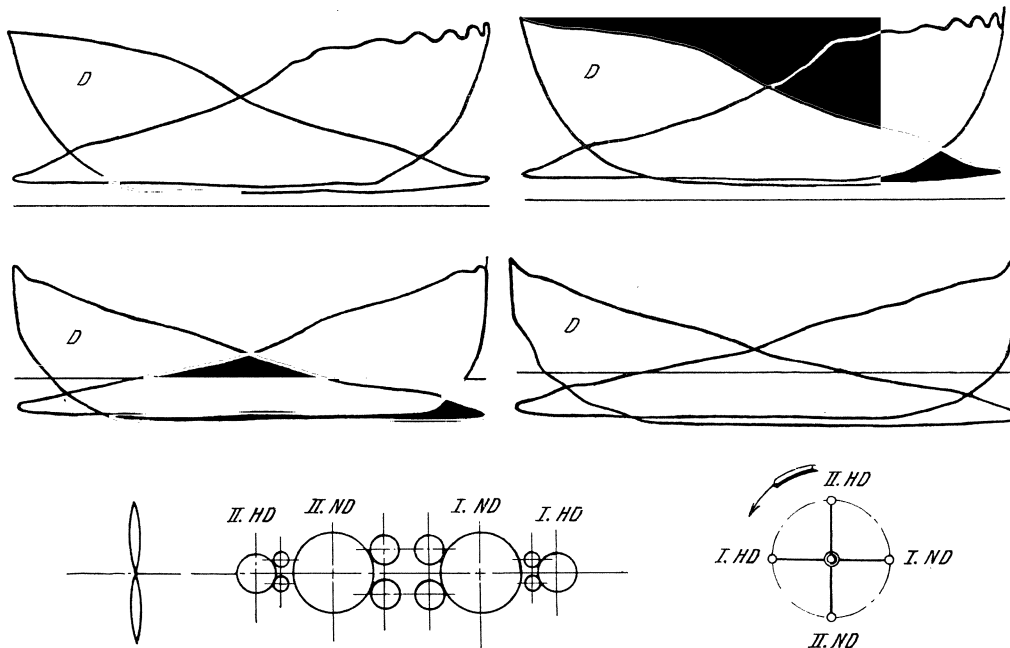


Fig. 12.

Durch den Wegfall des vierten Kessels ist eine Grundfläche von etwa 32 qm, ein Zuwachs des Bunkerraumes von etwa 200 cbm und des mitzuführenden Kohlenvorrates von 160 t bewirkt worden.

Dieser Vergleich gibt ein sehr augenfälliges Beispiel für die verschiedenen Vorteile, die der Heißdampfetrieb außer besserer Wirtschaftlichkeit mit sich bringt.

Der zweite Typ von Schiffsmaschinen mit Lentzventilsteuerung für Schraubenschiffe unterscheidet sich von dem eben gezeigten Beispiel dadurch, daß die Ventile nicht zwischen den Zylindern sondern seitlich von denselben angeordnet

werden, die schwingenden Steuerwellen mit den Steuerdaumen zur Kurbelwelle parallel liegen und an Stelle der Kulissenmechanismen die außerhalb der Maschine liegenden Umsteuerungsexzenter treten.

Umsteuerungsexzenter sind für Schiebersteuerungen nur bei Maschinen kleinster Abmessungen zulässig. Für große Schiebermaschinen mußte zu der

Vergleich des Raumbedarfs der Heißdampfanlage des Dampfers „Answald“ mit der Sattdampfanlage eines Schwesterschiffes.

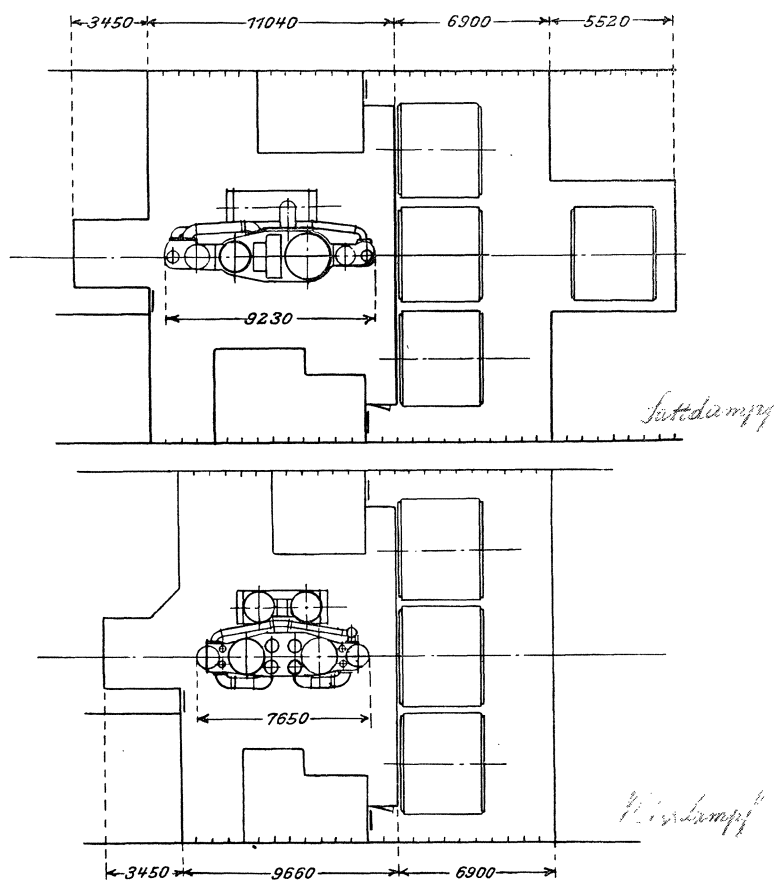


Fig. 13.

verwickelteren Kulissen- oder Lenkerumsteuerung gegriffen werden. Der wesentlich geringere Kraftbedarf der Ventilsteuerung gestattet, daß die einfache Exzenterumsteuerung auch bei Maschinen größerer Leistung mit Vorteil verwendet werden kann.

Fig. 14 zeigt eine Untersuchung der Kraftverhältnisse einer Schiebersteuerung und einer Ventilsteuerung für ein und denselben Zylinder. Die Diagramme der in dem gerade geführten Zapfen in vertikaler Richtung auftretenden

Kräfte ergeben diesen Unterschied. Die verschiedene Dimensionierung des Stangenkopfes zeigt den Einfluß dieses Kräfteunterschiedes auf die Konstruktion.

Vergleich des Kraftbedarfes der Schiebersteuerung mit dem der Ventilsteuerung.

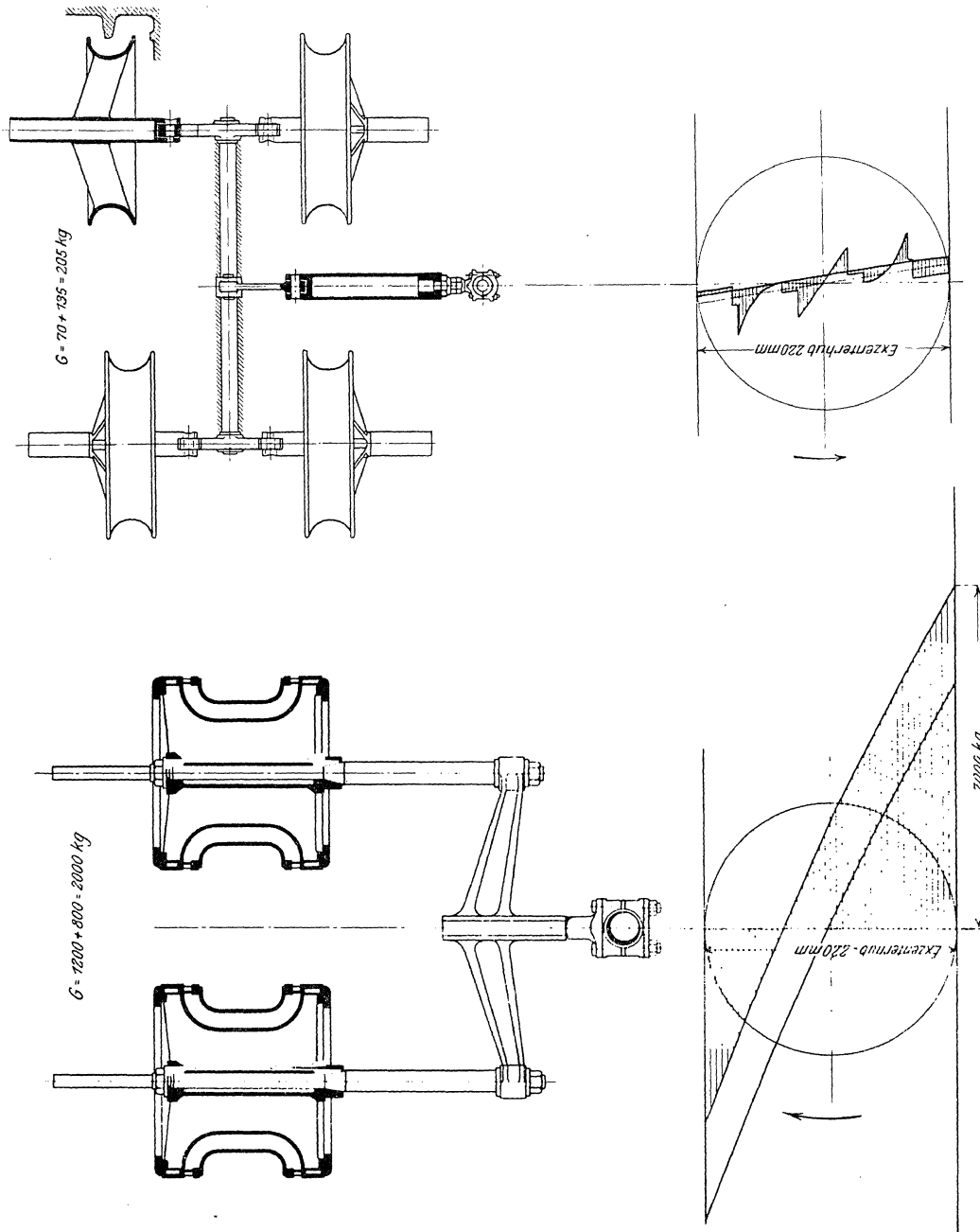


Fig. 14.

Diese zweite Bauart der Lentzventilsteuerung ermöglicht die verschiedensten Variationen und eine außerordentliche Anpassung der Steuerung an alle besonderen Verhältnisse.

Die Fig. 15, 16 und 17 zeigen eine kleinere Maschine, bei welcher die Steuerwellen für jeden Zylinder auf verschiedenen Seiten der Maschine liegen,

**Ventilmaschine eines Fährdampfers der Hafenfähre G. m. b. H. in Bremerhaven
(Vorderansicht).**

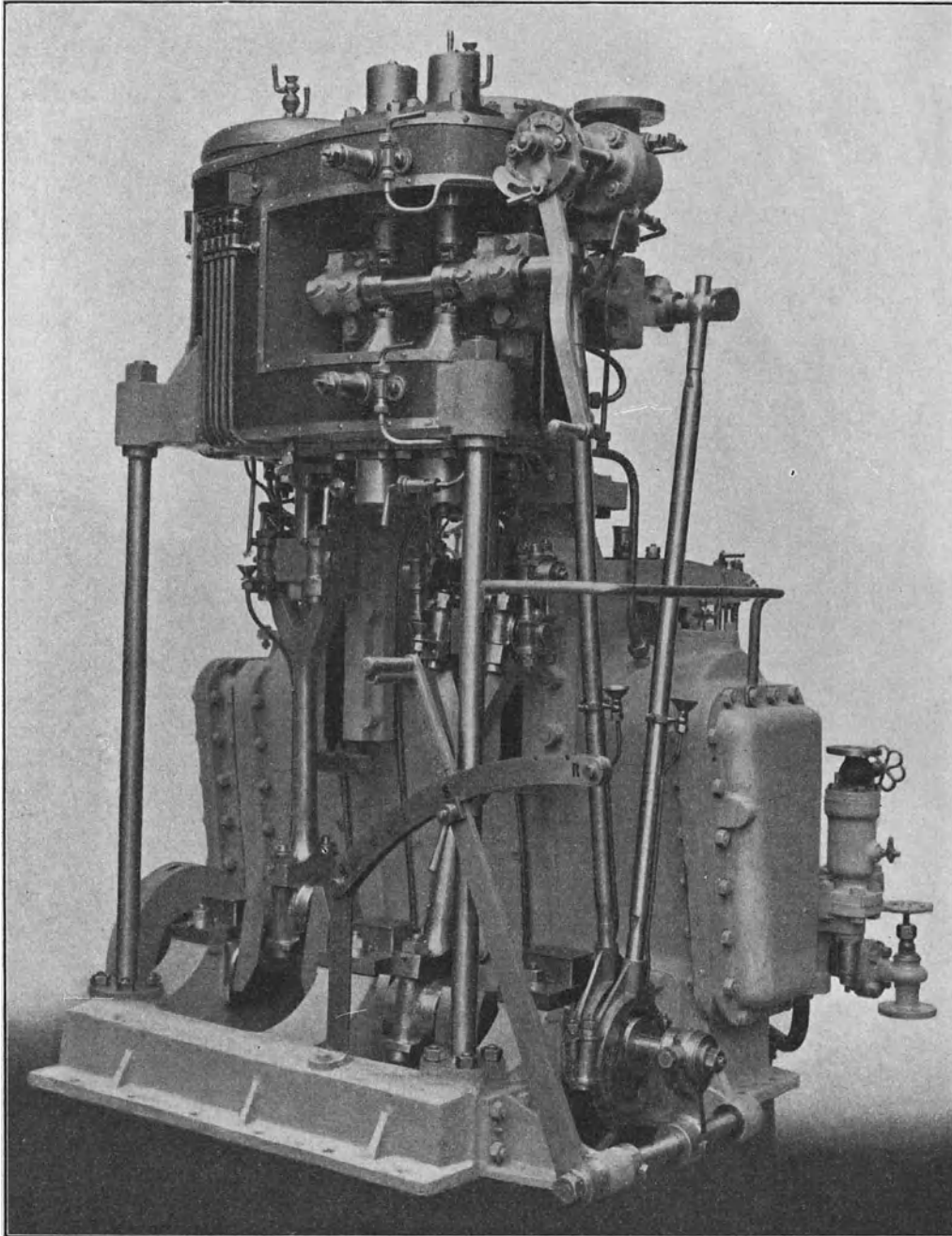


Fig. 15.

Additional material from *Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft*,
ISBN 978-3-642-90183-6 (978-3-642-90183-6_OSFO9),
is available at <http://extras.springer.com>



wodurch eine vorteilhafte Kanalführung erreicht werden konnte. Die Maschine gehört der Hafenfähre G. m. b. H. in Bremerhaven und hat 200×350 mm Zylinderdurchmesser und 280 Hub. Bei $n = 200$ und 12 Atm. leistet sie 55 PSi.

Ventilmaschine eines Fährdampfers der Hafenfähre G. m. b. H. in Bremerhaven
(Rückansicht).

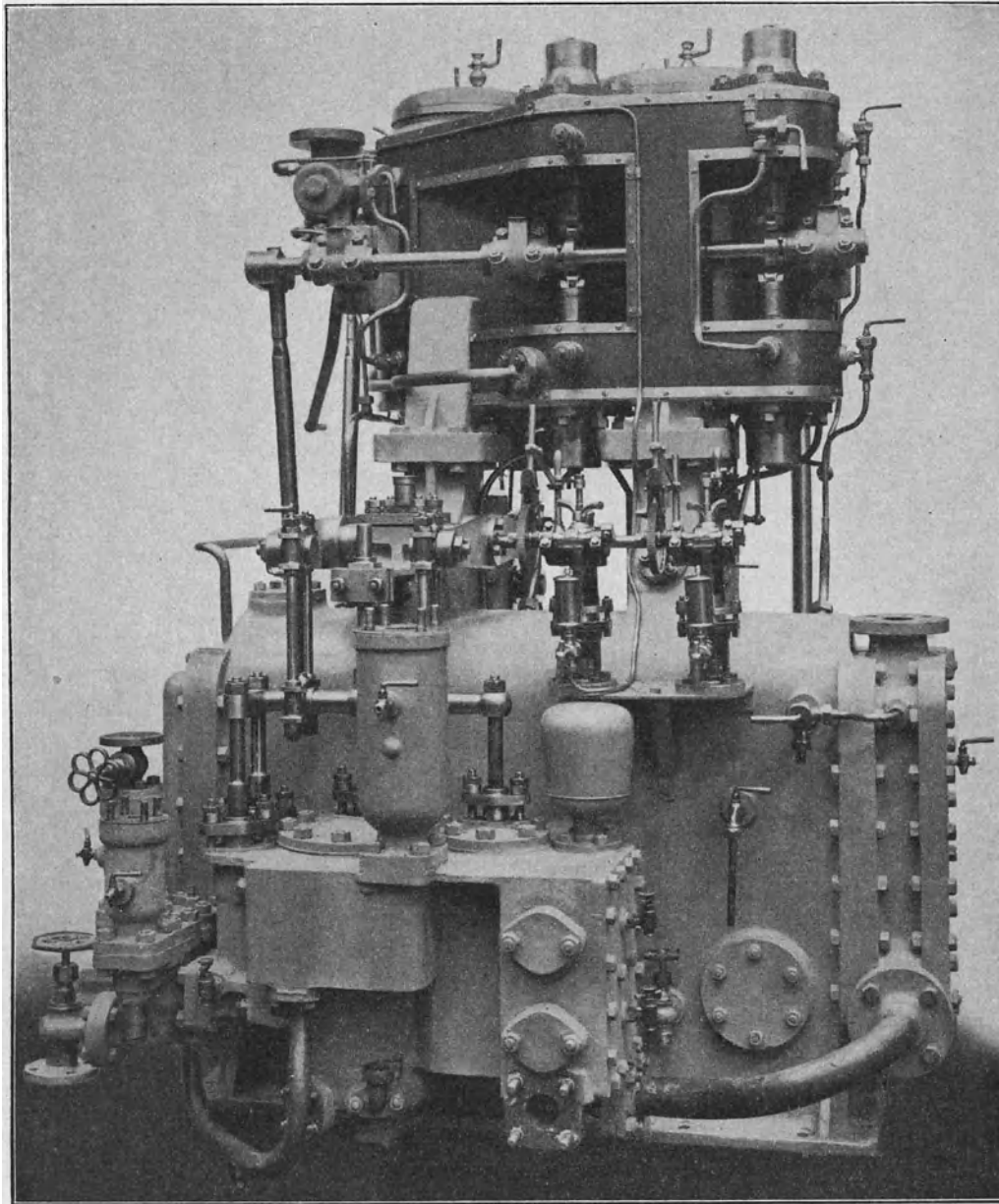
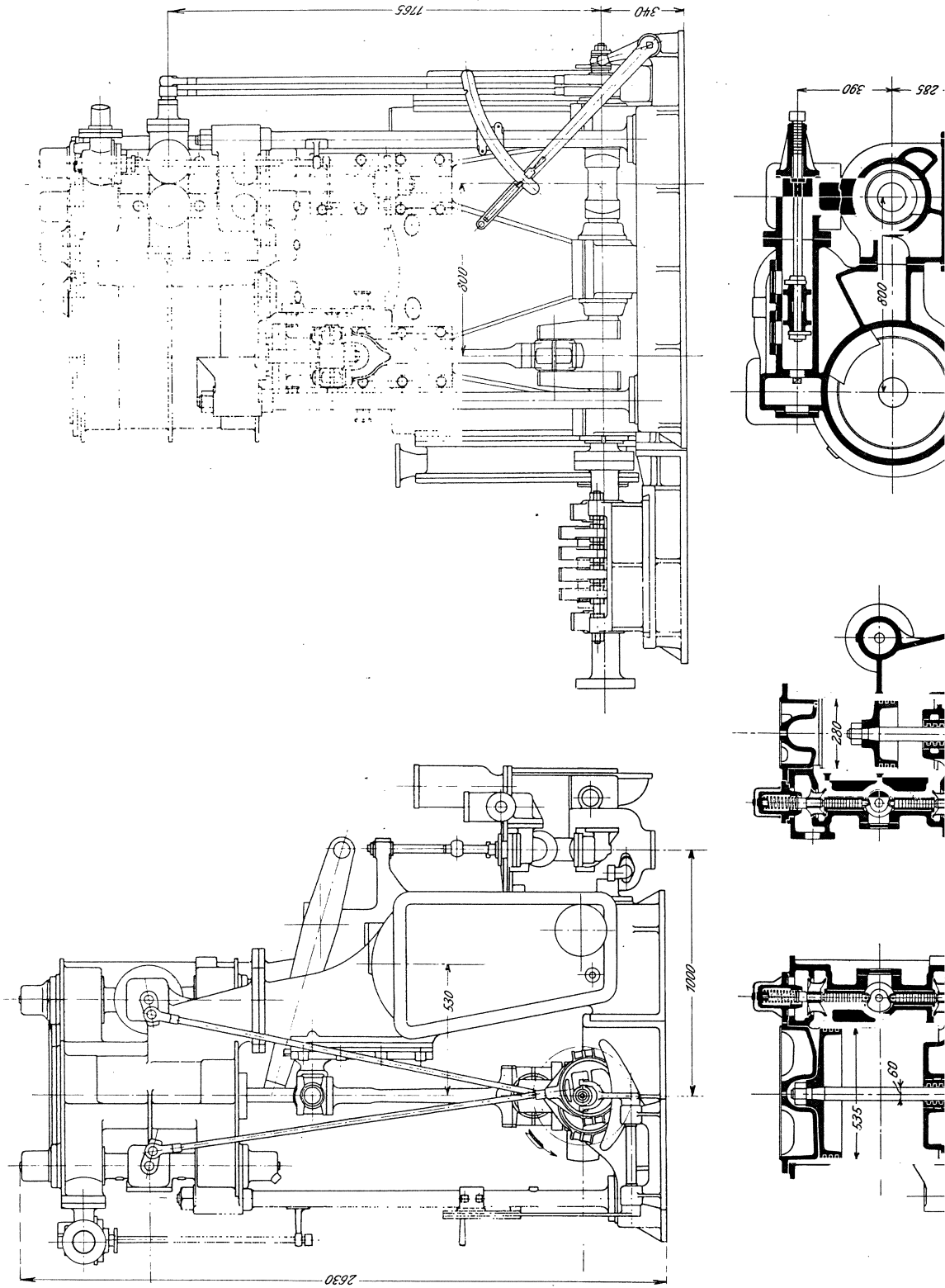
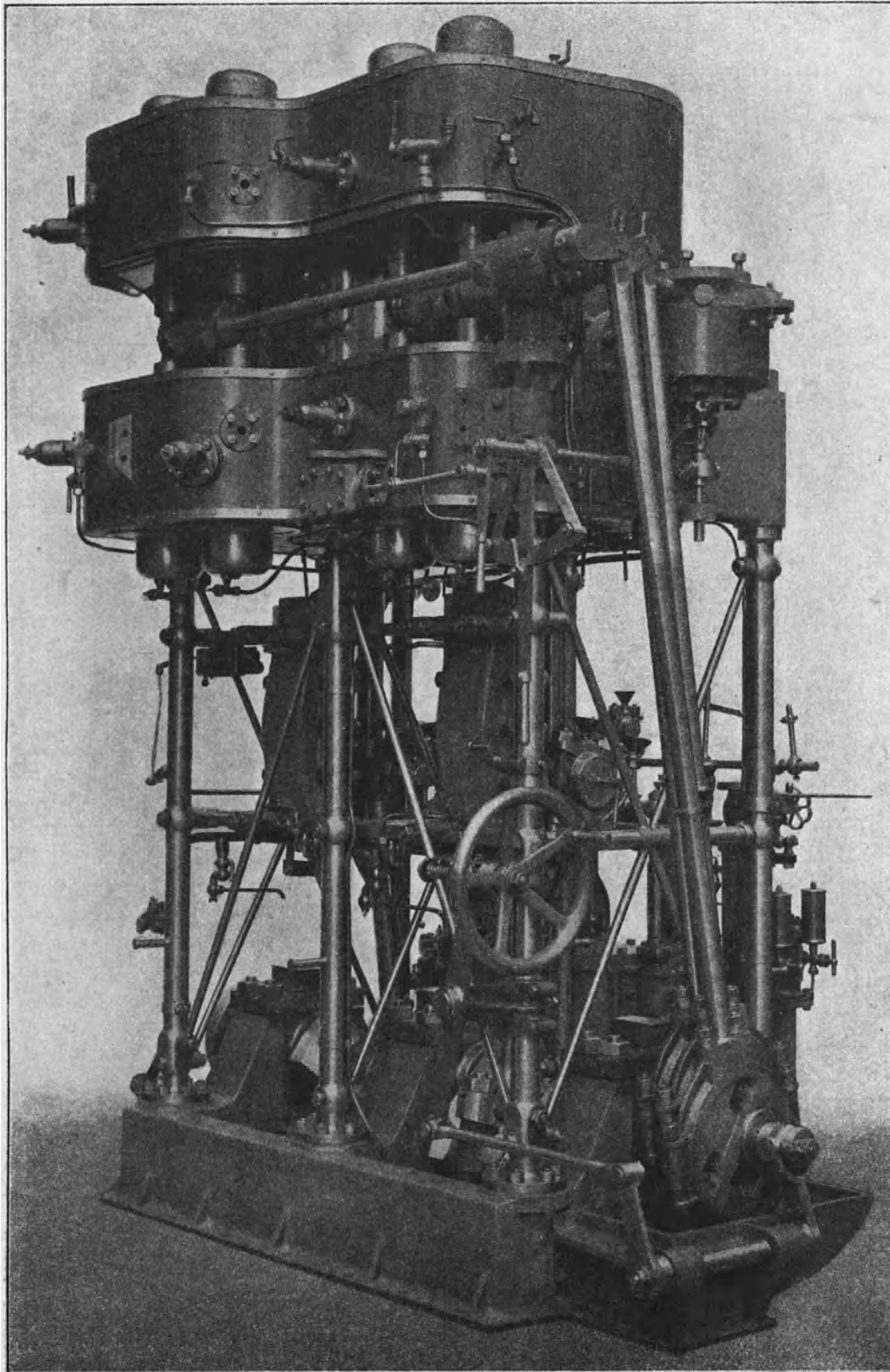


Fig. 16.

Ventilmaschine des Schleppers „Jutta“. 120 H.P.





Heißdampfverbundmaschine des Dampfers „Anna“.

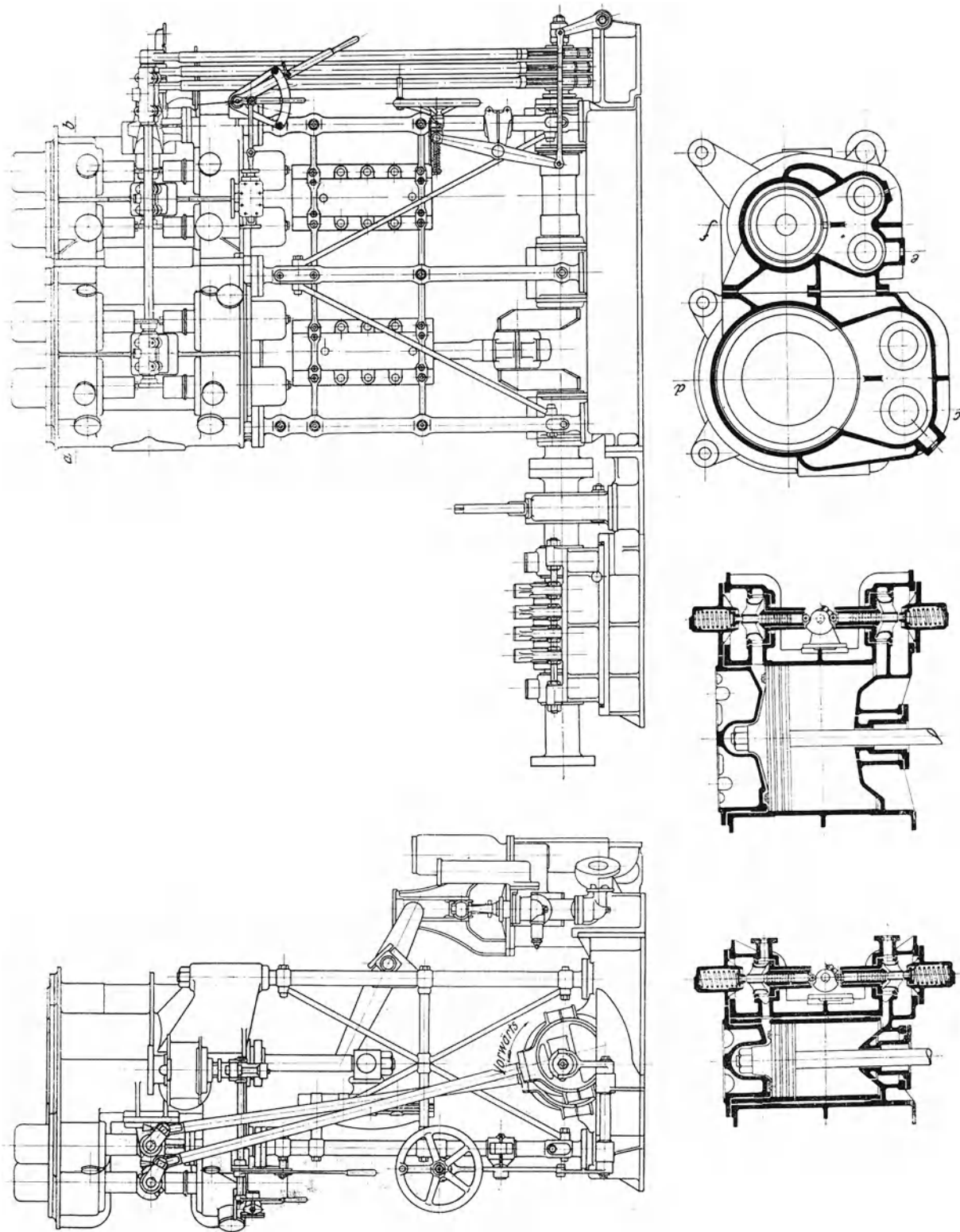


Fig. 20.

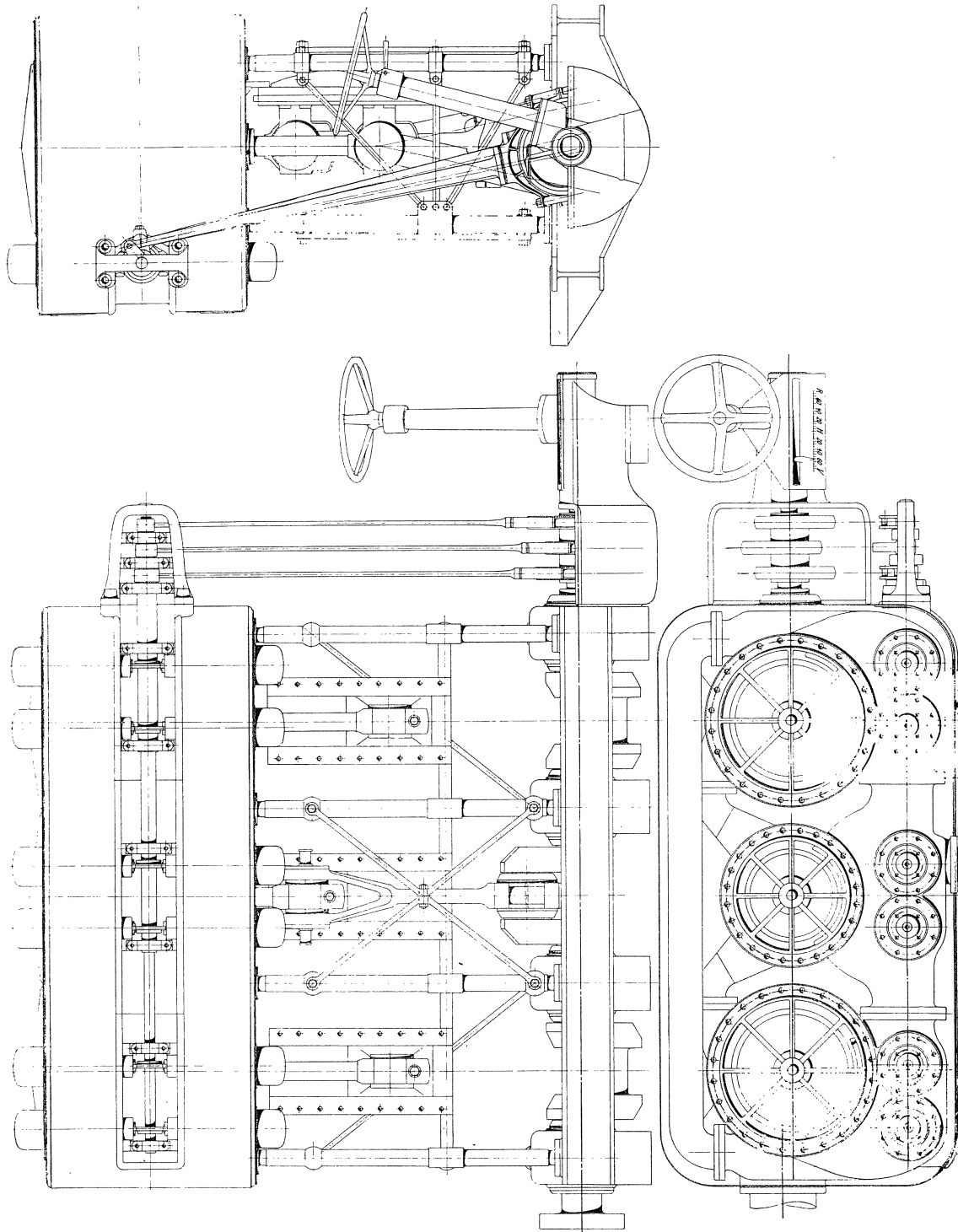


Fig. 21.

Zweifachexpansionsmaschine S. M. S. „Drache“ 1878

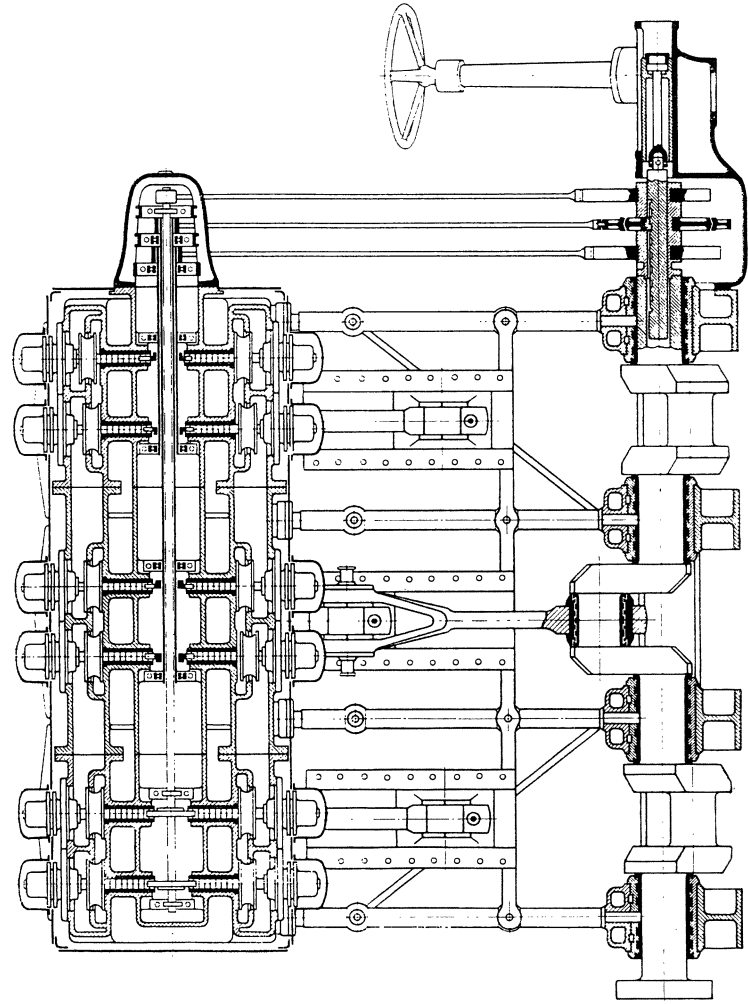


Fig. 22.

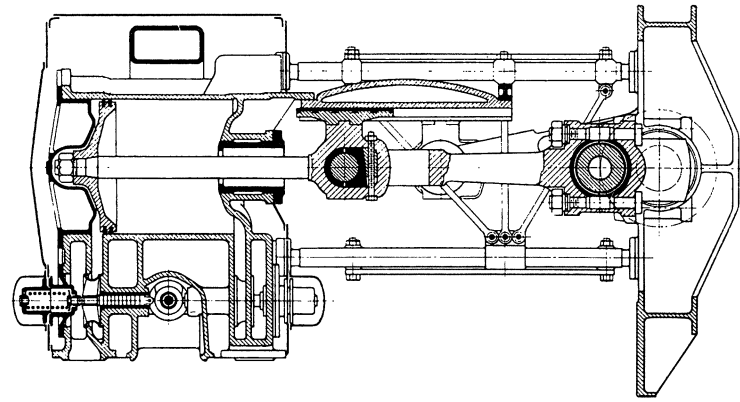


Fig. 18 zeigt eine ähnlich gebaute Maschine des Schleppers „Jutta“ von 120 PSi.

Die Fig. 19 und 20 zeigen eine Verbundmaschine, bei welcher die zwei Steuerwellen nebeneinander auf derselben Seite der Maschine liegen. Die

S. M. S. „Drache“.

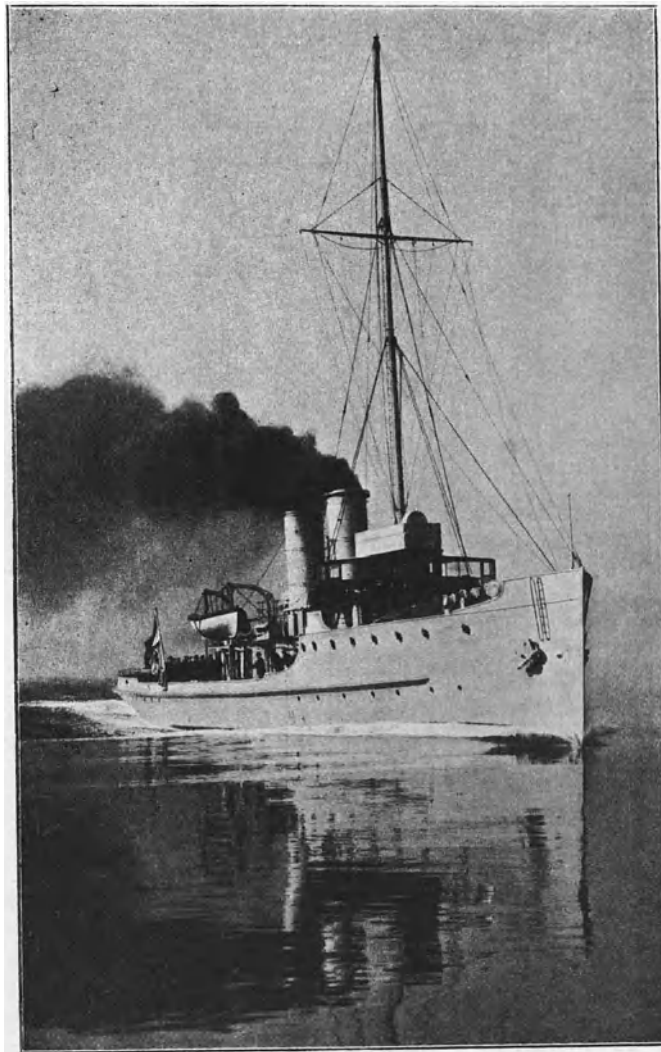


Fig. 22a.

Maschine ist in den Dampfer „Anna“ eingebaut. Ihre Dimensionen sind: 370×735 mm Zylinderdurchmesser, 450 mm Hub. Bei $n = 150$, 11 Atm. und 330° leistet sie 600 PSi. Der durchschnittliche Kohlenverbrauch beträgt 0,63 kg pro PSi/Std.

Doppelverbund-Heißdampfmaschine von 4000 PS

Patent No. 134774
Patent No. 134775
Patent No. 134776
Patent No. 134777
Patent No. 134778
Patent No. 134779
Patent No. 134780
Patent No. 134781
Patent No. 134782
Patent No. 134783
Patent No. 134784
Patent No. 134785
Patent No. 134786
Patent No. 134787
Patent No. 134788
Patent No. 134789
Patent No. 134790
Patent No. 134791
Patent No. 134792
Patent No. 134793
Patent No. 134794
Patent No. 134795
Patent No. 134796
Patent No. 134797
Patent No. 134798
Patent No. 134799
Patent No. 134800

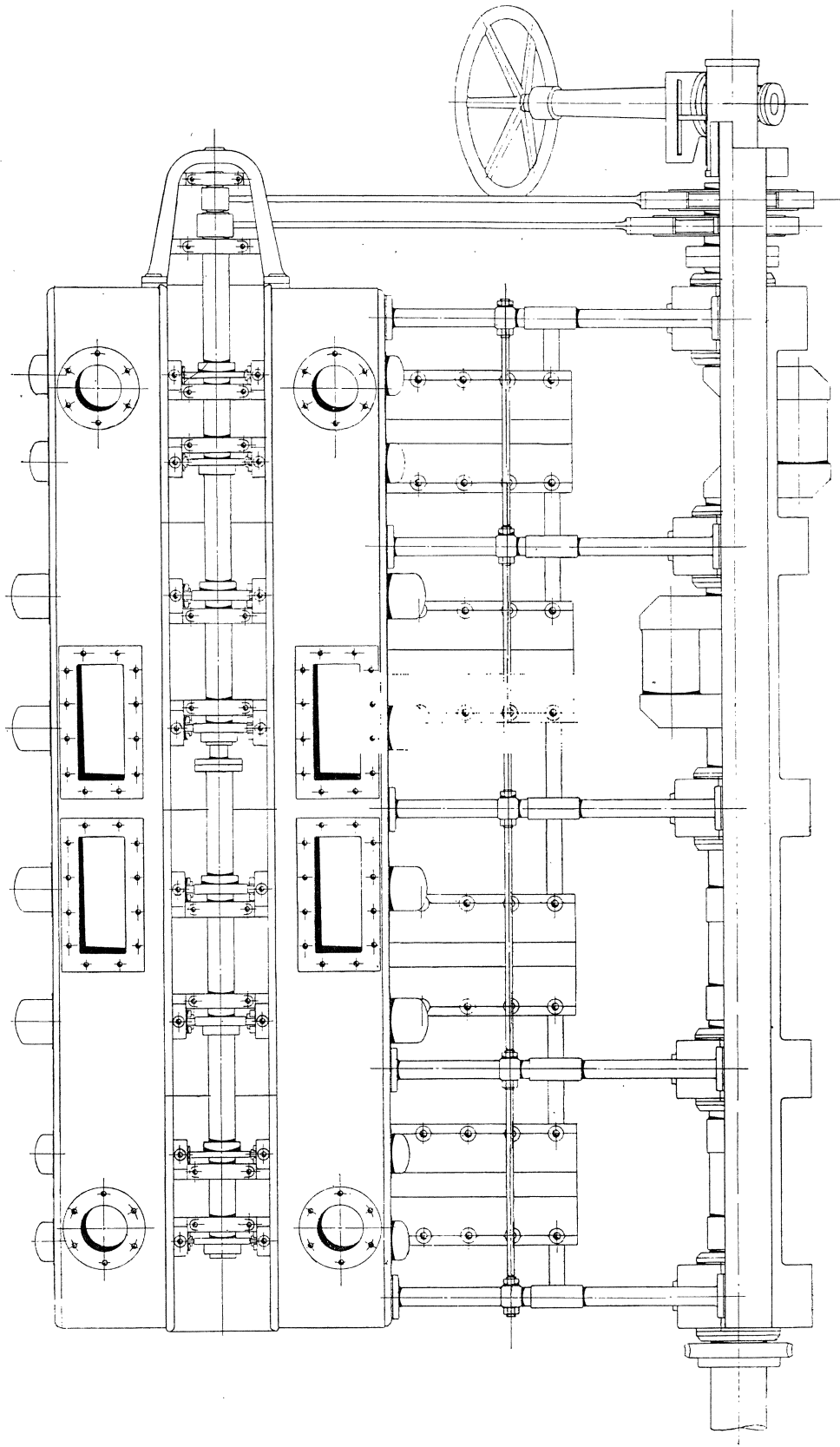


Fig. 23a. 134783

Doppelverbund-Heißdampfmaschine von 4 000 PS.

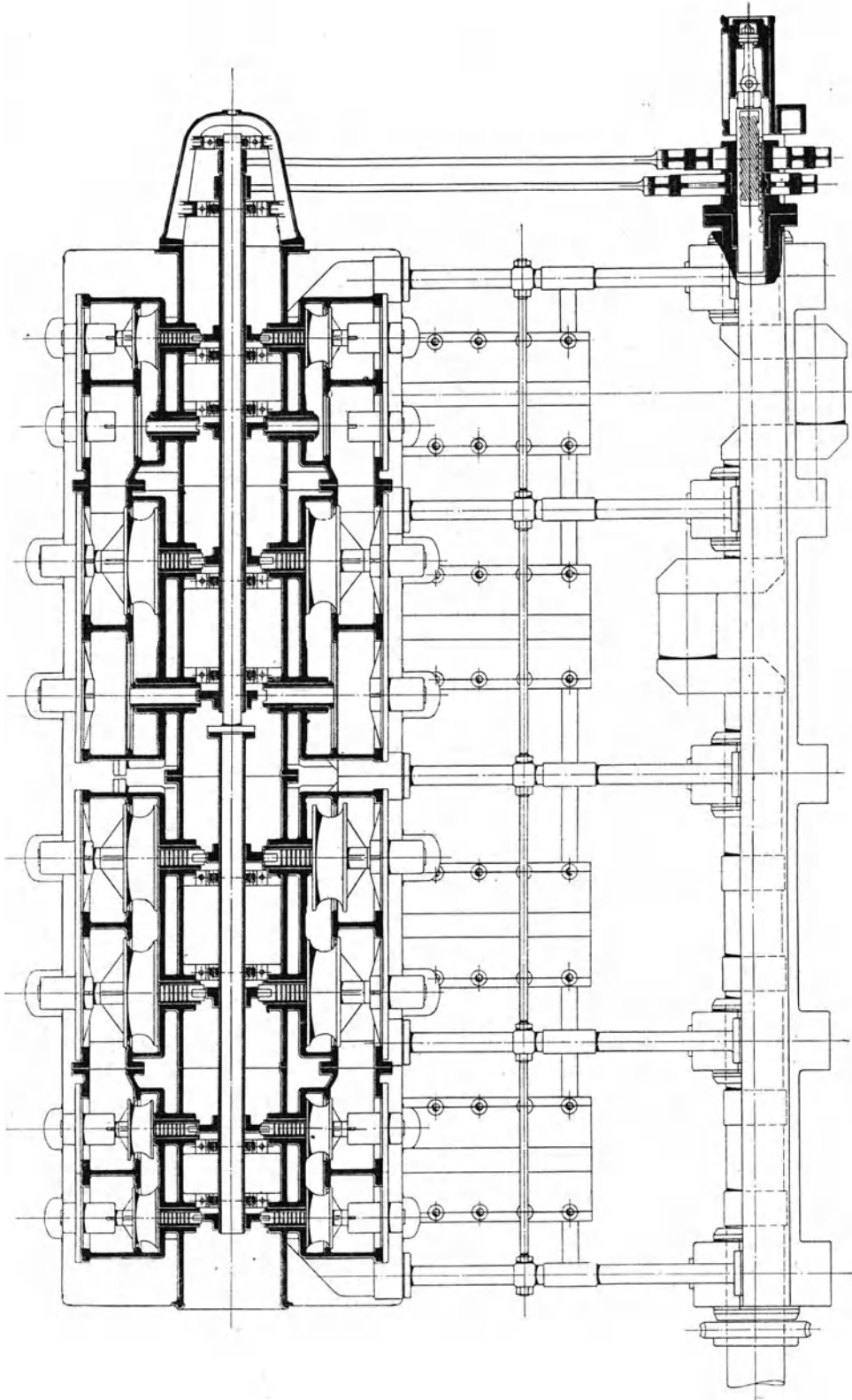


Fig. 23 b.

Doppelverbund-Heißdampfmaschine von 4000 PS.

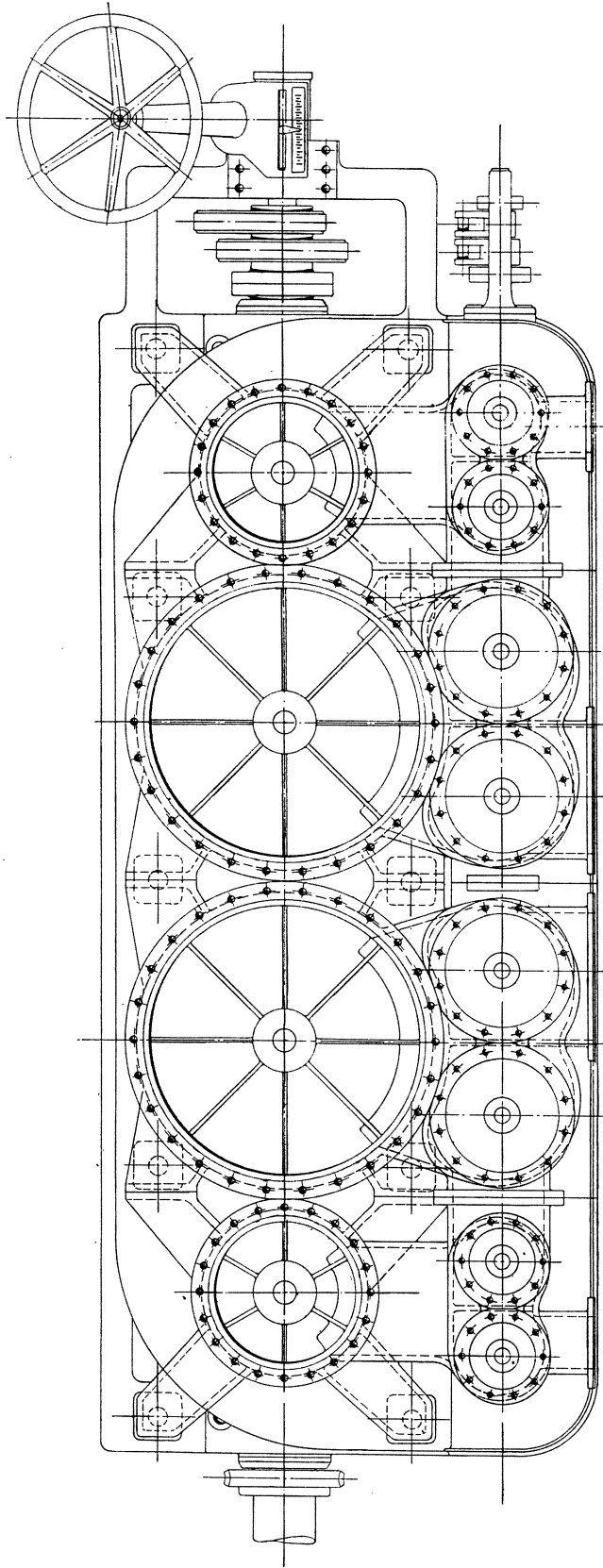


Fig. 23.d.

Additional material from *Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft*,
ISBN 978-3-642-90183-6 (978-3-642-90183-6_OSFO10),
is available at <http://extras.springer.com>



Auch dreikurbelige Heißdampfmaschinen sind von Lentz als einfache Verbundmaschinen, und zwar mit zwei Niederdruckzylindern konstruiert worden. Ein Beispiel dafür bilden die Maschinen von S. M. S. „Drache“, Fig. 21 und 22.

Der Hochdruckzylinder ist in der Mitte angeordnet, die beiden Niederdruckzylinder auf den Außenkurbeln. Jede der beiden Maschinen des Schiffes hat eine Leistung von 800 PSi bei etwa 160 Umdrehungen in der Minute und dient für Heißdampfbetrieb. Die Überhitzeranlage ist nach dem System Schmidt gebaut.

Die Maschine zeigt eine weitere Ausgestaltung der Lentzschen Ventilsteuerung. Sämtliche Ventile liegen wieder auf einer Seite der Maschine, jedoch in einer Ebene. Zu jedem Zylinder gehört eine besondere Steuerwelle. Die Steuerwellen sind ineinandergesteckt und so gelagert, daß sie einander nicht berühren. Die schwingende Bewegung der Steuerwellen wird von Umsteuerungsexzentern abgeleitet. Die Umsteuerung wird auch bei dieser größeren Maschine leicht und schnell von Hand aus betätigt.

Fig. 22a zeigt eine Photographie dieses Schiffes.

Die Fig. 23a-d zeigen wiederum eine Doppelverbundmaschine, bei der die Zylinderanordnung so getroffen ist wie bei der Maschine des „Answald“, jedoch liegen hier die Ventile auf einer Seite der Zylinder und nicht zwischen den Zylindern. Zur Steuerung je zweier zusammengehöriger Zylinder, ist eine gemeinsame Steuerwelle vorgesehen. Jede dieser Wellen trägt vier Doppeldaugen und wird von einem Umsteuerungsexzenter betätigt. Die Umsteuerung ist wieder eine Handumsteuerung. Die Kurbelanordnung, welche diese vereinfachte Ausgestaltung der Ventilsteuerung ermöglicht, ist dieselbe wie beim Dampfer „Answald“. Die Maschine ist demnach eine doppelte Woolf-Maschine.

Da je zwei Kurbeln unter 180° versetzt sind, so läßt sich die Konstruktion noch so vereinfachen, daß für je zwei Zylinder nur sechs Ventile zur Verwendung kommen, also anstatt je eines Hochdruckauslaß- und Niederdruckeinlaßventiles ein Zwischenventil tritt. Dadurch kommen die Receiver und deren schädliche Wirkungen ganz in Wegfall.

Fig. 24 zeigt eine derartige Maschine. Außer der Vereinfachung der Steuerung wird durch die vorteilhafte Maßnahme auch eine Verbesserung der Wirtschaftlichkeit und eine bessere Regulierfähigkeit erzielt.

Die Dimensionen der Maschine sind 2×340 und 2×980 mm Zylinderdurchmesser, 900 Hub. Die minutliche Umdrehungszahl beträgt 100.

Fig. 25 zeigt einen derartigen Doppelzylinder, jedoch nicht von einer Schiffsmaschine sondern von einer ebenso gebauten Heißdampf-Ventillokomobile der Firma Heinrich Lanz.

Die Verbundmaschine braucht bei der gleichen Kurbelzahl naturgemäß weniger Raum wie die Mehrfach-Expansionsmaschine, weil die für die Maschinenleistung maßgebende Kolbenfläche der Niederdruckstufe sich auf mehrere Kurbeln ver-

Verbundzylinder mit reduzierter Ventiltzahl einer Heißdampflokobile.

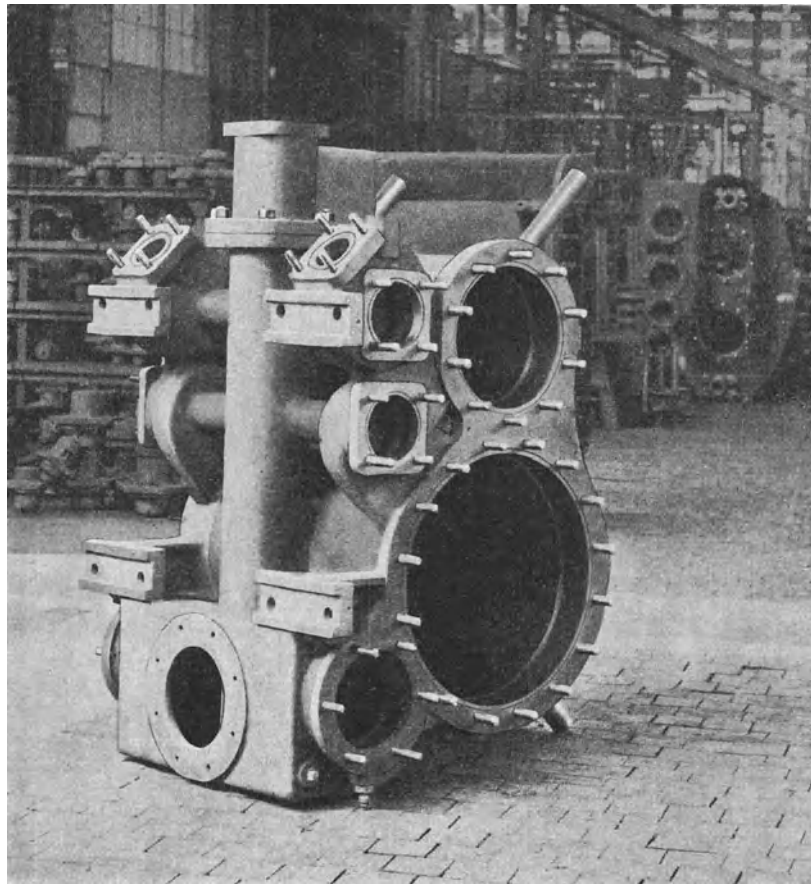


Fig. 25.

teilt. Gegenüber der gezeigten Doppelverbundmaschine kann die Anordnung noch raumsparender getroffen werden, wenn die Niederdruck-Kolbenfläche auf drei Kurbeln verteilt wird.

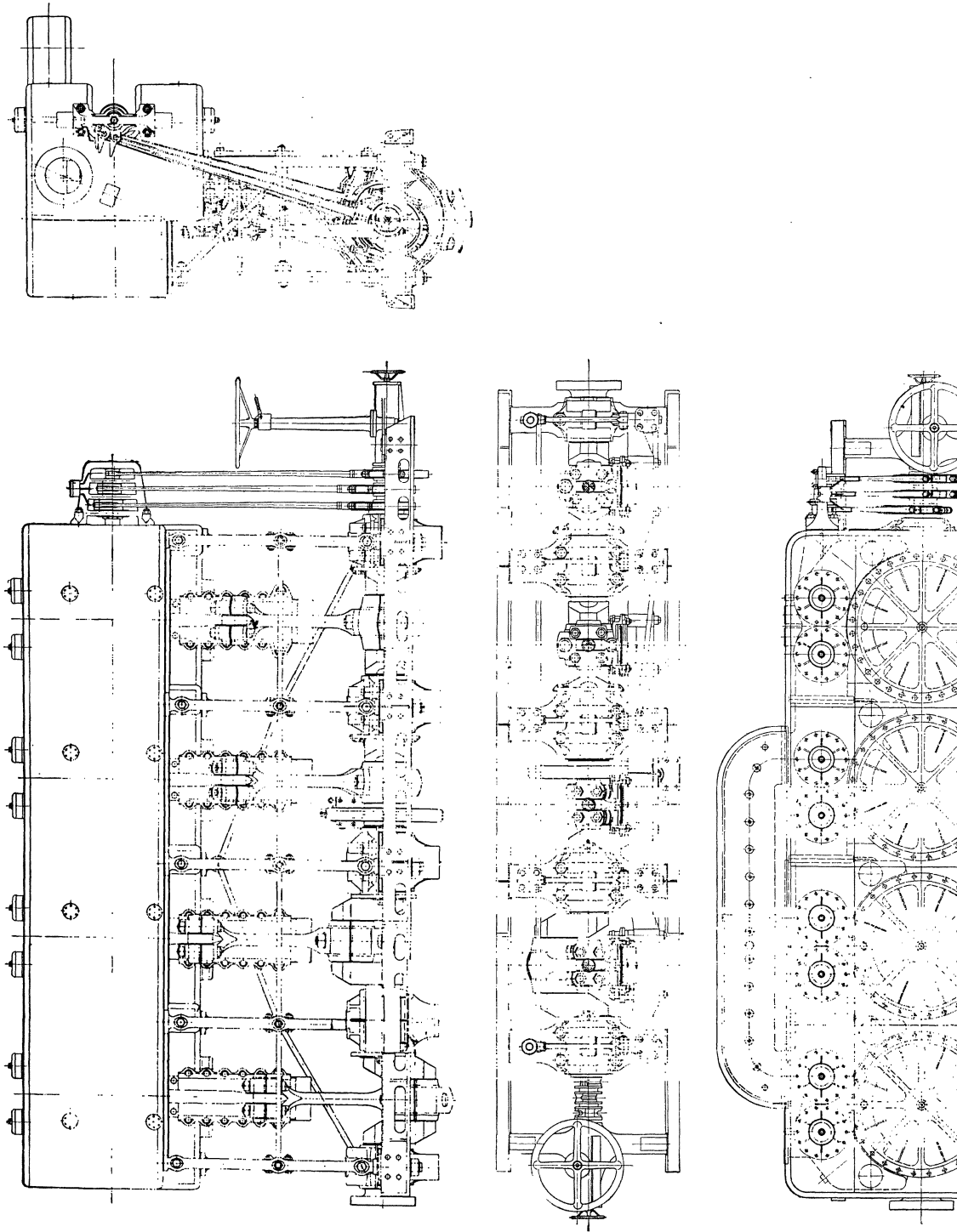
Die Fig. 26 und 27 zeigen eine derartige Maschine. Die Maschine ist eine Torpedobootsmaschine für Heißdampfbetrieb. Jeder Zylinder hat einen Durchmesser von 1000 mm, der Hub beträgt 500 mm. Die Leistung beträgt bei 16 Atm. und nur

Additional material from *Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft*,
ISBN 978-3-642-90183-6 (978-3-642-90183-6_OSFO11),
is available at <http://extras.springer.com>



250 Umdrehungen in der Minute 6500 PSI. Die Ventilsteuerung ist so angeordnet, wie bei der zuletzt gezeigten Doppelverbundmaschine, jedoch mit dem Unterschied, daß der Hochdruckzylinder nicht mit dem benachbarten Niederdruckzylinder

Heißdampfverbundmaschine von 6000 PS. für ein Torpedoboot.



zugleich von einer gemeinsamen Steuerwelle gesteuert wird, sondern daß der Hochdruckzylinder eine besondere Steuerwelle erhalten hat, die von einem dritten

Heißdampfverbundmaschine von 6000 PSI für ein Torpedoboot.

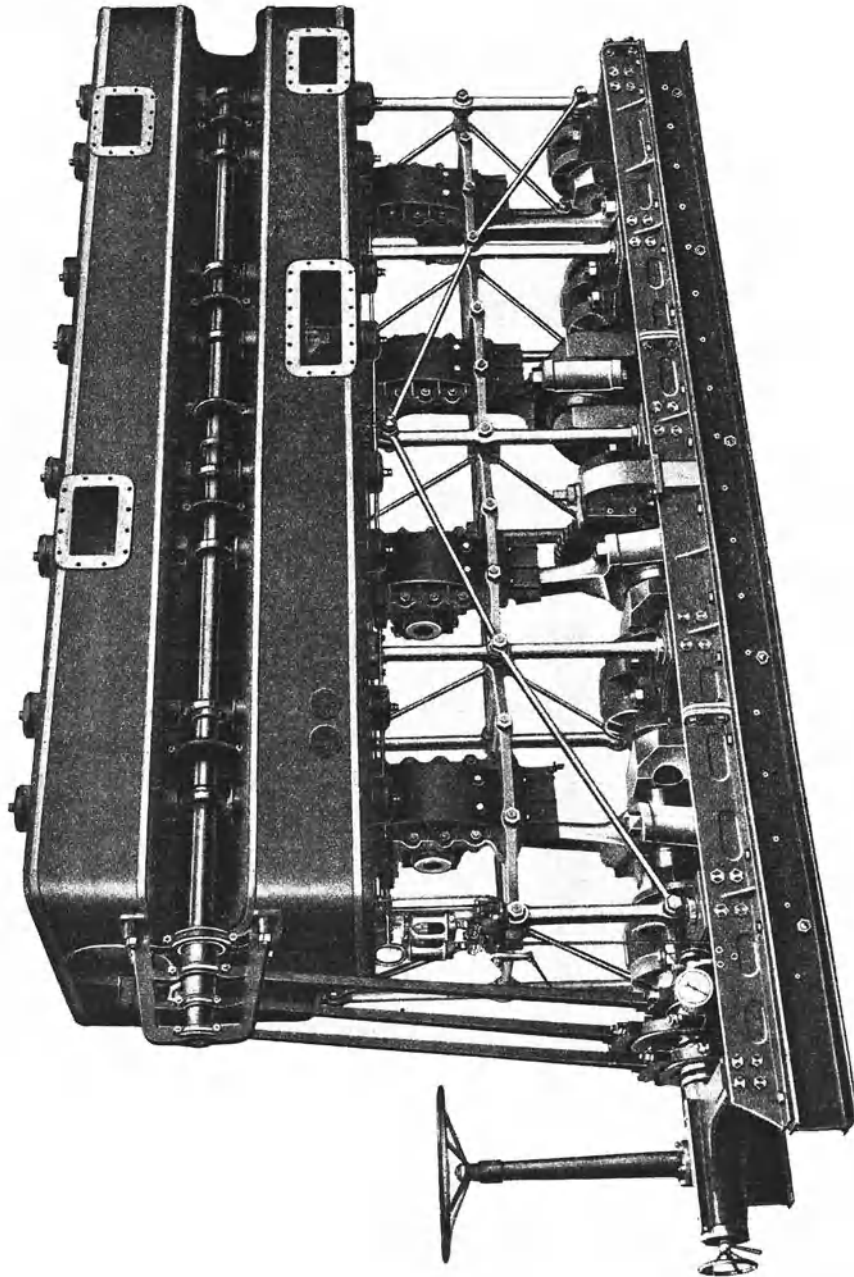


Fig. 28.

Umsteuerungsexzenter angetrieben wird. Dies hat den Zweck, die Hochdrucksteuerung bzw. das Exzenter für die Hochdrucksteuerung noch besonders verstellen zu können. Die Fig. 28 und 29 zeigen die Photographien der Maschine.

Die einfache Verbundanordnung als Folge des Heißdampfes hat wieder zur Folge eine wesentliche Verringerung des Raumbedarfes. Wie gedrungen eine solche

Heißdampfverbundmaschine von 6000 PSI für ein Torpedoboot.

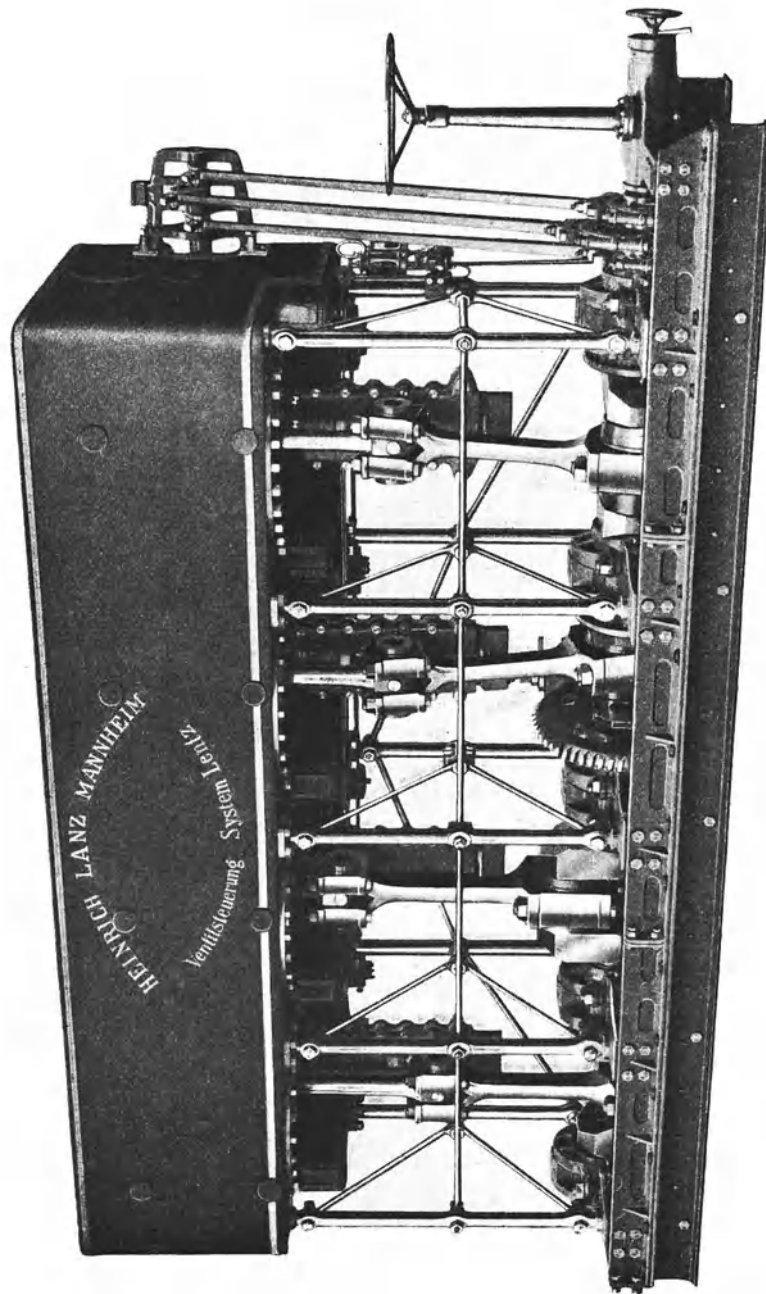


Fig. 29.

Heißdampfventilmaschine gebaut werden kann, das veranschaulichen die Fig. 30 und 31.

Torpedoboot, oben mit 2 Heißdampfventilmaschinen, unten mit 2 Dampfturbinen von je 6 000 PS.

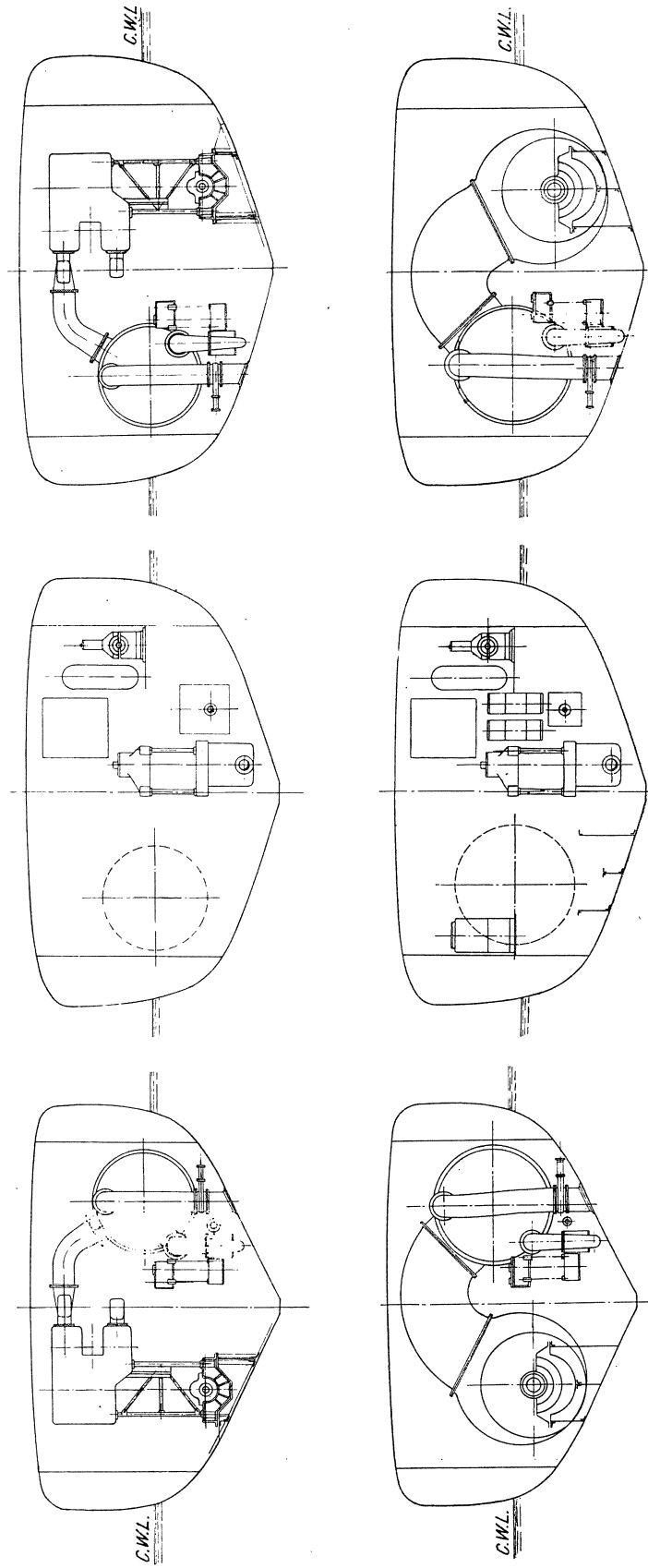


Fig. 30.

Torpedoboot, oben mit 2 Heißdampfventilmaschinen, unten mit 2 Dampfturbinen von 6000 PS.

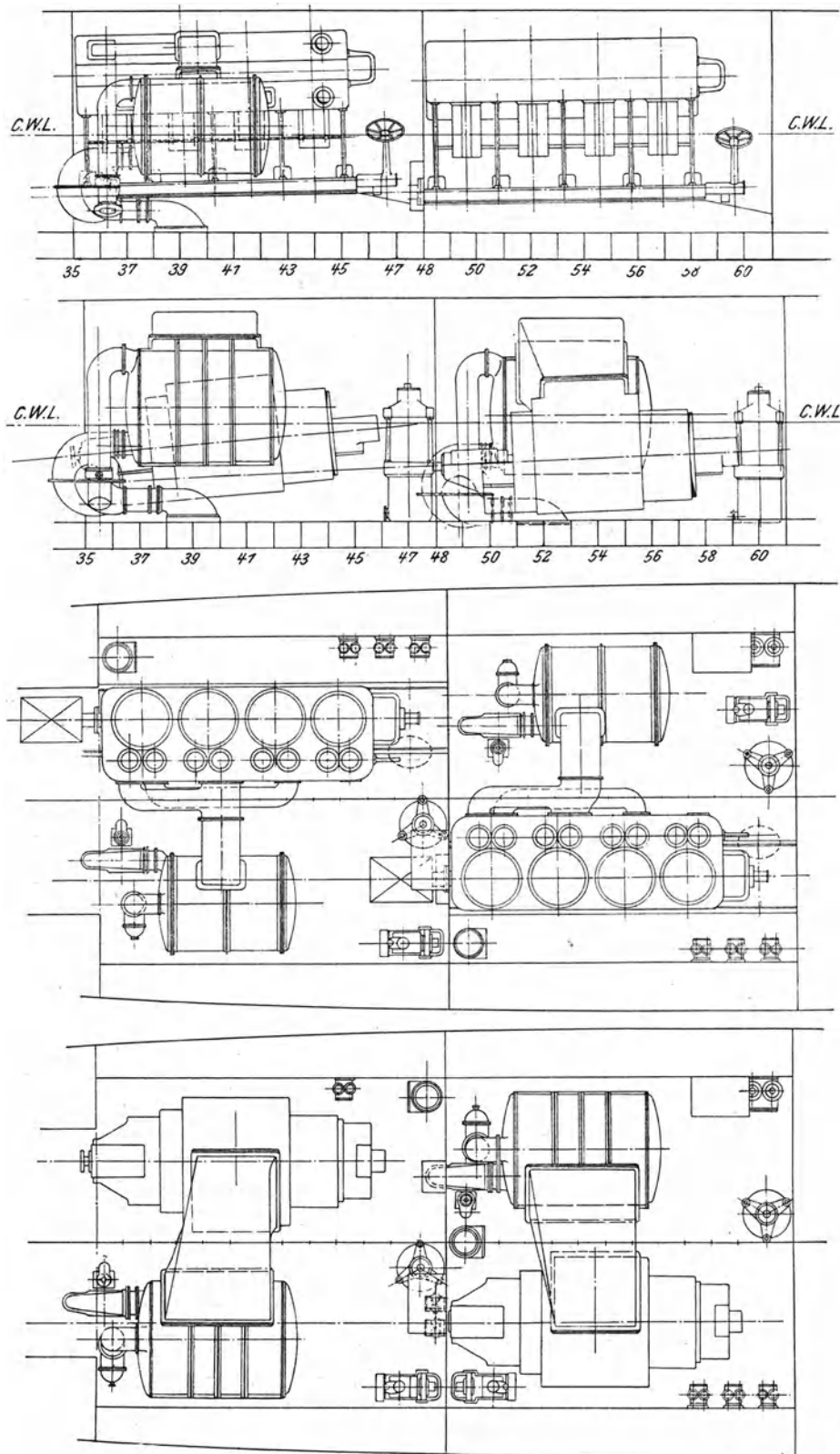


Fig. 31.

In diesen ist der Maschinenraum eines modernen Torpedobootes gezeigt. Einmal sind zwei Zoellyturbinen, das andere Mal Heißdampfventilmaschinen, System Lentz, eingezeichnet. Das Gewicht der Maschine ist nicht ganz so groß wie das

Exzenterumsteuerung.

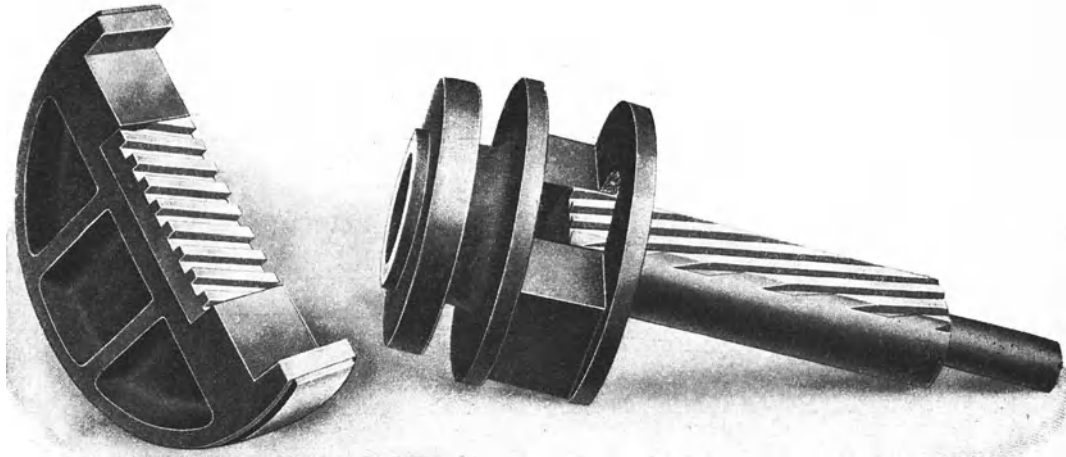


Fig. 32.

Exzenterumsteuerung.

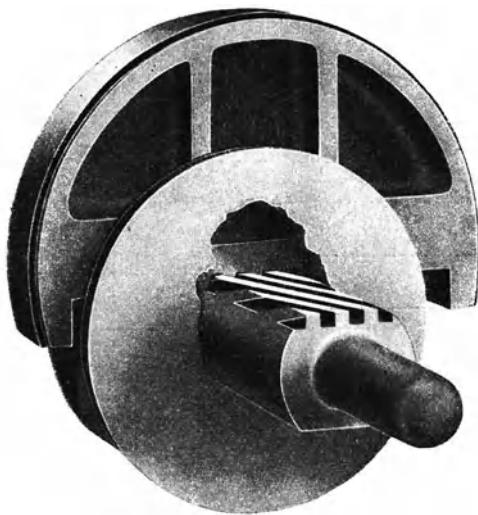


Fig. 33.

Zylinder der Lentz-Ventilheißdampfmaschine von S. M. S. „Drache“.

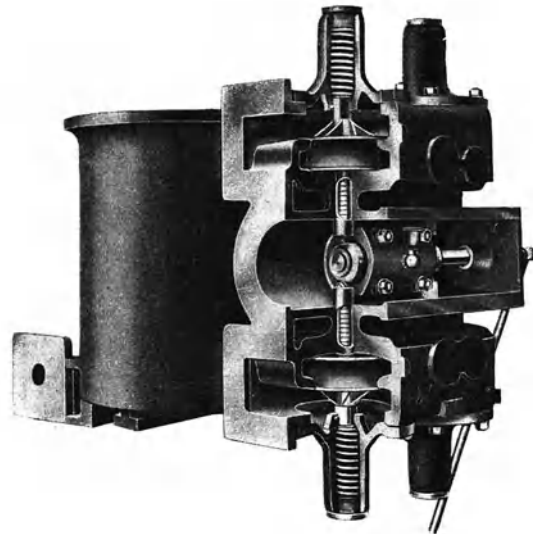


Fig. 34.

der Turbine. Die Kondensation der Maschine wiegt 30% weniger als die der Turbine, weil bekanntlich für die Kolbenmaschine kein so vorzügliches Vakuum erforderlich ist wie für die Turbine. Die Ventilmaschine ist von der Firma Heinrich Lanz in Mannheim gebaut und war auf der Ausstellung in Brüssel zu sehen.

Für den Vergleich ist noch bemerkenswert, daß die Maschine 250 Umdrehungen in der Minute macht, die Turbine 650.

Die Fig. 32 und 33 zeigen die Exzenterumsteuerung. Das Exzenter wird vermittels Schrägflächen durch achsiales Verschieben einer Verstellspindel so verstellt, daß sich Exzentrizität und Voreilung desselben den verschiedenen Füllungsgraden entsprechend ändern.

Fig. 34 zeigt die Photographie eines Zylinders der Maschine von S. M. S. „Drache“. Der Zylinder ist durch die Ventilkästen geschnitten, so daß die Ventile mit ihren Spindeln und Rollen zu sehen sind. Das Ventil mit der zugehörigen Spindel und Rolle ist von Lentz so einfach wie möglich konstruiert worden und so den Anforderungen des Schiffsmaschinenbaues besonders angepaßt. Jeder überflüssige Teil ist weggelassen. Nach Lösung des Ventilkastendeckels läßt sich das Ventil nebst Spindel und Rolle glatt herausziehen. Trotzdem die Rolle, gegen die der Steuerdaumen wirkt, unmittelbar in der Ventilspindel sitzt, hat sich diese Konstruktion vorzüglich bewährt. Es sind heute mit bestem Erfolge 8400 derartige Spindeln in zum Teil langjährigem Betrieb, darunter in großer Anzahl direkt horizontal liegende.

Auch Raddampfer sind mit der Ventilsteuerung System Lentz ausgerüstet worden. Fig. 35 zeigt die Maschine des Personendampfers „Loreley“ der Dampfschiffahrtsgesellschaft für den Mittel- und Niederrhein. Das Schiff und seine Maschine sind von Gebr. Sachsenberg in Roßlau a. E. gebaut worden. Die Maschine weist eine weitere Variation der Lentzsteuerung¹ auf. Es war die Aufgabe gestellt, die Ventilsteuerung so anzuordnen, daß an ihre Stelle ohne weiteres eine Schiebersteuerung gesetzt werden könnte, denn die Ausführung sollte eine Probeausführung sein. Deswegen wurden die Ventile hintereinander angeordnet und die Daumen auf einer hin- und hergehenden Steuerstange, anstatt auf einer schwingenden Welle. Die Kesselanlage ist mit Überhitzern System Wilhelm Schmidt versehen.

Die „Loreley“ ist der erste Personendampfer auf dem Rhein, der eine Heißdampfananlage mit einer Ventilmaschine erhalten hat. Die Betriebsverhältnisse eines solchen Personendampfers sind auf dem Rhein für die Ausnützung aller Vorteile der Heißdampfananlage nicht sehr günstig. Herr v. Rolf, der Direktor der Dampfschiffahrts - Gesellschaft für den Mittel- und Niederrhein, dessen Initiative der Bau dieser Anlage zu danken ist, konnte aber immerhin schon bei mäßiger Überhitzung über 15% Kohlenersparnis feststellen.

Der Dampfverbrauch pro PSi/Std. auf einer bergwärts unternommenen

Versuchsfahrt betrug unter 5 kg, der Kohlenverbrauch 0,653 kg, Dampftruder und Beleuchtungsmaschine mit einbezogen.

Heißdampfventilmaschine des Raddampfers „Loreley“.

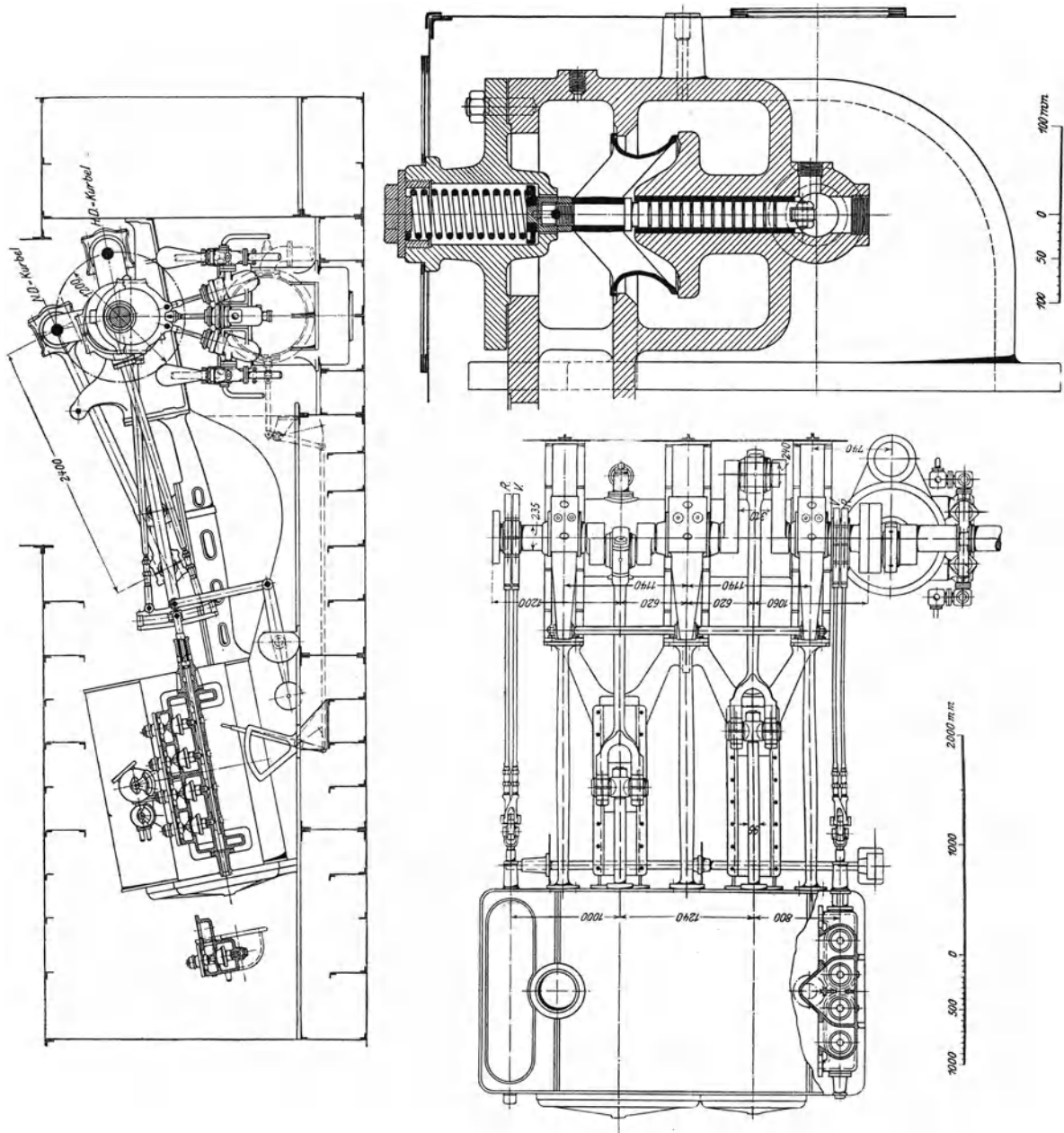


Fig. 36 zeigt die Diagramme der Maschine, aus denen auch hervorgeht, wie gering die Drosselverluste durch das Einlaßorgan im Vergleich zu denen der Rohrleitung sind.

Fig. 37 zeigt eine andere Anordnung der Steuerung für Raddampfermaschinen, analog der Bauart an stehenden Schiffsmaschinen, die auf der Verwendung schwingender Steuerwellen beruht und wesentlich günstigere Verhältnisse schafft.

Die bisher vorgeführten Maschinen lassen erkennen, wie sehr die Ventilsteuerung den verschiedensten Bedingungen sich konstruktiv anpassen läßt. Diese Fähigkeit läßt die Ventilsteuerung besonders dazu geeignet erscheinen, Sattdampf-schiebermaschinen in Heißdampfventilmaschinen umzubauen und so bestehende Anlagen mit den Vorteilen des Heißdampfes und der Ventilsteuerung auszustatten.

Se. Königl. Hoheit der Großherzog von Oldenburg, der allen Neuerungen auf maritimem Gebiet bekanntlich großes Interesse entgegenbringt, hat in hochherziger Weise Höchstseine Yacht „Lensahn“ zu dem Versuch zur Verfügung gestellt, die Sattdampfanlage derselben in eine Heißdampfanlage mit Lentz-Ventilmaschinen

Diagramme der Rohrleitung und der Zylinder der Maschine des Rheindampfers „Loreley“.

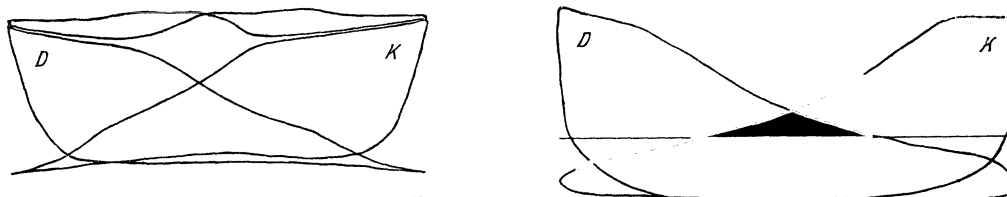


Fig. 36.

umzubauen. Die Firma Heinrich Lanz führte an den 2 Maschinen von je 580 PSi bei $n = 190$ per Minute die Zylinder mit der Ventilsteuerung und Exzenterumsteuerung aus, welche an Stelle der Schieberzylinder eingesetzt wurden; der Bremer Vulkan versah die Kesselanlage mit Überhitzern, System Wilhelm Schmidt, und montierte die neuen Zylinder. Dem Umbau stellten sich verschiedene Schwierigkeiten in den Weg; er zeitigte aber nach seiner Vollendung das hervorragende Resultat, daß Se. Königl. Hoheit auf Höchstseiner diesjährigen Sommerreise eine Kohlenersparnis von 21 % feststellen konnte. Die Dampftemperatur betrug durchschnittlich 380 bis 400°. Die Maschinen und insbesondere die Ventilsteuerung arbeiteten bei diesen Temperaturen durchaus einwandfrei. Dabei brauchten sie nur sparsam geschmiert zu werden, so daß einfache, in die Speisewasserleitung eingebaute Filter aus Matten vollständig ausreichten, um klares, ölfreies Speisewasser zu ergeben. Die Kessel wurden nur einmal, vor Antritt der mehrmonatlichen Reise gefüllt und später bloß der Abgang ersetzt. Das Kesselinnere und das Kesselwasser zeigten sich vollkommen ölfrei bzw. klar.

Fig. 38 zeigt einen Blick auf die Steuerseite der Maschine. Der Hochdruckzylinder von 375 mm Dr. und 460 Hub wirkt auf die vordere Kurbel, die beiden Niederdruckzylinder von 560 mm Dr. auf die anderen zwei Kurbeln. An der Vorderseite der Maschine sind die drei Umsteuerungsexzenter angeordnet. Die Verstellung erfolgt von einem Handhebel aus. Die Handhebel beider Maschinen können von einem Mann gleichzeitig bequem bedient werden.

Se. Königl. Hoheit stellte eine ganz hervorragende Verbesserung der Manövrierfähigkeit gegen früher fest. Diese Verbesserung ist, wie schon früher erläutert, eine Folge des geringen Kraftbedarfes der Ventilsteuerung.

Fig. 39 zeigt einen Längsschnitt durch die Ventile und einen Querschnitt durch den Hochdruckzylinder. Für die beiden Niederdruckzylinder sind zwei ineinander angeordnete Steuerwellen vorgesehen. Die Ventile des Hochdruckzylinders sind ganz nahe an diese Zylinder herangerückt und werden von einer neben die zwei anderen Steuerwellen gelagerten Welle betätigt.

Fig. 40 zeigt Horizontalschnitte durch die Ventilkästen und durch die Steuerwellenlager, aus denen die Anordnung der Ventile ersichtlich ist. An der Maschine befinden sich keine nachziehbaren Stopfbüchsen. Die Ventilspindeln und die Kolbenstangen sind durch Metallabdichtungen, die auf der Labyrinthwirkung beruhen, gedichtet. Fig. 40 zeigt in dem Kreuzrißschnitt auch die bekannte Kolbenstangendichtung von Lentz.

Die Überhitzeranlage, System Wilhelm Schmidt, ist aus Fig. 42 erkennbar und zeigt den bewährten Elementeüberhitzer.

Fig. 41 stellt die Diagramme dieser Maschine vor.

Der Kolbenschiffsmaschine wird häufig der Vorwurf gemacht, daß sie eine große Zahl bewegter Teile, die noch dazu alle sichtbar sind, aufweist, und daß ihr Anblick ein unruhiger ist. Dieser Vorwurf kann der Heißdampfmaschine mit Ventilsteuerung nicht gemacht werden. Die folgenden kinematographischen Vorführungen der von Heinrich Lanz in Brüssel ausgestellten Schiffsmaschine mit Ventilsteuerung, die in den Fig. 27, 28 und 29 gezeigt ist, beweisen das. Während der Aufnahme wurde die Maschine von voll vorwärts auf voll rückwärts umgesteuert.

Die vorgeführten Maschinen zeigen, in welcher Art bisher die Kolbenschiffsmaschine sich in der Richtung der Verwendung des Heißdampfes und der Ventilsteuerung weiter entwickelt hat. Es ist hervorgehoben worden, daß der Heißdampf eine Verbesserung der Wirtschaftlichkeit ergibt und dabei eine Verringerung der Zahl der Expansionsstufen, demnach eine wesentliche Vereinfachung der

Heißdampfventilmaschine der Jacht „Lensahn“ S. K. H. des Großherzogs von Oldenburg. 32. 11. 1902

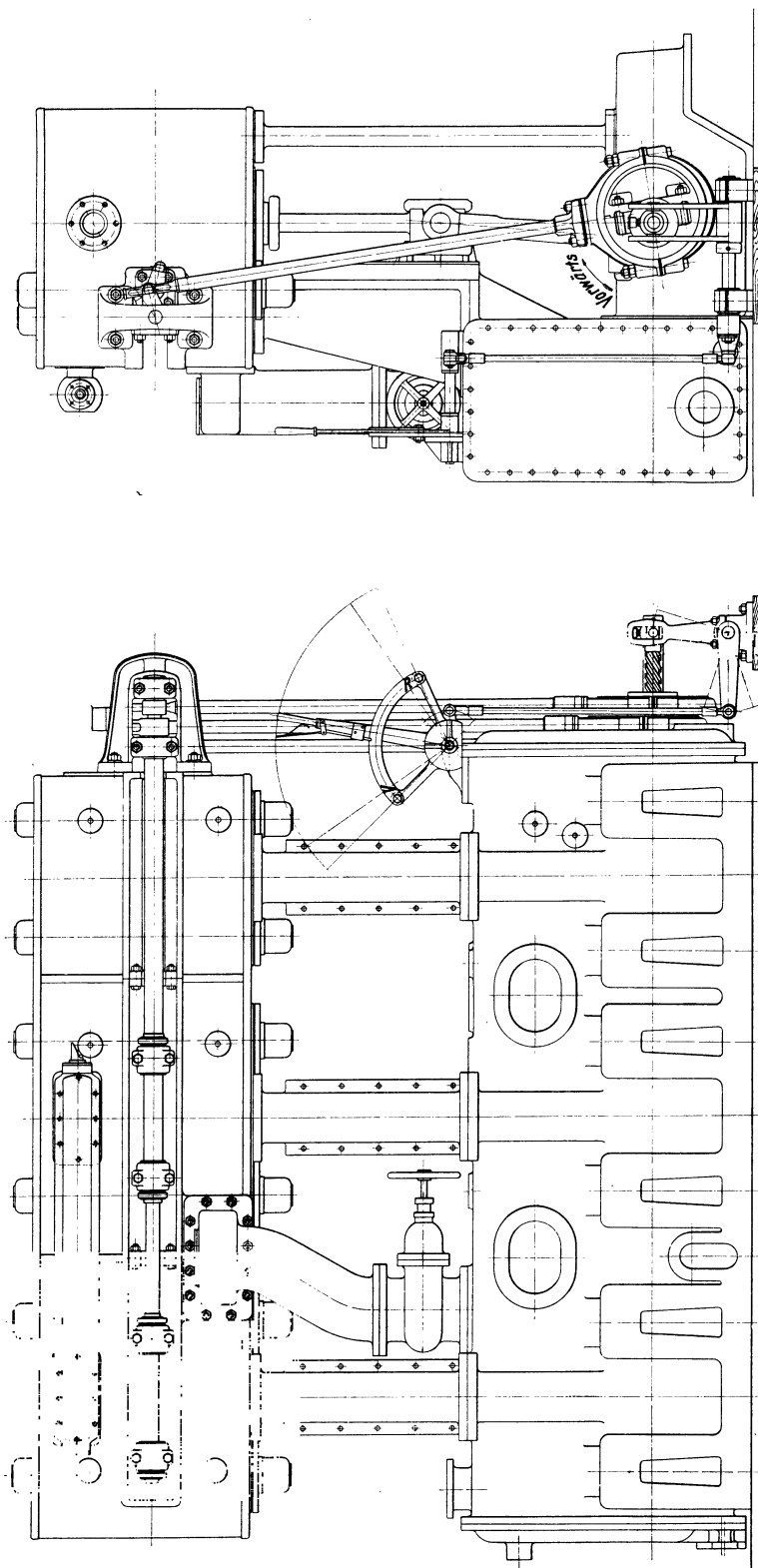


Fig. 38.

Heißdampfventilmaschine der Jacht „Lensahn“ S. K. H. des Großherzogs von Oldenburg.

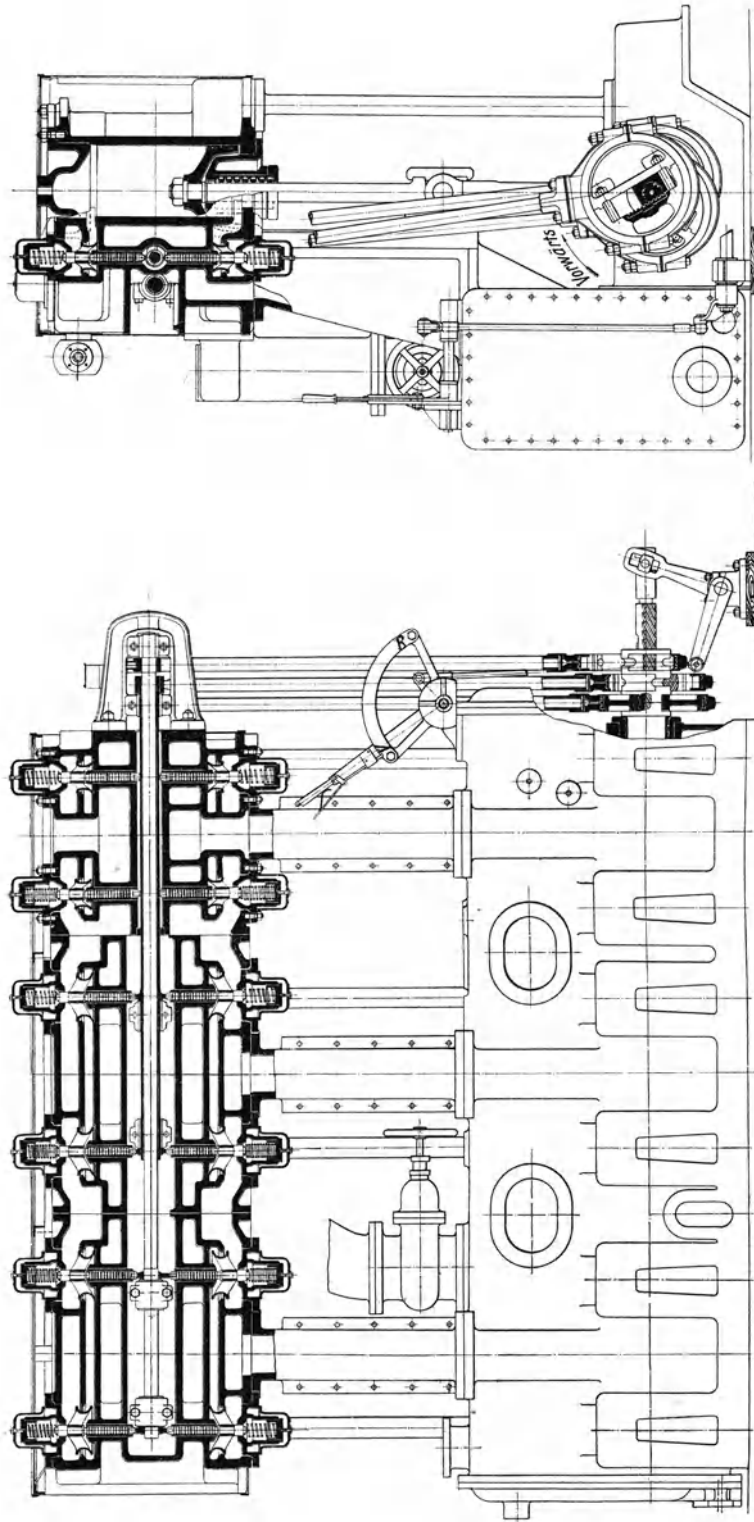


Fig. 39.

Additional material from *Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft*,
ISBN 978-3-642-90183-6 (978-3-642-90183-6_OSFO12),
is available at <http://extras.springer.com>



Heißdampfmaschine bei Verringerung ihres Raumbedarfes und ihres Gewichts zuläßt.

Heißdampfventilmaschine der Jacht „Lensahn“ S. K. H. des Großherzogs von Oldenburg.

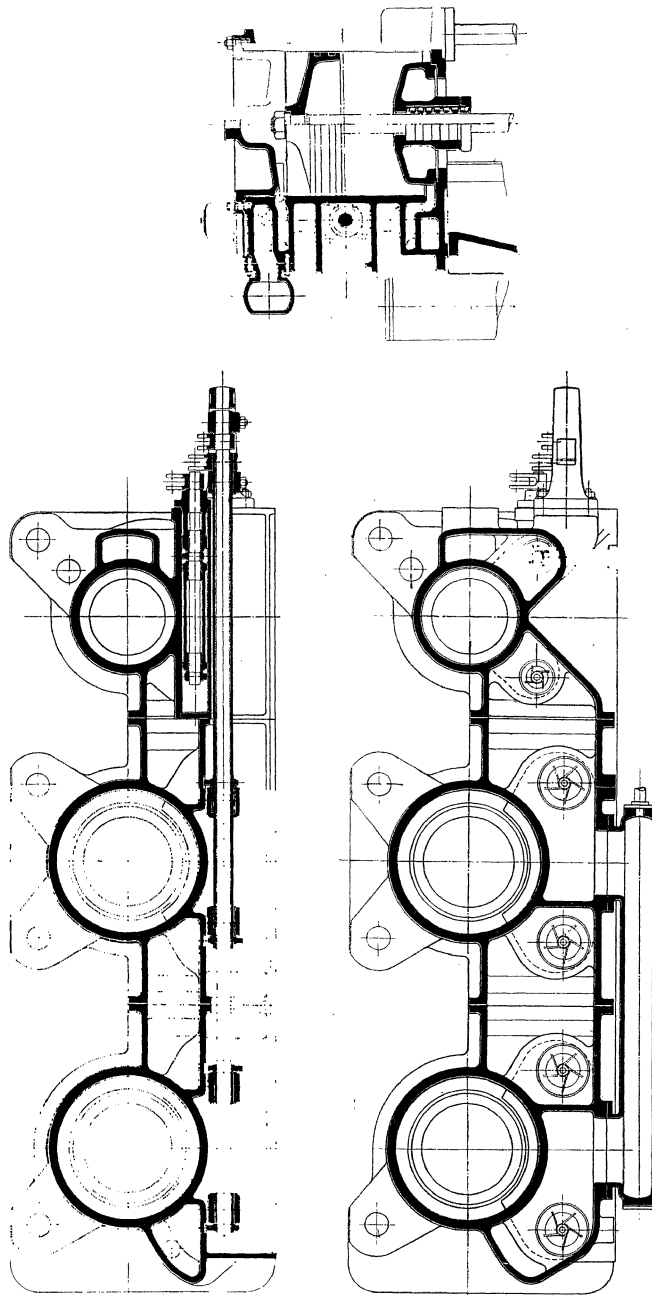


Fig. 40.

Es ist ferner gezeigt worden, daß die Ventilmaschine auch bei Dampftemperaturen von 400° allen Anforderungen in bezug auf Betriebssicherheit und sparsame Schmierung genügt, also die Ventilmaschine eine Weiterausgestaltung der Überhitzung ermöglicht.

Es ist auch gezeigt worden, wie die vierkurbelige Verbundmaschine einer weiteren Entwicklung nach der Richtung der Verringerung der Zahl der Ventile und Vermeidung jedes Receivers fähig ist. Die verschiedenen vorgeführten Formen der Ventilsteuerung lassen erkennen, daß die Kolbendampfmaschine auch in ihren sonstigen für die Wirtschaftlichkeit maßgebenden Teilen, vornehmlich den Zylindern, nach der Richtung besserer Wirtschaftlichkeit bei höchster Betriebssicherheit und Manövrierfähigkeit weiter ausgestaltet werden kann.

Welche Vorteile z. B. in bezug auf die Wirtschaftlichkeit erreichbar sind, möge an Hand von Verbrauchsziffern vorgeführt werden; diese sind freilich nicht an Schiffsmaschinen sondern an analogen Heißdampfventillokomobilen

Diagramme der Ventilmaschinen der Jacht „Lensahn“.

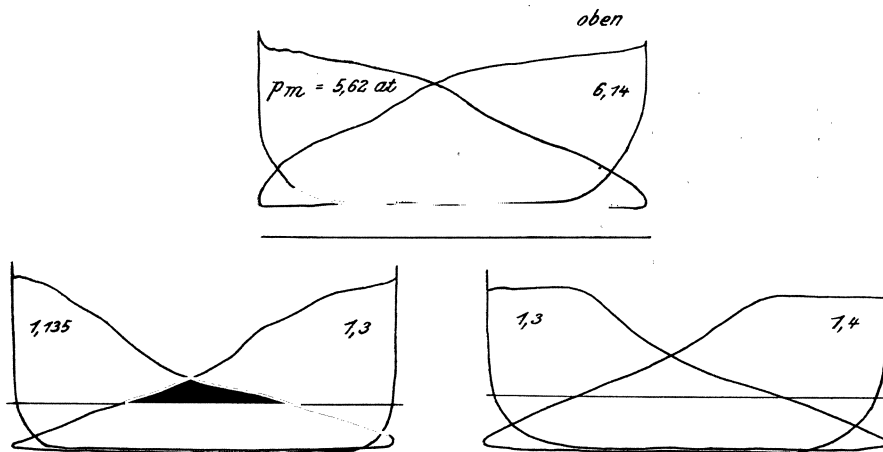


Fig. 41.

der Firma Heinrich Lanz, die nach dem System Lentz ausgeführt sind, gewonnen worden.

Eine 100 PS Lanzsche Heißdampfverbundlokomobile mit 8 Ventilen ergibt bei 12 Atm. und 320° vor der Maschine einen Dampfverbrauch von 5 kg pro PS i/Std.

Unter gleichen Verhältnissen ergibt eine solche Verbundlokomobile mit 6 Ventilen gemäß Fig. 42 einen Dampfverbrauch von 4,7 kg pro PS i/Std.

In beiden Fällen lagen aus Konstruktionsrücksichten sämtliche Ventile in einer Ebene, so daß die Ventile des Hochdruckzylinders von diesem weiter abstanden als sonst unbedingt nötig.

Die weitere Ausgestaltung der Verbundmaschine mit sechs Ventilen nach der Richtung der Verringerung des schädlichen Raumes, der schädlichen Flächen,

Heißdampfverbund-Lokomobile mit reduzierter Ventilzahl nach dem System Lentz gebaut von der Firma Heinrich Lanz, Mannheim.

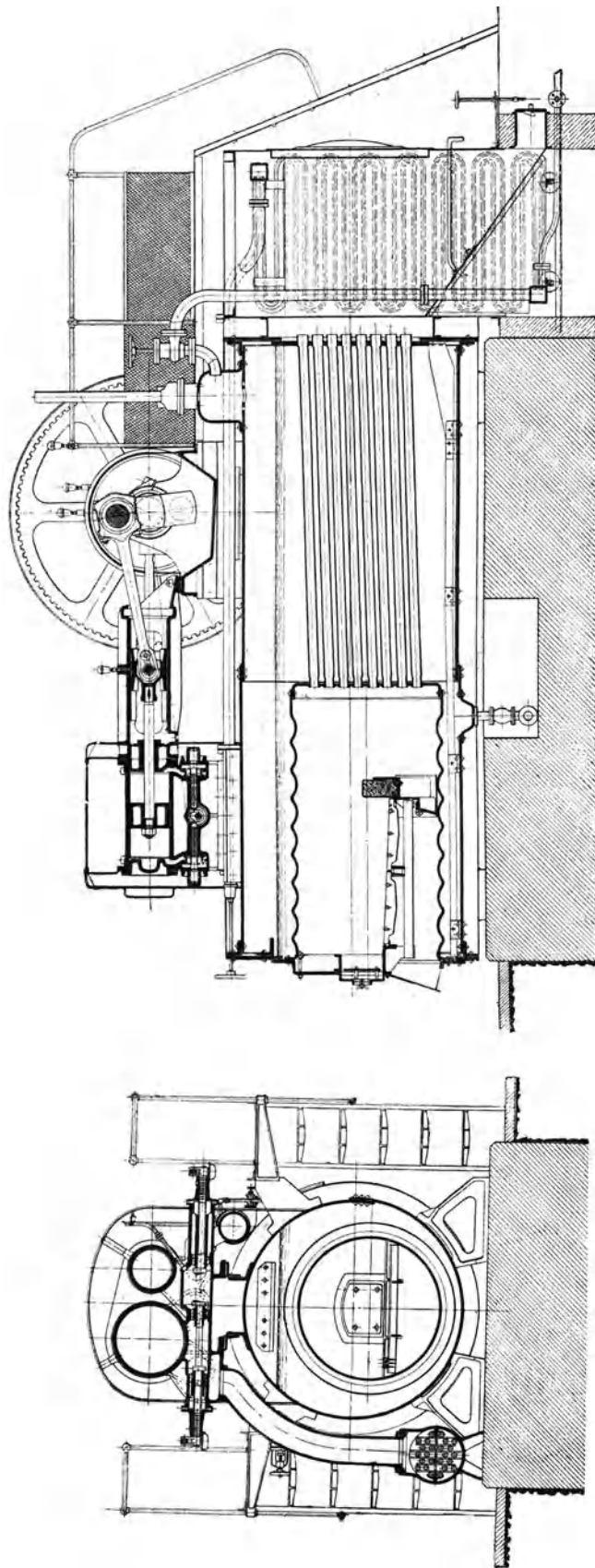


Fig. 42.

der Verringerung der Krümmungen des Dampfweges sowie des besseren Zusammenhaltes der Wärme durch sehr ausgiebige Isolierung zeitigte einen Rückgang des Dampfverbrauches auf 4,14 kg pro PSi/Std.

Bei der gleichen Maschine vermindert sich bei einem Dampfdruck von 15 Atm. und einer Dampftemperatur von 405° der Dampfverbrauch weiter auf 3,39 kg pro PSi./Std.

Eine nach den gleichen Grundsätzen für einen Betriebsdruck von 30 Atm. gebaute Verbundmaschine verringert bei einer Temperatur von 450° C., also einer im Hinblick auf die vorliegenden Erfahrungen z. B. bei den Maschinen der Jacht „Lensahn“ noch ganz unbedenklichen Temperatur, den Dampfverbrauch auf 3,1 kg pro PS i/Std. Dabei sind die Zylinderdimensionen um 50% zurückgegangen.

Bei diesem Versuch kommt noch eine Undichtheit in Betracht, die den Dampfverbrauch über die Zahl 3 hinaufgesetzt hat.

Alle Maßnahmen, welche schon bei kleinen Aggregaten die vorgeführten Resultate ergeben, lassen sich sinngemäß auf Heißdampfanlagen für Schiffsbetrieb anwenden. Alle laufen auf eine Vereinfachung und Verkleinerung der Maschine bei Wahrung höchster Betriebssicherheit und auf eine Verminderung des Dampfverbrauches hinaus. Der verminderte Dampfverbrauch zeitigt u. a. auch eine Verkleinerung der Rohrleitungen; eine weitere Verkleinerung der Rohrleitungen kann wegen der bei Überhitzung zulässigen höheren Geschwindigkeiten des Dampfes in denselben erfolgen. Kleine Rohrleitungen lassen sich viel besser gegen Wärmeverluste schützen, und Heißdampf führende Rohre haben so gut wie keine Niederschlagsverluste.

Dem verringerten Dampfverbrauch entsprechend wird auch die Kesselanlage geringer im Raumbedarf und im Gewicht, wie bereits gezeigt, und die Feuerung bequemer bedienbar. Es vermindern sich also alle Nachteile, welche der normalen Schiffskraftanlage, die Sattedampfkolbenmaschinen und Schiebersteuerungen aufweist, vorgeworfen werden.

Unter Berücksichtigung dieser Momente kann wohl behauptet werden, daß der Kolbenschiffsmaschine keineswegs um den ersten Platz unter den Schiffsmotoren bange zu sein braucht.

Diskussion.

Herr Professor M e n t z - Danzig-Langfuhr:

Königliche Hoheit! Meine Herren! Wir haben soeben einen interessanten Vortrag über „Heißdampfanlagen mit Ventilmaschinen für Schiffsbetrieb“ und zwar insbesondere über solche mit Lentz-Steuerung gehört. Da der Herr Vortragende uns sehr viel Gutes berichtet hat, fragt man sich unwillkürlich: Sollten nicht irgendwie auch kleine Bedenken vorhanden sein, welche der Verwendung der Überhitzung und der Ventilsteuerung, die sich ja bei Landmaschinen zweifellos außerordentlich bewährt hat, beim Schiffsbetrieb entgegenstehen?

Ich bin natürlich weit entfernt, zu behaupten, daß Überhitzung und Ventilsteuerung hier nicht anwendbar wären. Wir haben ja schon Maschinen, welche damit gelaufen sind. Wir haben durch überhitzten Dampf und Ventilsteuerung im Landmaschinenbau Erfolge gehabt, wie sie sonst in wirtschaftlicher Hinsicht nicht möglich gewesen wären. Es ist ohne weiteres klar: wir haben ein höheres Gesamttemperaturgefälle und müssen also auch einen höheren thermischen Wirkungsgrad bekommen. Vor allen Dingen erhalten wir eine Verringerung der Anfangskondensation; hierin besteht der Hauptvorteil des überhitzten Dampfes. Das macht sich naturgemäß besonders bei kleinen Ausführungen geltend, also bei Maschinen, die nur mit einfacher Expansion arbeiten, wie z. B. bei Lokomotiven. Die Verringerung der Anfangskondensation spielt ferner auch noch bei Verbundmaschinen mit zweifacher Expansion eine große Rolle, aber sie kann sich gar nicht so sehr bei Maschinen mit drei- und vierfacher Expansion geltend machen, welche doch bei unseren größeren Schiffen die Regel bilden. Die Sache liegt einfach so: bei konstantem Hub wächst bei größer werdendem Durchmesser die Fläche, also auch die Arbeit des Zylinders mit dem Quadrat des Durchmessers, während die kühlenden Mantelflächen, welche schädlich sind, da größtenteils an ihnen die Anfangskondensation entsteht, nur mit der ersten Potenz des Durchmessers wachsen. Infolgedessen sind die schädlichen Mantelflächen, insbesondere bei einer Einzylindermaschine, aber auch bei einer Zweifachverbundmaschine verhältnismäßig groß; bei großen Maschinen, wie wir sie auf unseren Schiffen mit drei- und vierfacher Expansion haben, sind sie aber nicht so bedeutend. Die Sache liegt hier umgekehrt, wie bei Gasmaschinen. Dort macht ja die Kühlung bei großen Zylindern Schwierigkeiten, weil eben die Fläche mit dem Quadrat, der Mantel selbst aber nur mit der ersten Potenz des Durchmessers zunimmt und somit bei großen Zylindern nicht soviel Kühlfläche zur Verfügung steht wie bei kleinen. Wir sehen also, daß bei großen Maschinen die Anfangskondensation nicht so schlimm ist wie bei kleinen Maschinen, und daß die Dampfüberhitzung dann auch nicht so viel helfen kann.

Nun können wir bei überhitztem Dampf ein höheres Temperaturgefälle pro Zylinder zulassen, also eine Expansionsstufe weniger nehmen. Das ist aber illusorisch, denn wir bekommen, wenn wir bei der Verbundwirkung mit nur zwei Zylindern bleiben wollen, meist so große Ventildurchmesser für den Niederdruckzylinder, daß wir letzteren wieder teilen müssen. So hat die Heißdampfmaschine des Tenders „Drache“ zwei halbe Niederdruckzylinder erhalten, und bei der Torpedobootsmaschine, die in Brüssel ausgestellt war, sind statt eines Niederdruckzylinders drei von je einem Drittel Fläche ausgeführt. Wir kommen also schließlich doch immerhin auf eine Drei- bis Vierkurbelmaschine, sparen also nicht allzuviel. Es ist doch schließlich nicht so sehr von Bedeutung, ob die Zylinder verschieden große sind, oder ob man sie genau gleich groß halten kann, wie es z. B. bei der in Brüssel ausgestellten Maschine der Fall ist, die einen Hochdruckzylinder von 1000 mm Durchmesser und drei parallel geschaltete Niederdruckzylinder von ebenfalls 1000 mm Durchmesser hat.

Ein Bedenken, das nicht besonders gewürdigt, sondern nur gestreift worden ist, ist die Schmierung. Wir haben allerdings gehört, daß sich bei verschiedenen Fahrten eine

hohe Dampfüberhitzung bewährt hat, aber aus der „Marine-Rundschau“ vom Juli und August 1910, in der über den Tender „Drache“ genauer berichtet ist, ergibt sich ganz deutlich, welche Schwierigkeiten sich mit der Schmierung herausgestellt haben und daß es überhaupt nicht möglich war, die beabsichtigten 280° Überhitzung zu erzielen, sondern daß man bei 270° aufhören mußte, weil sonst die Hochdruckkolben warm liefen.

Wir haben bei unseren Schiffsmaschinen bekanntlich im Gegensatz zum Lokomobilbetrieb, von dem hier verschiedentlich die Rede war, die Unannehmlichkeit, daß wir das Kondenswasser im Kreislauf immer wieder benutzen und deswegen ölfrei halten müssen. Das kommt bei Lokomobilen und Lokomotiven nicht in Betracht, da diese immer frisches Wasser nehmen können; wir müssen aber die Kessel ganz frei von Öl halten. Das geht bei Sattdampf, denn dieser Dampf enthält, was zwar an sich nicht angenehm ist, Wasser, welches im allgemeinen zur Schmierung ausreicht. Bei Heißdampf müssen wir aber entschieden reichlicher mit Öl schmieren als bei Sattdampf. Der Eintritt des im Kondenswasser enthaltenen Öles in die Kessel läßt sich nun durch Filter, wie sie hier auch erwähnt wurden und z. B. in die Yacht „Lensahn“ eingebaut sind, vermeiden. Aber das ist doch wieder eine Komplikation; schließlich kann ein solcher Filter auch versagen oder entzweigen.

Dann gibt es auch Schwierigkeiten bezüglich der Abstellung der Überhitzer, da wir nicht immer mit erstklassiger Bedienung rechnen dürfen. Wir müssen gewärtig sein, daß auf hoher See infolge eines Zufalls — im Nebel kann ein Eisberg oder ein entgegenkommendes Schiff gesichtet werden, oder es kann heißen: „Mann über Bord“ — die Maschine einmal ganz abgestellt oder ihre Leistung stark verringert werden muß. Dann ist es naturgemäß nötig, auch sämtliche Überhitzer abzustellen, da sonst die Rohre durchbrennen können, weil die kühlende Wirkung des Dampfes fehlt. Es müssen also gleichzeitig in sämtlichen Heizräumen des Schiffes die Überhitzer ausgeschaltet werden; wenn dies auch nur bei einem Kessel aus Unvorsichtigkeit unterlassen wird, ist sofort der Überhitzer verdorben und eine Havarie vorhanden, die recht störend ist. Die Sache liegt doch auf Schiffen immerhin wesentlich anders als bei Lokomobilen und bei ortfesten Anlagen. Bei einer ortfesten Anlage bleibt immer die Nacht zu Reparaturen, weil die Maschine meist nur 10 Arbeitsstunden am Tage läuft, und es bleibt auch der Sonntag, an dem repariert werden kann, ferner können Reserveteile leicht beschafft werden. Auf Schiffen ist das alles nicht möglich; wir müssen Schiffe haben, die absolut betriebssicher sind, bei denen Reparaturen und überhaupt Havarien, soweit irgend möglich, vermieden werden.

Es ergibt sich also, daß der überhitzte Dampf bei Ein- und Zweifachexpansionsmaschinen, also auch bei Lokomobilen usw., durchaus am Platze ist und hier eine wesentliche Ersparnis ergibt, daß er aber bei Dreifachexpansionsmaschinen, wie sie auf großen Schiffen heutzutage die Regel bilden, lange nicht mehr soviel nützen kann, und daß wir schließlich bei Vierfachexpansionsmaschinen, bei denen das Temperaturgefälle pro Zylinder nur etwa 35° beträgt, von einer Überhitzung nicht allzuviel zu erwarten haben.

Nun noch ein paar kleine Bemerkungen über die Ventilsteuerung an sich. Da ist es Tatsache, daß die L e n t z-Steuerung eine durchaus günstige und die allereinfachste Ventilsteuerung ist, die man sich denken kann. Wir können nun bei überhitztem Dampf von Anfang an eine größere Dampfgeschwindigkeit in den Kanälen, in den Ventilöffnungen und dergleichen zulassen, weil der überhitzte Dampf spezifisch leichter, also auch leichter flüssig ist. Davon wird nun auch reichlich Gebrauch gemacht. Es wird also tatsächlich eine höhere Dampfgeschwindigkeit zugelassen. Diese wird aber im großen und ganzen noch erheblich vergrößert, und zwar auf ungewollte, ungewünschte Weise durch die verhältnismäßig schlechten Kanaleröffnungen, wie sie Ventile im allgemeinen ergeben. Wir haben ja natürlich die Möglichkeit, große Ventile auszuführen. Das läßt sich aber schwer durch-

führen, weil große Ventile zu schwer ausfallen und somit zu schwer zu beschleunigen sind. Aus demselben Grunde, um kleine Ventile zu erhalten, wird z. B. auch der Niederdruckzylinder meist unterteilt. Wir könnten nun aber verhältnismäßig große Ventilhübe wählen und somit hierdurch dafür sorgen, daß wir eine genügende Kanaleröffnung bekommen; aber es werden dann die Beschleunigungsdrücke und somit die Abnutzung des Steuerungsgestänges außerordentlich groß. Herr Dr.-Ing. H e l l i n g, der bei uns an der Danziger Schiffbauabteilung seine Doktorarbeit eingereicht hat, hat das in dieser genauer auseinandergesetzt. Die Abhandlung wird augenblicklich in den „Verhandlungen des Vereins für Gewerbefleiß“ abgedruckt; ich kann daher einfach darauf verweisen. Herr Dr.-Ing. H e l l i n g hat verschiedene Arten des Beschleunigungsverlaufes angenommen und durch zweifache Integration die zugehörigen Ventilerhebungen festgestellt; dabei ergibt sich nun, was auch schon früher im Prinzip bekannt war, daß im großen und ganzen bei zwangsläufigen Ventilsteuerungen, also auch bei der L e n t z - Steuerung, um die Beschleunigungsdrücke für die bei Schiffsmaschinen im allgemeinen notwendigen großen Ventile in mäßigen Grenzen zu halten, schlechte Kanaleröffnungen zugelassen werden müssen, sogar schlechtere als bei der Schiebersteuerung, und daß dadurch von dem, was man gewinnt oder gewinnen könnte, wieder viel verloren geht. Die Sache ist ja ohne weiteres klar, wenn man an folgenden Grundsatz erinnert. Bei der Eröffnung des Kanals muß das Ventil aus der Ruhe erst beschleunigt werden, während der Schieber bereits in Bewegung ist; man braucht daher für Schieber in der Nähe der Totpunkte des Kolbens keinen so großen Beschleunigungsdruck aufzuwenden wie beim Ventil, um eine gute Kanaleröffnung zu bekommen.

Meine Herren! Uns sind hier eine Anzahl Zahlen mitgeteilt, die eine Kohlenersparnis ergeben. Ich bin selbstverständlich weit entfernt, die Richtigkeit dieser Zahlen zu bezweifeln; aber ich möchte doch auch das wiederholen, was gestern hier schon, wenn ich nicht irre, Herr Direktor H e n k e l erwähnt hat: daß es doch sehr wünschenswert wäre, wenn es sich auch bei uns einbürgerte, diese Versuchsergebnisse ganz genau mitzuteilen. Wir sind doch denkende Fachleute, wir möchten uns gern selbst ein Urteil über die Sache bilden, und da ist uns mit einer kurzen Angabe, daß zum Beispiel 0,529 kg Kohlen verbraucht wurden oder daß sich 13% Kohlenersparnis ergeben habe, nicht genügend gedient. Ich glaube, es wäre auch im Schiffsmaschinenbau wünschenswert, daß in Zukunft ebenso wie es bei den meisten Versuchen geschieht, die an Land vorgenommen und dann veröffentlicht werden, ganz genaue Angaben gemacht werden, z. B. wie lange der Versuch gedauert hat, was für Kohlen es waren, welche Hilfsmaschinen einbegriffen sind, welche Messungen gemacht sind usw., so daß man sich selbst ein genaues Bild über die Vorgänge machen kann. Im Gegensatz zu den günstigen Ergebnissen, die hier genannt wurden, hat sich bei der Maschine des Tenders „Drache“, wie die „Marine-Rundschau“ angibt, keine Kohlenersparnis ergeben. Dort war der Kohlenverbrauch pro 1 PS. und Stunde für Heißdampf bei der Kohlenmeßfahrt 0,76 kg; die wirklich gut konstruierten Maschinen von den zum Vergleich angeführten haben denselben Kohlenverbrauch, teilweise sogar noch einen etwas geringeren ergeben. Daß die Drachemaschine bei Betrieb mit Sattedampf selbstverständlich mehr Kohlen verbraucht hat als mit Heißdampf, darf nicht Wunder nehmen, aber diese Kohlenersparnis ist illusorisch, denn die Maschine ist ja eben als Zweifachverbundmaschine konstruiert, und man würde sonst eine 800 pferdige Maschine kaum noch als Zweifachverbundmaschine ausführen. Beim Tender „Drache“ hat sich also eine Kohlenersparnis nicht ergeben; auch eine Gewichtersparnis war nicht vorhanden. Das Gewicht pro Pferdestärke war 84,38 kg, und das ist bei den anderen guten Maschinen fast dasselbe, nämlich 86 bis 87 kg.

Ich wollte mit dem oben Erwähnten selbstverständlich die Vorzüge des überhitzten Dampfes und der Ventilsteuerung für Landmaschinen und kleinere Schiffsmaschinen nicht

in Abrede stellen; sie sind zweifellos vorhanden; ich wollte nur vom Standpunkt des Schiffsmaschinenbauers auf einige Bedenken aufmerksam machen, die sich durch die eigenartigen Verhältnisse an Bord ergeben. (Beifall.)

Herr Direktor H e n k e l - Kassel:

Königliche Hoheit! Meine Herren! Der Herr Vorredner hat hier einige Behauptungen aufgestellt, die geeignet sind, alte Vorurteile, die ich längst beseitigt hoffte, wieder wachzurufen. Derartige mit den Tatsachen nicht im Einklang stehende Ansichten an so hervorragender Stelle zum Ausdruck gebracht, dürfen nicht unwidersprochen bleiben, auch wenn sie nur die Meinung eines einzelnen bilden. Ich kann es deshalb, trotz der vorgerückten Zeit, nicht unterlassen, hierauf zu erwidern, doch werde ich mich möglichst kurz fassen.

Man sollte niemals aus einem einzigen Beispiele — einem vereinzelt dastehenden, noch unaufgeklärten Fall wie den des Tenders „Drache“ — allgemeine Rückschlüsse fällen. Wenn sich beim Dampfer „Drache“ bei über 280° Überhitzung etwas Schwierigkeiten einstellten, so müssen ganz besondere Umstände vorliegen; denn dies widerspräche allen Erfahrungen, die man seit Jahren in Hunderten von Ausführungen auch in der Schifffahrt mit Überhitzung gemacht hat. Es können z. B. die Kolbenringe nicht richtig durchgebildet oder mit ungenügendem Spielraum eingesetzt sein. (Zuruf: Hat Herr L a n z gebaut!) Auch bei ersten Firmen sind solche Unachtsamkeiten schon unterlaufen. Es entzieht sich meiner Beurteilung, wo der Fehler liegt, ich habe den „Drache“ nicht untersucht. Aber ein Fehler muß vorhanden sein; denn dieses einzige Beispiel kann die jahrelangen Erfahrungen, auf die man heute zurückblickt, nicht über den Haufen werfen.

Dann hat der Herr Professor die Ölfrage wieder als Gespenst an die Wand gemalt. Bereits vor einigen Jahren, als Herr Dr.-Ing. M e h l i s hier einen Vortrag über Heißdampf im Schiffsbetriebe hielt, habe ich darauf hingewiesen, wie sehr der Zylinderölverbrauch überschätzt wird. Inzwischen haben wir weitere Erfahrungen in der Verwendung von Heißdampf bei der Seeschifffahrt gemacht, die den Beweis geliefert, daß es endlich an der Zeit ist, über dieses große Vorurteil zur Tagesordnung überzugehen. Mit anderen Worten: Ich meine, daß auch die Ölfrage heute kein Grund mehr sein sollte, irgendwie der Einführung der Überhitzung hinderlich zu sein. Der Herr Vortragende, Herr Obergeringieur L i c h t e n s t e i n e r, hat ja erwähnt, daß man bei der Yacht Seiner Königlichen Hoheit des Großherzogs anstandslos die Überhitzung bis zu 400° gehalten hat, und daß das Öl nicht die geringsten Schwierigkeiten bereitet hat.

In der Seeschifffahrt liegen die größten Erfahrungen mit Heißdampfbetrieb wohl bei der Oldenburgisch-Portugiesischen Dampfschiffahrtsgesellschaft vor. Diese Gesellschaft hat 13 Dampfer teils seit vielen Jahren mit Überhitzern nach System S c h m i d t in Dienst und hat weitere 4 zur Ausrüstung mit Heißdampf in Bestellung gegeben. Sie hat ganz genaue, gewissenhafte Versuche angestellt, wieviel Öl notwendig ist, um dauernd anstandslos zu fahren und hierbei gefunden, daß man bis auf $\frac{1}{2}$ kg Öl pro Tag bei den durchschnittlich 900 PS. leistenden Dampfern zurückgehen kann. Um aber vollständig sicher zu gehen, hat man dann die Ölpumpen so eingestellt, daß man 750 g in 24 Stunden gebraucht, und ist dabei dauernd absolut sicher gefahren, hat nie Anstände gehabt. Bei häufigen Untersuchungen der Zylinder zeigten diese stets glatte Flächen. Das macht also $\frac{1}{29}$ g pro Pferdekraft und Stunde! Herr Professor S t u m p f hat uns in seinen gestrigen Ausführungen den Ölverbrauch mit $\frac{2}{3}$ g pro Pferdekraft und Stunde angegeben. Nun, das bezog sich auf ortsfeste Maschinen, wo keine besonderen Gründe vorliegen, mit dem Öl zu sparen, wie solches bei der Schifffahrt der Fall ist, wo man das Kondensat wieder zur Kesselspeisung verwenden muß. Da schmiert man eben viel reich-

licher als notwendig ist. Also bei der Schifffahrt, wo wir gezwungen sind, mit dem Öl auf das wirklich Notwendige zurückzugehen, liegen nunmehr exakte Versuche vor, wieviel Zylinderöl tatsächlich erforderlich ist, um anstandslos zu arbeiten, und das ist nach den Feststellungen der Oldenburgisch-Portugiesischen Dampfschiffahrtsgesellschaft $\frac{1}{29}$ g pro Pferdekraft und Stunde. Die Bremer „Argo-Linie“, die ebenfalls seit Jahren eine größere Anzahl Seedampfer mit Heißdampfbetrieb im Dienst hat, machte ähnliche Erfahrungen. Auch sie braucht zum anstandslosen Betrieb nicht mehr Öl wie die Oldenburgisch-Portugiesische Dampfschiffahrtsgesellschaft. Heute, wo etwa 300 Dampfer mit hoher Überhitzung im Dienst sind, und nicht bei einem dieser Schiffe wirklich auf das Öl zurückzuführende Schwierigkeiten entstanden sind, denke ich, sollte man nicht mehr die Ölfrage als Gespenst an die Wand malen, denn das heißt der Einführung eines bedeutenden Fortschrittes in den Schiffsbetrieb einen schlechten Dienst erweisen. Bereits vor drei Jahren habe ich an dieser Stelle darauf hingewiesen, es habe die Genfer Dampfschiffahrtsgesellschaft festgestellt, daß sich bei Überhitzung — was den meisten von Ihnen befremdlich erscheinen mag — ein Minderverbrauch an Öl gegenüber Naßdampfbetrieb ergibt. Sie hat beobachtet — es handelt sich allerdings um stehende Maschinen — daß stets, wenn sie den Überhitzer abstellt, die Ölpumpe auf etwas reichlichere Ölung eingestellt werden muß. Die Direktion erklärt diese eigentümliche Erscheinung damit, daß bei Sattdampfbetrieb im Zylinder sich eine Wasserhaut bildet, die das Öl abspült, während bei der Überhitzung, wo sich das Öl innig mit dem Dampf mischt, es tatsächlich an den Wänden haften bleibt. Ich will aus diesen zwar genau festgestellten Erscheinungen keine allgemeinen Schlüsse ziehen. Aber die vieljährigen Erfahrungen und genauen Feststellungen, die die Oldenburgisch-Portugiesische Dampfschiffahrtsgesellschaft ebenso wie die Argo-Linie gemacht hat, sind nicht aus der Welt zu schaffen, und nun, meine Herren, bei einem so minimalen Ölverbrauch wie $\frac{3}{4}$ kg in 24 Stunden, welches Öl sich aus dem Kondensat nach den Erfahrungen der genannten Reedereien leicht ausscheiden läßt, werden Sie sich wohl sagen müssen, daß kein Grund mehr vorliegt, vor dem Öl zurückzuschrecken, wenn Sie vor der Frage der Einführung der Überhitzung in der Seeschifffahrt stehen.

Herr Professor M e n t z hat noch die Ansicht vertreten, man müsse immer damit rechnen, gegebenenfalls den Überhitzer plötzlich abstellen zu müssen, und in solchen Fällen würden die Rohre verbrennen. Meine Herren, das ist nicht der Fall! Bei den Rauchrohrüberhitzern, wo jedes Überhitzerelement so unmittelbar (so eng) von einem „Wassermantel“ umschlossen wird, treten niemals gefährliche Rohrwandungstemperaturen auf. Schon durch die Wärmeübertragung vermittelt Strahlung auf die unmittelbare Nachbarschaft (das Wasser) ist dieses ausgeschlossen. Niemals kann also bei einem Rauchrohrelementenüberhitzer eine so große Erwärmung erfolgen, daß ein Rohrelement verbrennt, selbst wenn man gezwungen wäre, einmal den Überhitzer abzustellen. Aber das letztere kommt erfahrungsgemäß nicht vor. Bis jetzt ist es nicht notwendig gewesen, in der Schifffahrt jemals einen Überhitzer vollständig abzustellen, weil sich Betriebsschwierigkeiten einstellten.

Ich möchte auch nicht versäumen, auf eine weitere unzutreffende Ansicht, die der Herr Vorredner hier vertreten hat, zu erwidern. Er hat in Zweifel gezogen, ob bei Dreifach- oder Vierfachexpansionsmaschinen durch die Überhitzung noch ein wesentlicher Vorteil herauspringt. Ich will dazu bemerken, daß die sämtlichen Dampfer der erwähnten Oldenburgisch-Portugiesischen Dampfergesellschaft sowie der Argo-Linie Dreifachmaschinen haben. Es sind hierbei im Durchschnitt 15—18% Ersparnis festgestellt; bei gleichen Dampfern der Levante-Linie 19% und auf einem Dampfer der Londoner Reederei Mac Andrew & Co. 21%; bei Vierfachdampfdehnungsmaschinen kann man noch auf eine Ersparnis von 12% im Durchschnitt rechnen.

Herr Direktor und Ingenieur F i s c h e r - Mannheim:

Königliche Hoheit! Sehr geehrte Herren! Wenn ich mir erlaube, hier im Anschluß an den eben gehörten Vortrag einige Worte zu sprechen, so geschieht dies, um auf Grund meiner großen Erfahrungen einer Sache zu dienen, die zweifellos wert erscheint, daß man auch in Ihren Kreisen ihr besondere Beachtung schenkt. Ich meine die L e n t z - Ventilsteuerung in Verbindung mit der Überhitzung.

Sie werden sich sagen: wie kann nur einer aus dem tiefen Binnenlande, dazu noch einer, der nur Lokomobilen baut, über Schiffsmaschinen reden wollen! Sie werden aber gleich sehen, daß eine gewisse Berechtigung dazu wohl deshalb vorliegt, weil die L e n t z - Steuerung in ihrer besonderen Ausführungsart bei Lokomobilen nahezu genau auch bei Schiffsmaschinen angewendet werden kann resp. schon angewendet wird, und meine Firma — Heinrich L a n z in Mannheim — auch schon Schiffsmaschinen mit dieser Steuerung mit dem denkbar besten Erfolge ausgeführt hat. Auch die von meiner Firma gebaute und auf der Brüsseler Weltausstellung vorgeführte 6000 PS. Schiffsmaschine möchte ich hier erwähnen. Sie hat sicher das Interesse von Ihnen erregt. Der einzige Unterschied zwischen der Ausführungsart der Steuerung bei Schiffsmaschinen und derjenigen bei Lokomobilen besteht darin, daß bei letzteren die Ventile durchweg horizontal angeordnet sind. Die Konstruktion der Ventile, Spindeln, Rollen und Steuerwellen ist in beiden Fällen genau die gleiche.

Seit dem Jahre 1905, von wo ab meine Firma diese Spezialkonstruktion der Ventilsteuerung System L e n t z bei ihren Heißdampflokobilen zur Ausführung bringt, hat sie etwa 1250 Heißdampflokobilen von zusammen 150 000 effektiven Pferdestärken in den Größen von 20 bis zu 1000 PS. dem Betrieb übergeben. Eine der letzteren hat auf der Brüsseler Ausstellung Licht und Kraft für die deutsche Abteilung geliefert. Es laufen somit bis heute wohl an 8000 Ventile mit ihren Spindeln, Rollen und Nocken ohne jede Abnutzung in geradezu tadelloser Weise, wobei an einer ganzen Anzahl dieser Maschinen bei gelegentlichen Revisionen wiederholt Heißdampftemperaturen von weit über 400° konstatiert wurden, die von Hause aus gar nicht beabsichtigt waren, infolge der besonderen Betriebsverhältnisse aber nicht vermieden werden konnten. In gleich tadelloser Weise haben sich die von meiner Firma von Anbeginn der Einführung der L e n t z - Ventilsteuerung gleichzeitig angewendeten L e n t z - schen Metallabdichtungen für die Kolbenstangen bewährt, von denen meine Firma bis heute wohl bald 2000 Stück in Betrieb gegeben hat, ohne daß auch nur an einer einzigen ein unbefriedigendes Funktionieren, eine Reparatur oder Nachhilfe vorgekommen oder nötig gewesen wäre. Besser kann sich wohl der hervorragende Wert der Steuerung nicht zeigen als durch solche Tatsachen aus der Praxis.

Aber nicht allein durch die absolute Zuverlässigkeit und Betriebssicherheit auch bei der denkbar rauhesten Behandlung ist der hohe Wert und die Bedeutung der L e n t z - Steuerung gekennzeichnet. Es kommen neben der geradezu verblüffenden Einfachheit — eine Bezeichnung, die ich nicht selbst geprägt habe, sondern die aus dem Munde hervorragender Fachgenossen stammt — deren außerordentlichen dampfsparenden Eigenschaften hinzu.

Die Einfachheit der Steuerung zeigt sich unter anderem darin, daß es z. B. möglich ist, ein Ventil in wenigen Minuten herauszunehmen, zu revidieren und wieder betriebsfertig einzusetzen oder, wenn es nötig ist, durch ein genau passendes Ersatzventil auszuwechseln, ohne — und dies ist wesentlich — daß der Zusammenhang der Steuerung in irgendeinem Teil gelöst zu werden braucht oder gar eine Neueinstellung desselben nötig wird. Vergewärtigen Sie sich dagegen die Arbeit und den Zeitaufwand, welche die Revision bezw. der Ausbau eines Kolben- oder Flachschiebers an Ihren heutigen nicht gerade hervorragend einfachen Schiffsmaschinen verursacht.

Über die dampfsparenden Eigenschaften in Verbindung mit der Überhitzung haben Sie Anhaltspunkte an den vorhin gehörten Verbrauchsziffern und Ersparnissen an Dampf und Kohlen erhalten.

Die große Unempfindlichkeit der Steuerung gegen übertrieben hohe Überhitzung ist von meiner Firma durch monatelange Versuche festgestellt worden, bei welchen die Heißdampftemperaturen auf Höhen von weit über 500° hinaus getrieben und gehalten worden sind.

Auch bei der gegenwärtig alle Fachgenossen in Atem haltenden Regeneration der Kolbendampfmaschine hat die Ventilsteuerung, und ganz besonders die L e n t z - Ventilsteuerung, ihr nicht geringes Teil beigetragen, denn sie ermöglicht, wie Sie schon gehört haben, so niedrige Verbrauchsziffern, wie sie sonst im Schiffsmaschinenbau nicht bekannt sind.

Nach diesen in jeder Hinsicht glänzenden Erfolgen der L e n t z - Steuerung auf einem heute hochstehenden Spezialgebiet des modernen Dampfmaschinenbaues freut es mich um so mehr, daß meine Herren Kollegen vom Schiffsmaschinenbau jetzt auch ihre Aufmerksamkeit und ihr Interesse dieser Steuerung und der damit möglichen Verwendung überhitzten Dampfes bei Schiffsmaschinen zuwenden. Ich bin der Überzeugung, daß sich Ihr guter Wille, gepaart mit deutscher Beharrlichkeit und Gründlichkeit, glänzend belohnt finden wird durch den sicheren und bedeutenden wirtschaftlichen Erfolg bei Einführung der Ventilsteuerung und der Überhitzung im Schiffsmaschinenbau.

Herr Obergeringieur K n a u e r - Bremen:

Königliche Hoheit! Sehr geehrte Herren! Ich möchte hier die Gelegenheit benutzen, um auf die Kritik des Herrn Professor M e n t z zurückzukommen.

Der erste Punkt betraf die Verwendung des überhitzten Dampfes bei Dreifachexpansionsmaschinen. Hierzu gestatte ich mir zu bemerken, daß es richtig ist, daß der Dampf in den dritten Zylinder nicht mehr in überhitztem Zustande eintritt und günstigstenfalls hier nur noch die Sättigungstemperaturen erreichen wird, die Überhitzung für diesen Zylinder also keine oder nur geringe Vorteile bietet. Wie jedoch aus den verschiedenen Bildern des Vortrages zu ersehen war, streben wir danach, den überhitzten Dampf speziell bei Compoundmaschinen zur Anwendung zu bringen, namentlich auch bei größeren Aggregaten, bei denen zwei Compoundmaschinen kombiniert angeordnet werden können. Es soll jedoch nicht gesagt sein, daß der Heißdampf bei Dreifachexpansionsmaschinen keine Vorteile bietet, denn es liegen aus der Praxis genügend Resultate vor, welche ganz bedeutende Ersparnisse an Dampf resp. Kohlen auch bei diesen Maschinen zeigen.

Zu dem zweiten Punkte, die Ölentziehung aus dem Abdampf bzw. dem Speisewasser betreffend, gestatte ich mir zu bemerken, daß es eine genügende Anzahl von Vorrichtungen gibt, wie Stoßkraftentöler, Klärbehälter, Filter und dergl., welche sich in der Praxis so gut bewährt haben, daß diese Frage absolut keine Schwierigkeiten mehr bereitet.

Zum dritten Punkt, die Abstellbarkeit der Überhitzer beim Stoppen der Maschine betreffend, möchte ich erwähnen, daß sich in der Praxis die Notwendigkeit hierfür nicht herausgestellt hat. Es genügt vielmehr vollkommen, wenn beim plötzlichen Stoppen der Maschine die Zugdämpfer geschlossen werden. Die Temperatur des Dampfes steigt dann, wie sich gezeigt hat, nur um etwa 10 bis 15°.

Hier anschließend möchte ich noch einige Worte über die Öffnungsquerschnitte bei Ventilen im Vergleich mit Schiebern hinzufügen. Im allgemeinen lassen sich bei Ventilen mindestens ebenso günstige Eröffnungen erzielen wie bei der Schiebersteuerung, während sich der Kraftbedarf für die Ventilsteuerung ganz wesentlich geringer gestaltet als bei der Schiebersteuerung. Auch lassen sich die Beschleunigungsdrücke bei richtig gewählten

Konstruktionen sehr vermindern, wenn man z. B. die Ventile mit Versatz ausführt. Hierdurch erreicht man, daß das Ventil mit einer ganz flachen Anlaufkurve der Steuernocke angehoben wird, bis in der Höhe des Versatzes erst die eigentliche Eröffnung mit vergrößerter Hubgeschwindigkeit erfolgt. Diese Konstruktion ist bekanntlich auch im stationären Maschinenbau verbreitet.

Was nun die Verbrauchswerte von Kohlen und Dampf anbelangt, so ist ja die genaue Messung derselben auf Schiffen noch immer eine recht schwierige Sache, und bleibt den Erbauern zu eingehenden Versuchen selten genügend Zeit. Man muß sich hier meistens an die Resultate halten, welche sich im Durchschnitt aus den Reiseberichten ergeben. Jedoch werden in dieser Hinsicht bei den nächsten Dampfern genauere Messungen vorgenommen werden, und sind wir gern bereit, die Ergebnisse hier bei passender Gelegenheit zur Verfügung zu stellen. Die in dem Vortrage mitgeteilten Zahlen stellen Werte dar, welche bei Probefahrten bzw. bei Messungen auf Reisen erzielt wurden.

Herr Oberingenieur Lichtensteiner - Mannheim (Schlußwort).

Königliche Hoheit! Meine Herren! Nachdem die Einwände, die von einem der Herren Diskussionsredner gemacht worden sind, bereits von den anderen Herren, die in der Diskussion das Wort ergriffen haben, widerlegt wurden, bleibt mir nur übrig, zu sagen:

Es ist Sache des Konstrukteurs, mit den Besonderheiten der Ventilsteuerung zu rechnen und alle Verhältnisse derart abzuwägen, daß das Produkt, das aus seiner Konstruktionstätigkeit entspringt, praktisch gut und brauchbar ist und allen berechtigten Anforderungen genügt. Es ist hier wie überall: Das Fertige muß ein Kompromiß sein; es muß entstanden sein aus richtiger und überlegter Abwägung aller einzelnen Vorteile und Nachteile. Die verschiedenen Ausführungen von Ventilmaschinen beweisen, daß es keine Schwierigkeiten bereitet, praktisch gut brauchbare, für den gegebenen Fall passende Konstruktionen der Ventilsteuerung auszuführen.

Bezüglich der Größen der Ventile, die noch ausführbar sind, möchte ich bemerken, daß bei keiner der Ventilmaschinen, die hier gezeigt worden sind, der Ventildurchmesser auch nur annähernd 500 mm beträgt. Bekanntlich sind Ventile bei den ganz großen stationären Maschinen ausgeführt worden, die hart an $\frac{1}{2}$ m Durchmesser herangingen.

Auch die Ölfrage ist hier behandelt worden. Ich kann den Ausführungen der Herren Vorredner nur hinzufügen, daß mit Ausnahme vom „Drache“ mir von den vielen ausgeführten Heißdampfanlagen auf Schiffen keine einzige bekannt geworden ist, bei der die Ölfrage Schwierigkeiten bereitet hätte.

Am „Drache“ herrschen allerdings besondere Verhältnisse vor; unter anderem sind z. B. weder Vorrichtungen für Speisewasserfiltration noch Abdampfentöler verwendet worden, trotzdem reichlich Platz dazu vorhanden ist. Die Kaiserliche Marine sagt, ihr genüge die geringe Überhitzungstemperatur, bei der sie noch mit Sattdampfschmieröl arbeiten könne. Wenn ihr die genügt, hat sie natürlich auch keine Veranlassung, sich weiter mit der Frage zu befassen.

Seine Königliche Hoheit der Großherzog von Oldenburg:

Meine Herren! Der Herr Vortragende hat uns wiederum in das Gebiet der Ventilsteuerung zurückgeführt, das uns schon vor einigen Jahren beschäftigte. Auch damals wurde die Ventilsteuerung sehr intensiv behandelt. Ich erinnere nur an die „Schaumschlägerei“, die dabei zur Sprache kam (Heiterkeit); aber seitdem sind Jahre vergangen, die Ventilsteuerung ist inzwischen praktisch erprobt worden, weshalb es Sie vielleicht interessieren wird, wenn Ich Ihnen berichte, was Ich mit Meinem Schiffe erlebt habe.

Zunächst das Öl! Gewiß, wir brauchen bei der Überhitzung mehr Öl zum Schmieren als früher bei den Kolben- und Schiebermaschinen. Dieser Mehrverbrauch wird aber ausgeglichen durch eine Einrichtung, die der Herr Vortragende schon erwähnte: das Einsetzen einer Matte, das in Zukunft wohl noch vervollkommen werden kann. Ich möchte aber deswegen nie die neue Maschine missen. Wird die Maschine gestoppt, dann wird die Überhitzung abgestellt, und die Sache ist in Ordnung. Diese Verrichtung ist eine große Kleinigkeit.

Dann der Heißdampf! Gerade ein weiterer Vorteil dieser Maschine ist ihre größere Widerstandsfähigkeit gegen Heißdampf, worin sie jede Schiebermaschine übertrifft. Gewöhnliche Schieber wären gar nicht zu verwerthen. Dieser Umstand spricht ebenfalls unbedingt für die Ventilmaschine. Der Überhitzereinbau hat auf Meinem Schiff einige Schwierigkeiten bereitet, weil die Rohre dadurch beengt sind. Sobald wir nämlich Wind von achtern hatten, war es sehr schwer, Dampf zu halten, und wenn man Retarden einzieht, funktioniert es auch nicht. Deshalb wird jetzt eine künstliche Ventilation eingeführt.

Dann ist, glaube ich, die Güte der Umsteuerung in der Diskussion nicht genügend hervorgehoben. Dieselbe ist hervorragend. Ich kann jetzt mit dem Handtelegraphen kaum so schnell arbeiten, wie der Maschinist mit der Maschine. Ich halte es für meine Pflicht, auch darauf besonders aufmerksam zu machen. Mir ist allerdings nicht gegenwärtig, bis zu welcher Maschinengröße die Handumsteuerung gebaut werden kann. Hier zeichnet die Schraube genau von „äußerste Kraft vorwärts“ bis auf „rückwärts“, so, wie ich oben mit dem Telegraphen arbeite. Man muß daher mit dem Signal sehr vorsichtig arbeiten und darf es nicht zu früh geben. Alle diese Eigenschaften sprechen wohl unbedingt für die Maschine.

Meine Herren! Ich danke zum Schluß dem Herrn Vortragenden für seine fleißige Ausarbeitung und bedauere sehr, daß er durch den mangelnden Ersatz der Kohlenstifte für den Projektionsapparat in seinem Vortrag unterbrochen worden ist.

XVI. Die Entwicklung einer neuen Schleppdampferart für Schiffahrtskanäle durch Modellversuche

in der Königl. Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau.

Vorgetragen von *Fr. Gebers - Berlin.*

Schleppdampfer und elektrische Treidelokomotive bilden die Zugmittel des modernen Schleppbetriebes auf Schiffahrtskanälen. Wo das staatliche Schleppmonopol bei uns in Frage kommt, hat man sich einstweilen für den Schleppdampfer entschieden, obwohl bei dem mannigfachen Für und Wider, auf das im übrigen hier nicht eingegangen werden soll, eine mit ihm gemachte üble Erfahrung beinahe

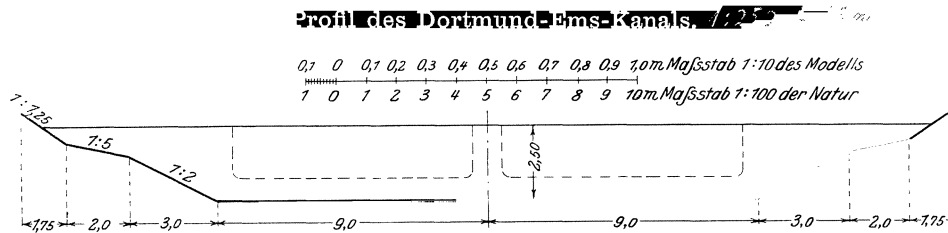


Fig. 1.

Einwirkung des Schleppbetriebes auf das Profil des Dortmund-Ems-Kanals.

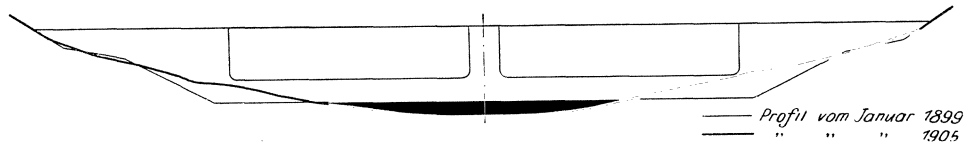


Fig. 2 (km 160).

der Mitbewerberin den Vorzug erwirkt hätte. Es hat sich nämlich herausgestellt, daß bei den Kanälen mit Schleppdampferbetrieb bedenkliche Veränderungen mit dem Kanalprofil vorgehen, deren Ursache in der Wasserbewegung durch die Schleppzüge, und zwar vornehmlich durch die Schleppdampfer zu suchen ist.

Fig. 1 stellt das ursprüngliche Profil des Dortmund-Ems-Kanals dar, Fig. 2 zeigt die Veränderung dieses Profils nach 6 jähriger Benutzung. Beide Profile sind an der gleichen Stelle aufgemessen; in Fig. 2 ist das ursprüngliche Profil zum Vergleich mit eingezeichnet. Wie man sieht, ist in der Kanalmitte eine tiefe Mulde,

an den beiden Seiten dagegen eine beträchtliche Auflandung entstanden; es ist also aus der Mitte nach beiden Seiten Boden befördert worden. Wenn die seitlichen Auflandungen, die infolge ihrer Ursache, der Wasserspülung, nur aus Sand

Profilveränderung des Dortmund-Ems-Kanals.

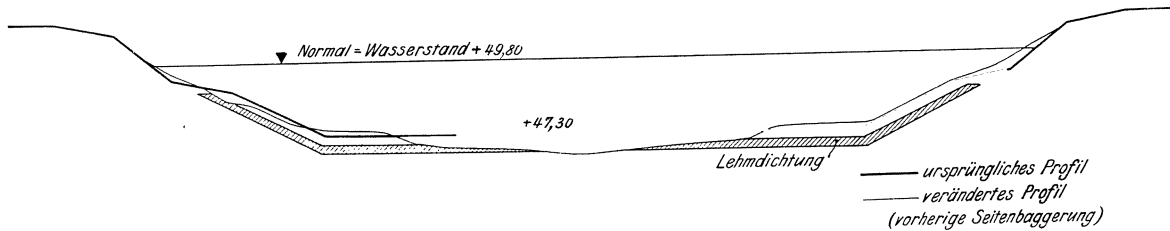


Fig. 3 (km 87,2).

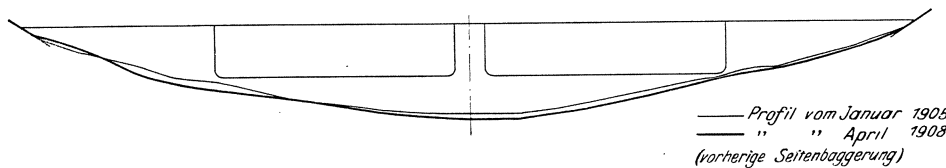


Fig. 4 (km 160).

Profil des Rhein-Weser-Kanals.

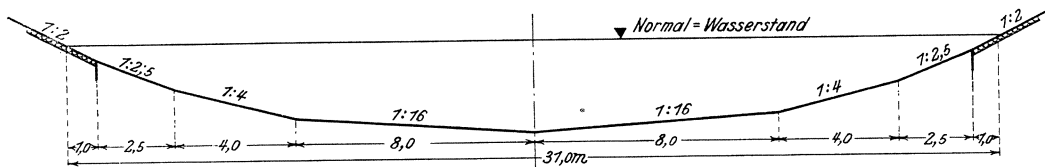


Fig. 5.

Profil des Großschiffahrtsweges Berlin-Stettin.

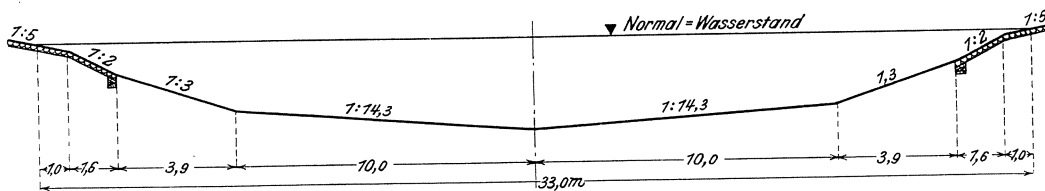


Fig. 6.

ohne grobe Beimischungen sich heranbilden, auch bei immer mehr wachsender Größe ausweichende Kähne zum Auflaufen bringen und damit Zusammenstoßen im Schleppzug aussetzen können, so ist diese Gefahr ohne Sperrung des Betriebes durch eine Baggerung rasch zu beseitigen. Anders aber die Ausspülung der mulden-

artigen Vertiefung in der Mitte! Wo der Kanal, eingeschnitten in das Gelände, mit seinem Wasserspiegel noch die Höhe des Grundwasserstandes erreicht, macht sie sich zwar kaum bemerkbar, aber dort, wo der Kanal im Auftrag tieferliegendes Gelände durchquert und selbst ganze Flußtäler auf hohen Dämmen überschreitet, kann die Durchdringung der dichtenden Lehmschicht nicht nur eine ernste Gefahr für den Kanal, sondern auch für die Umgegend herbeiführen. Selbst wenn dadurch noch kein Bruch der Kanaldämme verursacht wird, können schon die starken Wasserverluste und die Versumpfung der anliegenden Ländereien zu einer zeitweiligen Trockenlegung einzelner Kanalstrecken und zu einer Sperrung des Verkehrs nötigen. Zwar ist die an solchen Stellen eingestampfte Dichtungsschicht durch eine darüber befindliche Sand- oder Kiesschüttung geschützt, aber trotzdem ist, wie Fig. 3 zeigt, bei dem Dortmund-Ems-Kanal bereits eine vollkommene Durchwaschung vorgekommen. In welcher Tiefe eine solche Sohlenspülung ihr Ende erreicht, ist einstweilen dort noch nicht festgestellt; Fig. 4 zeigt ein Profil, in welchem man die seitlichen Auflandungen im Jahre 1905 weggebaggert hatte, drei Jahre später war der Kanal in der Mitte um 20 cm weiter ausgetieft und hatte an den Seiten wieder Auflandungen.

Feiner Sand gerät schon bei einer Wassergeschwindigkeit von 20 cm in der Sekunde in Bewegung. Obwohl die Rücklaufgeschwindigkeit, die bekanntlich jeder fahrende Kahn in einem Kanal erzeugt, leicht diese Größe erreichen kann, suchte man mit Recht wohl die Hauptursache in der Wasserbewegung, die die Schlepperschraube verursacht. Darauf wies besonders die Austiefung der Sohle in der Kanalmitte hin.

Mit zwei Mitteln suchte man in der Ausführung der neuen Kanäle diesem Übelstande zu begegnen, erstens indem man den Kanälen eine größere Tiefe und eine dem durch den Schleppbetrieb umgestalteten Profil ähnliche Form gab (Fig. 5 und 6), und zweitens hoffte man durch eine Abdeckung der Sohle mit grobem Kies an gefährdeten Stellen Abhilfe zu schaffen. Gleichzeitig aber war das Bestreben dahin gerichtet, die die Sohle am wenigsten beschädigende Schlepperbauart ausfindig zu machen und diese dann ausschließlich auf den neuen Kanälen zuzulassen.

Da Versuche im großen nur unter beträchtlichen Schwierigkeiten und Kosten hätten durchgeführt werden können, wurde vom Herrn Minister der öffentlichen Arbeiten die Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau mit Modellversuchen zu diesem Zweck beauftragt¹⁾.

¹⁾ Die ausführliche Veröffentlichung der Ergebnisse dieser Versuche wird an anderer Stelle erfolgen.

Für den Beweis der Zuverlässigkeit der Modellversuche mußte zunächst der Nachweis erbracht werden, daß Modellversuche unter ähnlichen Verhältnissen,

Kahnmodelle.

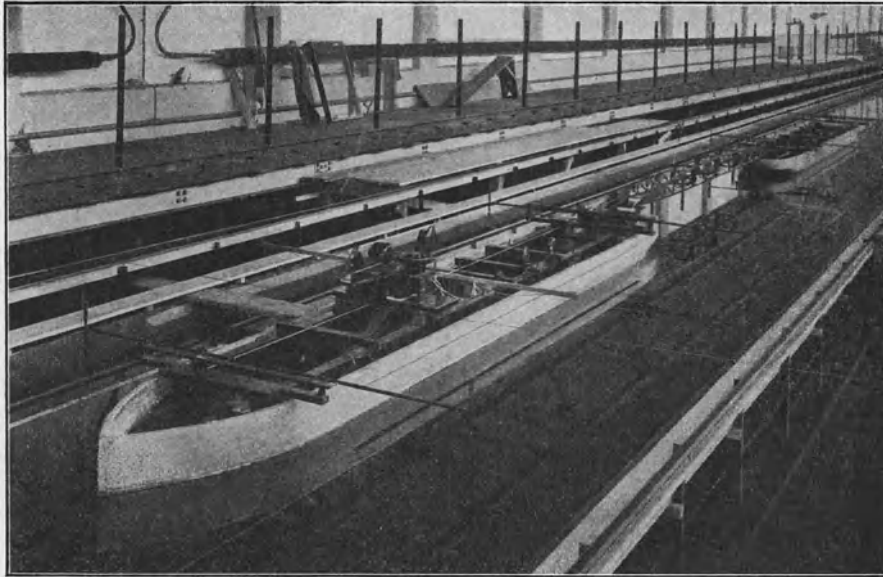
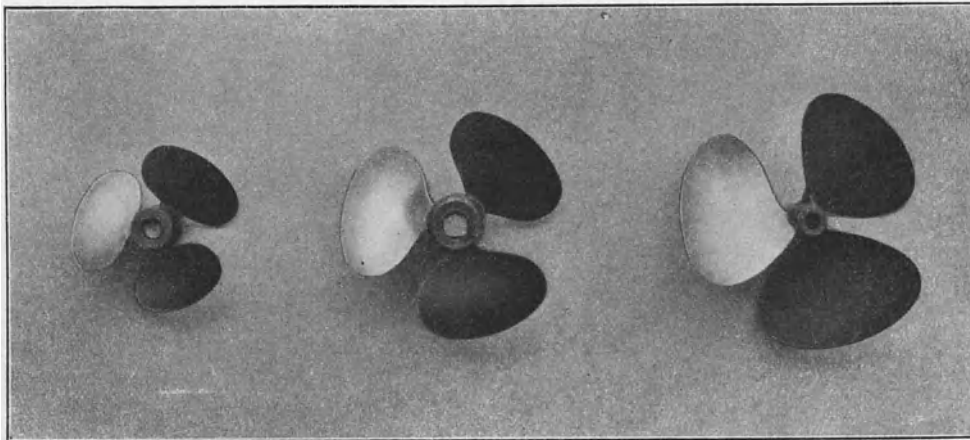


Fig. 7.

Schiffsschraubenmodelle.



a) Doppelschraubekahn
95 mm \varnothing .

b) Einschraubekahn
125 mm \varnothing .

c) Neue Schraube
140 mm \varnothing .

Fig. 8.

wie bei dem Schleppbetrieb im großen ähnliche Veränderungen des Profils ausbildeten. Der Maßstab der Modelle wurde auf ein Zehntel der natürlichen Größe festgesetzt. Nach mehreren Vorversuchen wurde eine Kanalmodellstrecke von

100 m Länge gleich einem Kilometer des Dortmund-Ems-Kanals aus feinem Sand von meist noch unter 0,2 mm Korngröße in das große Becken der Königlichen Versuchsanstalt eingebaut. Die Böschungen bestanden anfangs aus rauhen Brettern, später aus einer groben Kiesschüttung. In diesem verkleinerten Kanal fuhr ein Schleppzug, der aus zwei auf 5 m Abstand durch einen leichten Träger zusammengekuppelten selbstfahrenden Kahnmodellen sich zusammensetzte (Fig. 30 a), selbsttätig hin und her. Der vorauffahrende Kahn schleppte immer den nachfolgenden, dessen Schraube dann stillstand (Fig. 7). Die Modelle hatten eine Länge von 6,5 m, eine Breite von 80 cm, einen Tiefgang von 17,5 cm und ungefähr die Form des Selbstfahrers „Dortmund“ und waren auch mit der verkleinerten Nachbildung von dessen Schraube ausgestattet (Fig. 8 b, Lichtbild). Die sekundliche Geschwindigkeit der Kahnmodelle auf der Kanalmitte war 0,44 m, korrespondierend

Ergebnis des Modellversuches und Vergleich mit der Wirklichkeit.

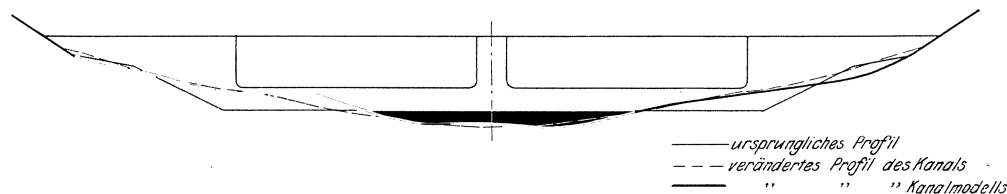
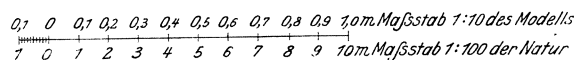


Fig. 9.



Maßstab der Figuren 2, 3, 4 und 9.

mit 5 km stündlicher Schleppgeschwindigkeit im großen. Die Schrauben wurden von einem Elektromotor dementsprechend in Umdrehungen versetzt. Da im großen die Schleppdampfer zwar möglichst immer die Kanalmitte zu halten suchen, aber bei Begegnungen und bei Seitenwind auch bisweilen an den Seiten entlang fahren müssen, so wurden die Modelle mit einer Vorrichtung für selbsttätige allmähliche seitliche Verschiebung und gleichzeitige Drehung des Ruders versehen und fuhren mit mehr Fahrten in der Mitte, mit weniger nach den Seiten zu auf der Kanalmodellstrecke hin und her. Sie führten so 1538 Fahrten über einer Sohlenbreite von 0,8 m, 460 Fahrten über 0,3 m, 614 Fahrten über 0,6 m und 236 Fahrten über 0,9 m Breite in der angegebenen Reihenfolge aus. Nach der Aufmessung ergab sich das in Fig. 9 wiedergegebene Profil, in der das ursprüngliche und das veränderte Profil des Dortmund-Ems-Kanals vom Jahre 1905 mit eingezeichnet ist. Man erkennt daraus eine annähernde Übereinstimmung der Profilveränderungen und hätte leicht eine größere Anpassung durch Vermehrung der Fahrten in der Mitte und der äußersten Seitenlage erreichen können. Für die weitere

Sohlenangriff durch das Modell eines gewöhnlichen
Einschraubenkahns.

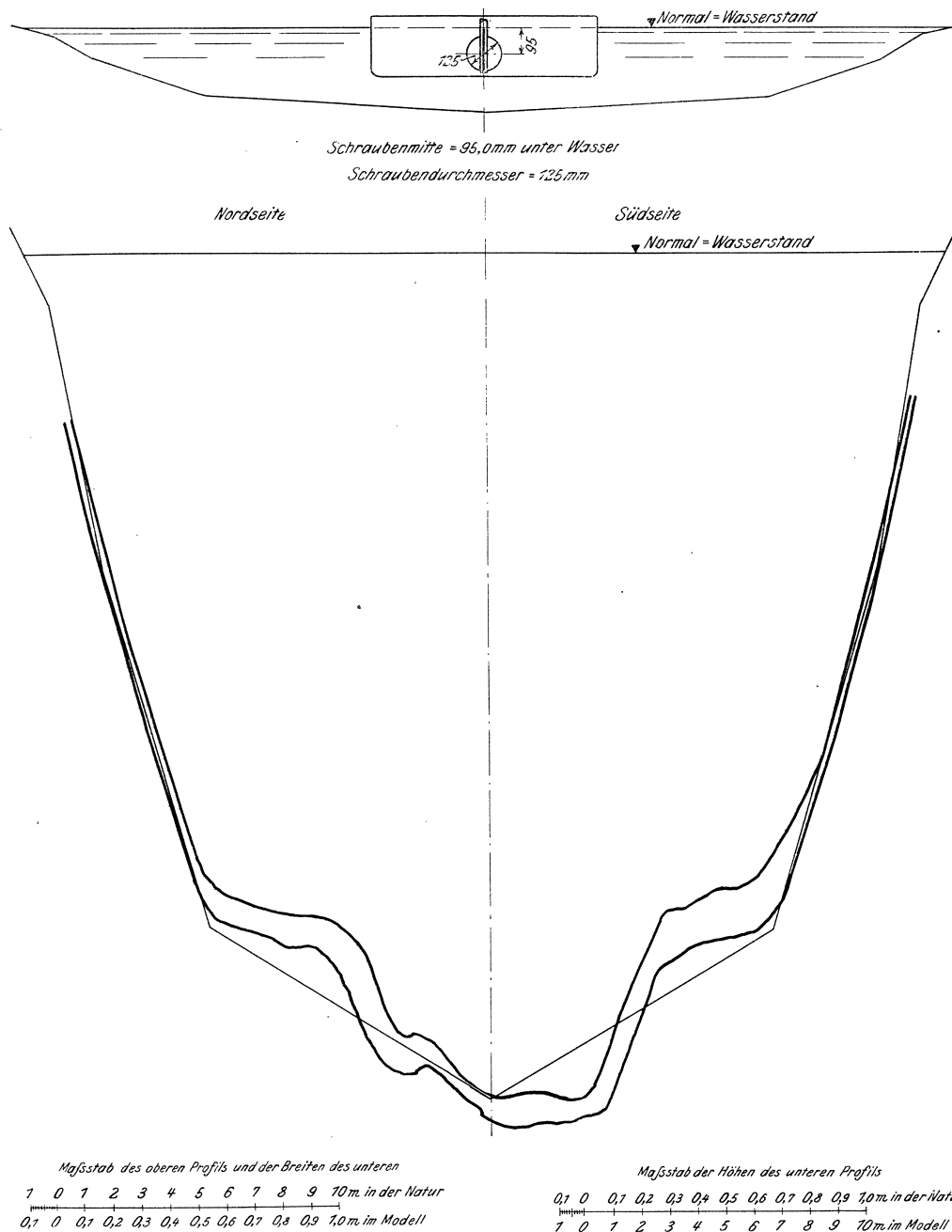


Fig. 10.

Untersuchung des Profils des Dortmund-Ems-Kanals wurde darauf verzichtet, aber für die sich anschließenden Versuche in dem Profil des Großschiffahrtsweges und des beinahe gleichen Rhein-Weser-Kanals (Fig. 5 u. 6) wurde folgende Seiten-

verschiebung bei je 1000 Fahrten innegehalten: 200 Fahrten über 0,2 m, 200 über 0,4 m, 300 über 0,6 m, 200 über 0,8 m und 100 Fahrten über 0,9 m Sohlenbreite. Die Anzahl der nötigen Fahrten einer Untersuchung wurde zu 4000 Einzelfahrten gleich 2000 Doppelfahrten hin und her angenommen. Die Kähne fuhren in allen Fällen auf der Kanalmitte mit einer sekundlichen Geschwindigkeit von 0,44 m; wenn sie mehr auf den Seiten sich bewegten, so nahm mit dem dort bekanntlich wachsenden Widerstand, ähnlich wie im großen, die Fahrgeschwindigkeit ab, da man die in der Mitte erforderlichen Schraubenumdrehungen beibehielt. Das Kanalbett wurde nach den 4000 Fahrten, nachdem das Wasser abgelassen war, mittels eines Profilzeichners im Abstand von 2 zu 2 m aufgemessen und vor jeder neuen Untersuchung neu eingeebnet.

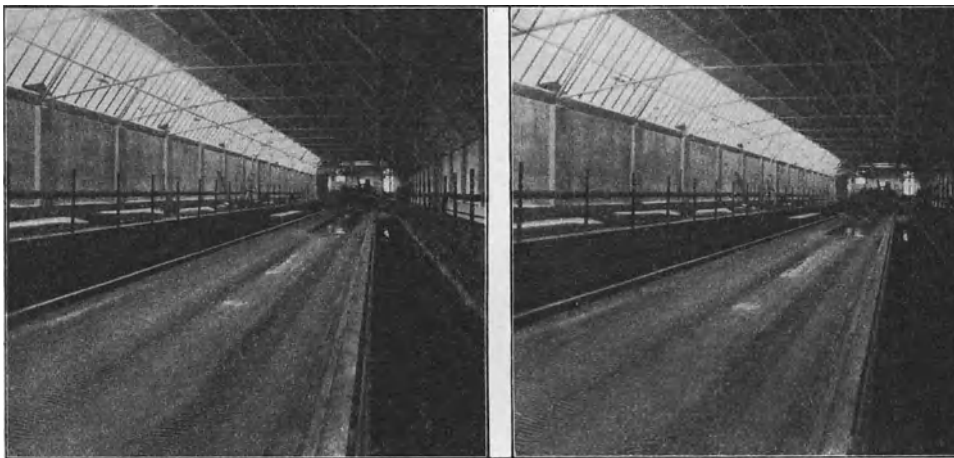


Fig. 11.

Die erste Untersuchung fand mit den schon vorher benutzten Einschraubekahnmodellen statt. Die Schraube von 125 mm Durchmesser und 150 mm Steigung (Fig. 8 b, Lichtbild) lag im Ruhezustand mit ihrer Achse 95 mm unter Wasser. Nach Erledigung der 2000 Doppelfahrten zeigte sich die in Fig. 10 wiedergegebene Einwirkung. Zur Erklärung sei folgendes gesagt: Diese und die folgenden Figuren der Profilaufmessung sind verkleinerte direkte Aufzeichnungen des Profilzeichners, der die Breiten um das Zehnfache verkleinert gegen die Tiefen wiedergab. Die zweifachen Linien für jedes Profil sind die äußerste und die innerste Umhüllungskurve aller Aufmessungen.

Wie man sieht, hat das Einschraubekahnmodell auch eine außerordentliche Veränderung in dem Profil der neueren Schifffahrtskanäle angerichtet. Das Charakteristikum der Einwirkung des Schleppbetriebes, die Austiefung in der Mitte und die beiderseitige Auflandung tritt klar zutage (Fig. 11, Lichtbild).

Es mag an dieser Stelle Platz finden, was der verstorbene Leiter der Königlichen Versuchsanstalt, Regierungsrat *T h i e l e*, über die Einwirkung der Schleppdampfer in einem Bericht vom 30. Dezember 1908 aus diesen und zahlreichen anderen von ihm angestellten Untersuchungen folgernd sagt: „Durch den Betrieb mit 5 km/St fahrenden Schleppzügen, aus Schraubenschleppdampfer und 2 Kähnen mit einer Tauchung von 1,75 m bestehend, findet ein Angriff auf Böschungen und Sohle in merkbarer Weise nur durch das von der Schraube zurückgeworfene Wasser, und zwar nur auf die Sohle statt. Die Absenkung neben den Fahrzeugen und die Rückströmung sind noch so gering, daß die Böschungen dadurch kaum angegriffen werden, wenn sie nicht steiler sind als der natürliche Böschungswinkel des feinen [Sandes — etwa 1 : 3. Bei rascher fahrenden Dampfern und Windwellen findet in der Nähe der Wasserlinie ein Angriff auf die Uferböschungen statt, gegen den eine Deckung erforderlich ist, die um so stärker und dichter sein muß, je steiler die Böschung ist. Der Schraubenstrom bewirkt eine Vertiefung an den von ihm getroffenen Stellen der Sohle und eine Auflandung neben denselben, die sich nach dem Ufer zu verringert.

Durch diese Umlagerung des Sandes findet gleichzeitig eine Aufbereitung statt; die größten Teile bleiben mehr in der Mitte liegen und bilden nach und nach eine schützende Decke der Sohle, falls sie in genügender Menge vorhanden sind. Im Diluvialsand ist dieses meist nicht der Fall und es wird daher bald die Auflandung an den Seiten eine unzulässige Größe erreichen, so daß ein Beegnen zweier Schleppzüge nicht mehr möglich ist.“

„Vor und hinter den Schleusen, sowie an allen anderen Stellen, wo ein Ingangsetzen der Schleppzüge eintritt, ist das Profil möglichst in größerer Tiefe und mit stärkerer Sohlenabdeckung herzustellen, da hier selbst bei größerer Vorsicht ein stärkerer Angriff stattfinden wird als dort, wo die Schleppzüge schon die volle Fahrgeschwindigkeit haben.“

Diese letzte Anregung ist erfolgt auf Grund der Erfahrung, daß die Schleppzüge auf dem Dortmund-Ems-Kanal und auf der Modellkanalstrecke an den Anlaufstrecken außerordentlich große Austiefungen in den Sand wühlten.

Nach der schlechten Erfahrung mit dem Einschraubenkahnmodell, die in vollem Einklang mit der Wirklichkeit stand, ging man zur Doppelschraubenanordnung über und versah die Kahnmodelle bei gleichzeitiger Verschärfung des Vor- und Hinterschiffes, um sie dampferähnlicher zu machen, mit je zwei den früheren Schrauben ähnlichen Schrauben von 95 mm Durchmesser und einer Achsenlage von 95 mm unter Wasser (Fig. 8, Lichtbild). Die Kähne wurden einmal mit nach

Sohlenangriff durch das Modell eines Doppelschraubenkahns mit nach außen schlagenden Schrauben.

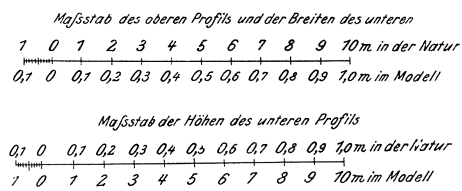
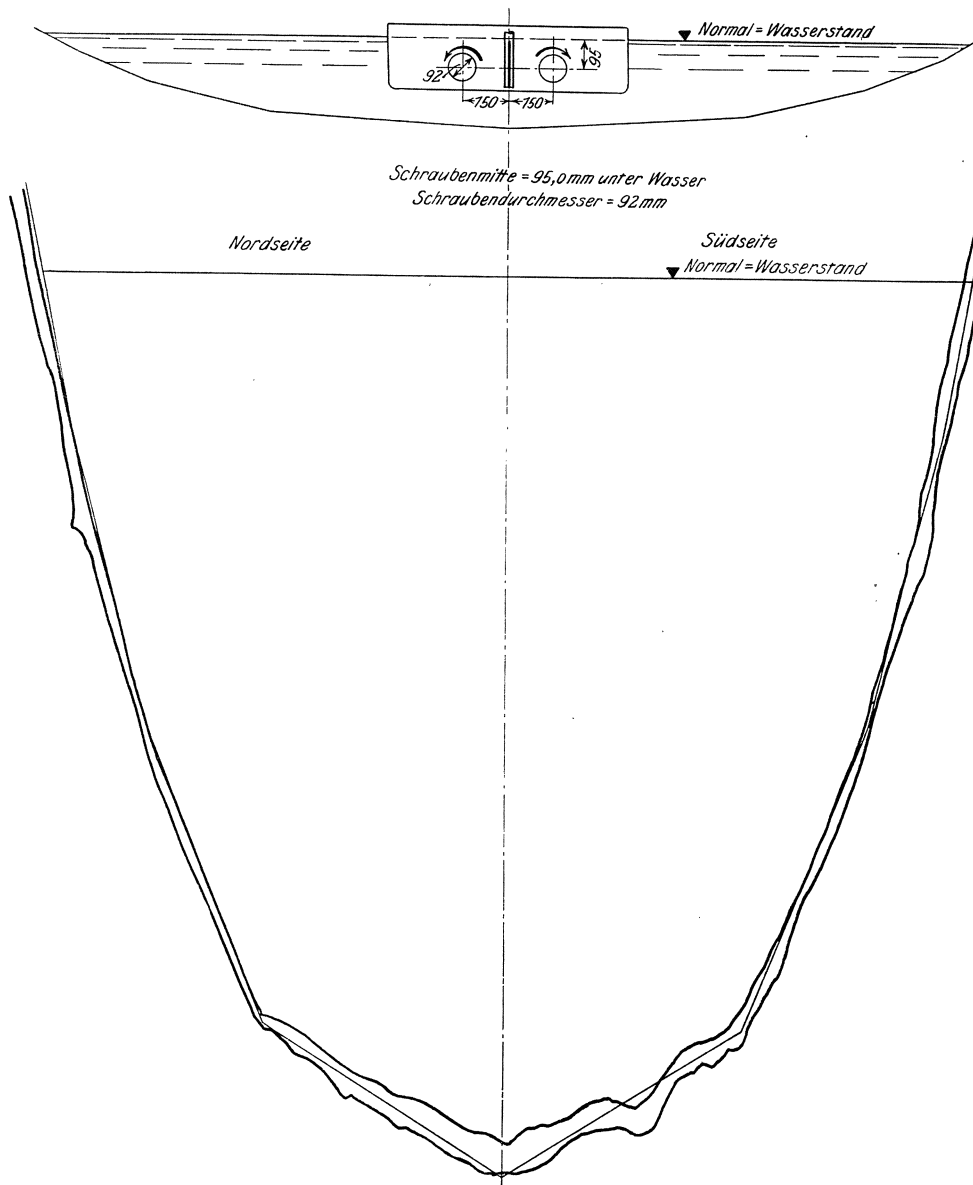
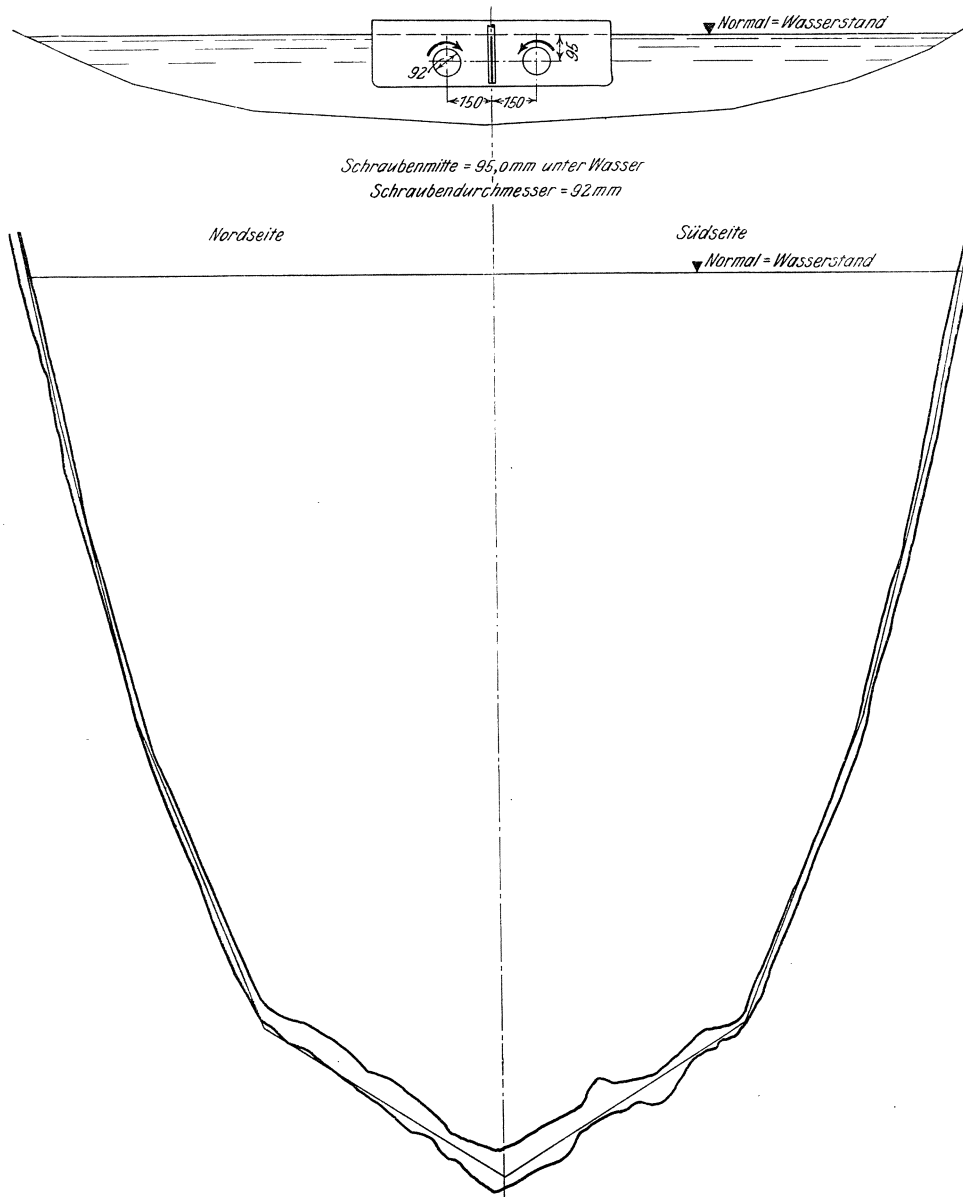


Fig. 12.

Sohlenangriff durch das Modell eines Doppelschraubenkahns mit nach innen schlagenden Schrauben.



Schraubenmitte = 95,0mm unter Wasser
 Schraubendurchmesser = 92mm

Nordseite

Südseite

Maßstab des oberen Profils und der Breiten des unteren
 1 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10m in der Natur
 0,1 0 0,1 0,2 0,3 0,4 0,5 0,6 0,7 0,8 0,9 1,0m im Modell

Maßstab der Höhen des unteren Profils
 0,1 0 0,1 0,2 0,3 0,4 0,5 0,6 0,7 0,8 0,9 1,0m in der Natur
 7 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10m im Modell

Fig. 13.

außen und das andere Mal mit nach innen schlagenden Schrauben mit je 2000 Doppelfahrten in Betrieb gehalten, wobei sich zeigte, daß die nach innen schlagenden Schrauben um 15% mehr Umläufe machen mußten für die Erreichung der Geschwindigkeit von 0,44 m in der Sekunde als die nach außen schlagenden. Die Ergebnisse der Aufmessungen zeigen Fig. 12 und Fig. 13; es ist in beiden Fällen die Einwirkung auf die Sohle eine sehr geringe gewesen im Vergleich zu der bei dem früheren Einschraubenschiff, dagegen trat eine beträchtliche Riffelbildung auf (Fig. 13 a, Lichtbild).

Am 13. Dezember des Jahres 1909 machte daher der Chef der Dortmund-Ems-Kanal-Verwaltung den betreffenden Reedereien, denen an einer schnellen Auskunft viel gelegen war, die Mitteilung, daß der Herr Minister bereit sei, bei Einführung des staatlichen Schleppmonopols die Übernahme derjenigen Schleppdampfer in Aussicht zu nehmen, die unter Beachtung folgender an erster Stelle aufgeführter Bedingung noch beschafft würden: „Die Schlepper sind als Doppelschraubenschlepper auszuführen; indessen sollen Einschraubendampfer ausnahmsweise nicht ausgeschlossen sein, da sie später auf dem Rhein-Herne-Kanal Verwendung finden können.“ — Der Rhein-Herne-Kanal erhält eine größere Tiefe als die übrigen in Betracht kommenden Kanäle.

Diese Bedingung stand in Übereinstimmung mit der Anschauung, daß die Schiffsschraube möglichst weit von der Kanalsohle entfernt sein müsse, um sie als Treibmittel für den Schleppbetrieb auf Kanälen verwenden zu können.

Das Widerstreben der beteiligten Kreise der Staatsbauverwaltung und der Reedereien gegen den in der Anschaffung und im Betrieb im Vergleich zum Einschraubendampfer teureren Doppelschraubenschlepper brachte es mit sich, daß man nun den zunächst nur für das Befahren ganz seichter Gewässer geschaffenen Thornycroft- oder Tunnelheckdampfer zur Untersuchung heranzog. Bei diesen Schiffen kann bekanntlich die in einer Wölbung des Schiffskörpers arbeitende Schiffsschraube fast schon mit ihrer Achse den Wasserspiegel im Ruhezustand erreichen, um immer noch als Treibmittel benutzbar zu bleiben. Es ist also ein großer Abstand der Schraube von der Sohle wohl auch für Einschraubenschiffe zu erzielen, wenn man die Nachteile einer geringeren Manövrierfähigkeit, eines größeren Schiffsgewichtes, eines geringeren Wirkungsgrades und einer kostspieligeren Heckform mit in Kauf nehmen will.

Die Ergebnisse der Versuche mit den entsprechend abgeänderten Kahnmodellen gaben der genannten Anschauung scheinbar Recht; bei ganz hochgelagerter Schraube war nach allerdings nur 1000 ausgeführten Fahrten eine aus-

spülende Wirkung nicht mehr nachzuweisen (Fig. 14), aber schon, wenn die verwendete Schraube bei den Modellversuchen so weit tiefer gelagert wurde, daß ihre Kreisfläche die Wasseroberfläche berührte, war nach den üblichen 4000 Fahrten eine sehr merkliche Austiefung wieder vorhanden (Fig. 15). Dabei blieb die Schraube des Tunnelheckmodelles immer noch um 2 cm weiter von der Kanalsohle entfernt als die kleineren Schrauben des Doppelschraubenmodelles, so daß man augenscheinlich folgern mußte: „große Schrauben wirken stärker auf die Kanalsohle, als kleinere“. Für Tunnelheckschiffe mit sehr hoch gelagerter Schraube aber wurde die auftretende starke Beunruhigung der Wasseroberfläche, die

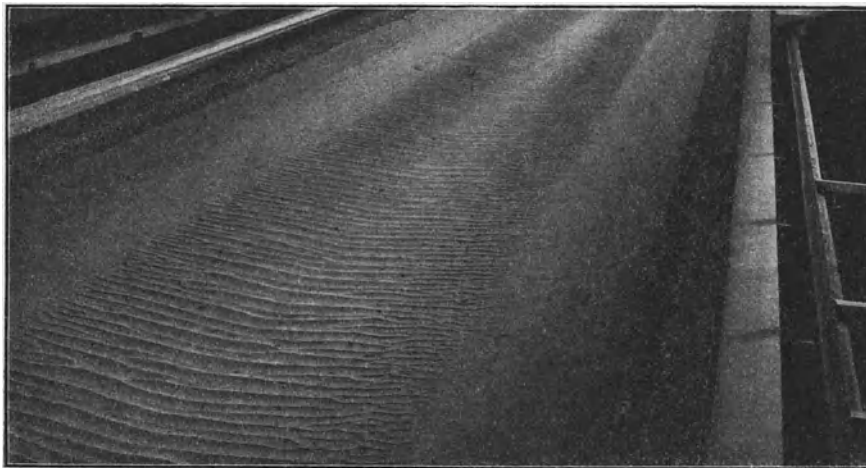
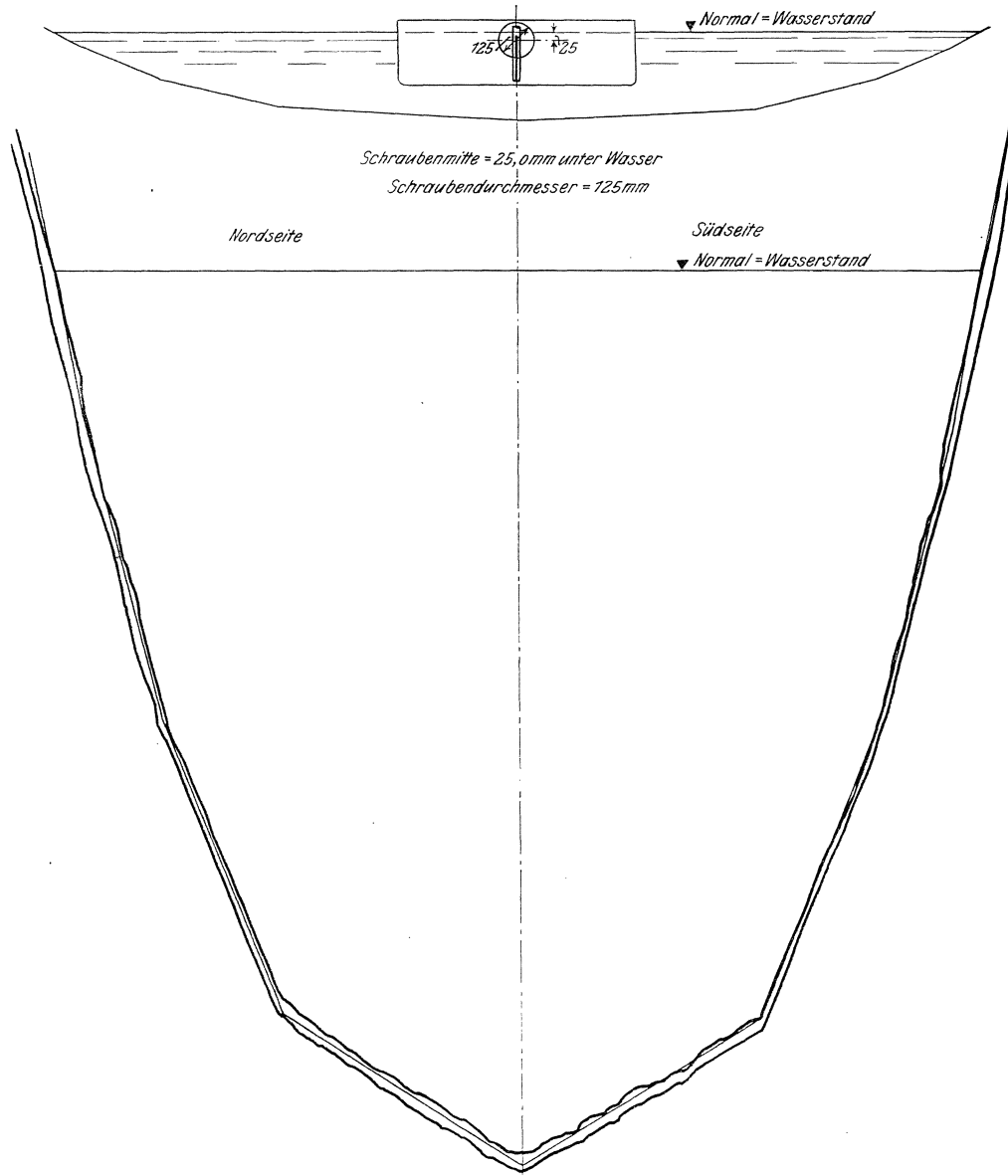


Fig. 13a.

für die Widerstandsfähigkeit der üblichen Uferbefestigungen befürchten ließ, in Verein mit den anderen angeführten Nachteilen Anlaß zur Ablehnung dieser Dampferart.

So schien die Doppelschraubenanordnung für die neuen Kanalschlepper zu Beginn dieses Jahres gesichert zu sein, als der Verfasser gleich nach seinem Eintritt in den Dienst der Königlichen Versuchsanstalt den Vorschlag machte, anstatt der Doppelschrauben mit einem Ruder Doppelmüller mit einer Schraube anzuordnen. Die Begründung dafür sei kurz wiedergegeben: „In Fig. 16 ist der Längsschnitt durch einen Schraubenstrahl schematisch dargestellt. Die einzelnen gekrümmten Linien sind Schnitte durch zylindrische Drehkörper, auf

Sohlenangriff durch das Modell eines Einschraubekahns mit Tunnelheck
und sehr hoch liegender Schraube.

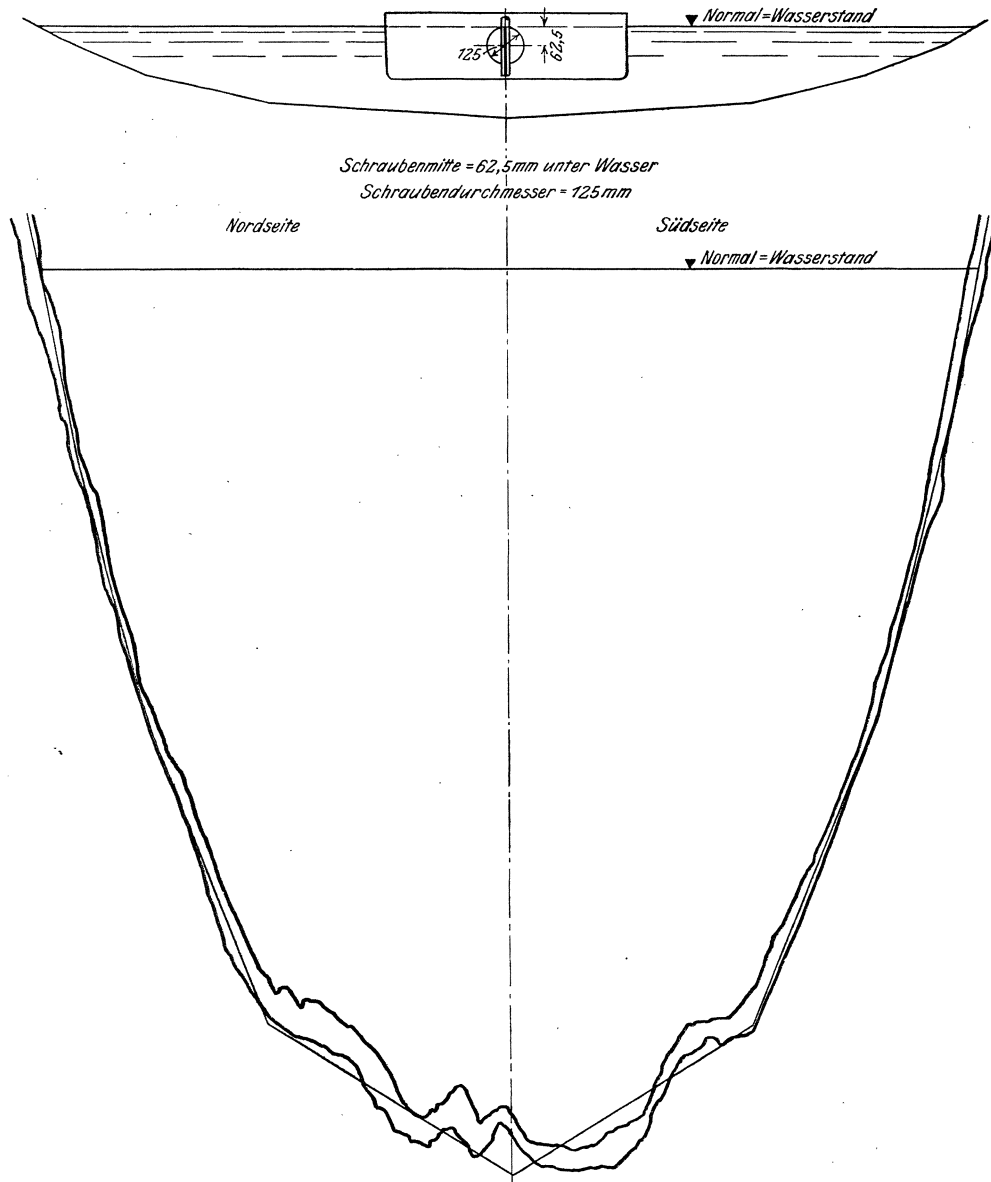


Maßstab des oberen Profils und der Breiten des unteren
 1 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 m. in der Natur
 0,1 0 0,1 0,2 0,3 0,4 0,5 0,6 0,7 0,8 0,9 1,0 m. im Modell

Maßstab der Höhen des unteren Profils
 0,1 0 0,1 0,2 0,3 0,4 0,5 0,6 0,7 0,8 0,9 1,0 m. in der Natur
 1 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 m. im Modell

Fig. 14.

**Sohlenangriff durch das Modell eines Einschraubekahns
mit Heckabdeckung.**



Schraubenmitte = 62,5 mm unter Wasser
Schraubendurchmesser = 125 mm

Nordseite

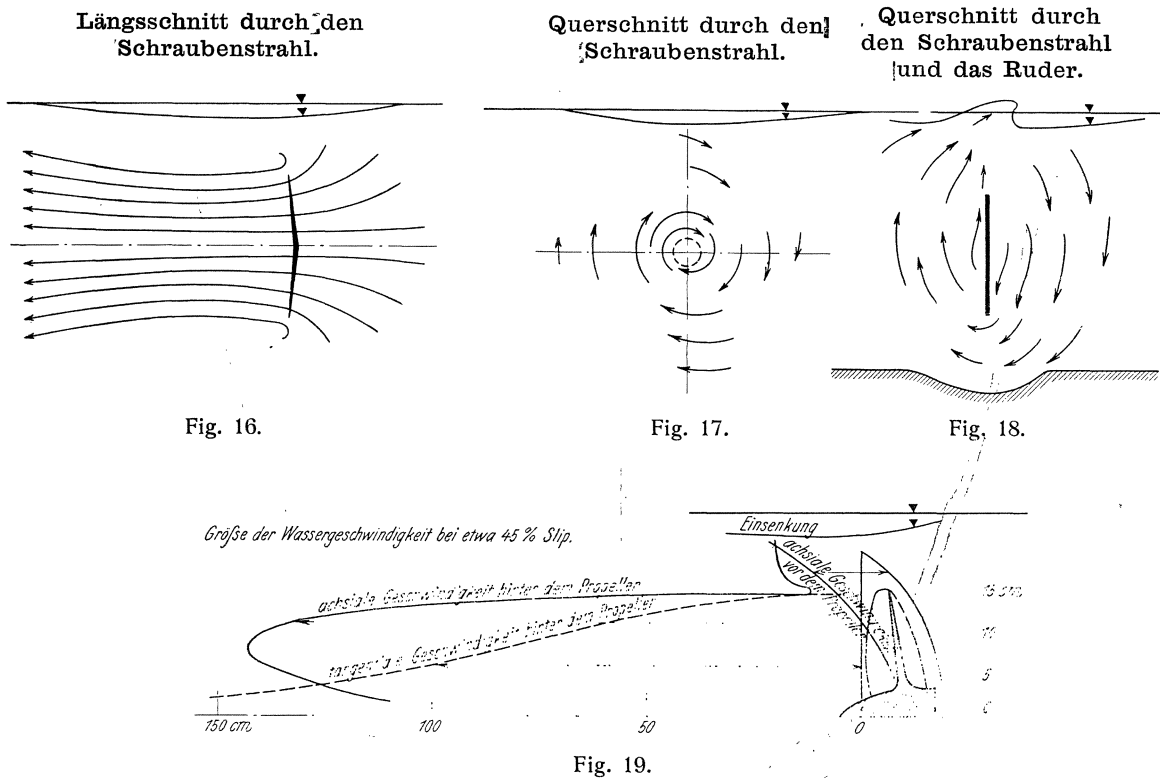
Südseite

Maßstab des oberen Profils und der Breiten des unteren
 1 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 m. in der Natur
 0,1 0 0,1 0,2 0,3 0,4 0,5 0,6 0,7 0,8 0,9 1,0 m. im Modell

Maßstab der Höhen des unteren Profils
 0,1 0 0,1 0,2 0,3 0,4 0,5 0,6 0,7 0,8 0,9 1,0 m. in der Natur
 1 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 m. im Modell

Fig. 15.

deren Mänteln Wasserteilchen, wie Fig. 17 angibt, sich gleichzeitig um die Achse des Strahles drehend, in Spiralwirbeln fortbewegt werden. Fig. 18 zeigt die Zerstörung dieser Spiralwirbel durch ein Ruderblatt. Die Wasserteilchen werden gegen die Kanalsole und gegen die Oberfläche des Wassers abgelenkt. Es entsteht oben eine Welle und unten, wenn der Boden getroffen wird, die gefürchtete Sohlensauspülung. Fig. 19¹⁾ gibt ein Bild von der Größe der absoluten Geschwindigkeit der Wasserteilchen in achsialer und tangentialer Richtung durch eine allein arbeitende Schiffsschraube bei etwa 45 % Slip. Bei Schleppdampfern ist die absolute Geschwindigkeit meist noch bei weitem größer. Auch der ungestörte



Schraubenstrahl kann einmal die Sohle treffen, aber erst so spät und so abgeschwächt, daß ein Aufwirbeln des Bodens nicht mehr stattfindet, wenn die Schraube ihm nicht allzu sehr genähert wird.“ Über die Grenze dieser Annäherungsmöglichkeit konnte durch Versuche bald Aufschluß gewonnen werden.

Dem neuen Vorschlag gemäß wurden die zuletzt benutzten Kahnmodelle ohne anderweitige Veränderung mit zwei seitlichen Rudern in 190 mm Abstand

¹⁾ Entnommen Jahrbuch 1910, Gebers: „Neue Propellerversuche“.

von einander, nach Beseitigung des Mittelruders, versehen (Fig. 28 c, Lichtbild), so daß der Schraubenstrahl frei austreten konnte. Das Ergebnis der Untersuchung durch 4000 Fahrten entsprach den Erwartungen und war das günstigste unter den bisher erhaltenen (Fig. 20). Eine Einwirkung auf die Sohle konnte überhaupt nicht festgestellt werden, nur eine schwache Riffelbildung deutete an, daß die Kanalstrecke in Benutzung gewesen war. Die Beunruhigung der Oberfläche war ebenfalls geringer als bei den Versuchen mit einem Ruder.

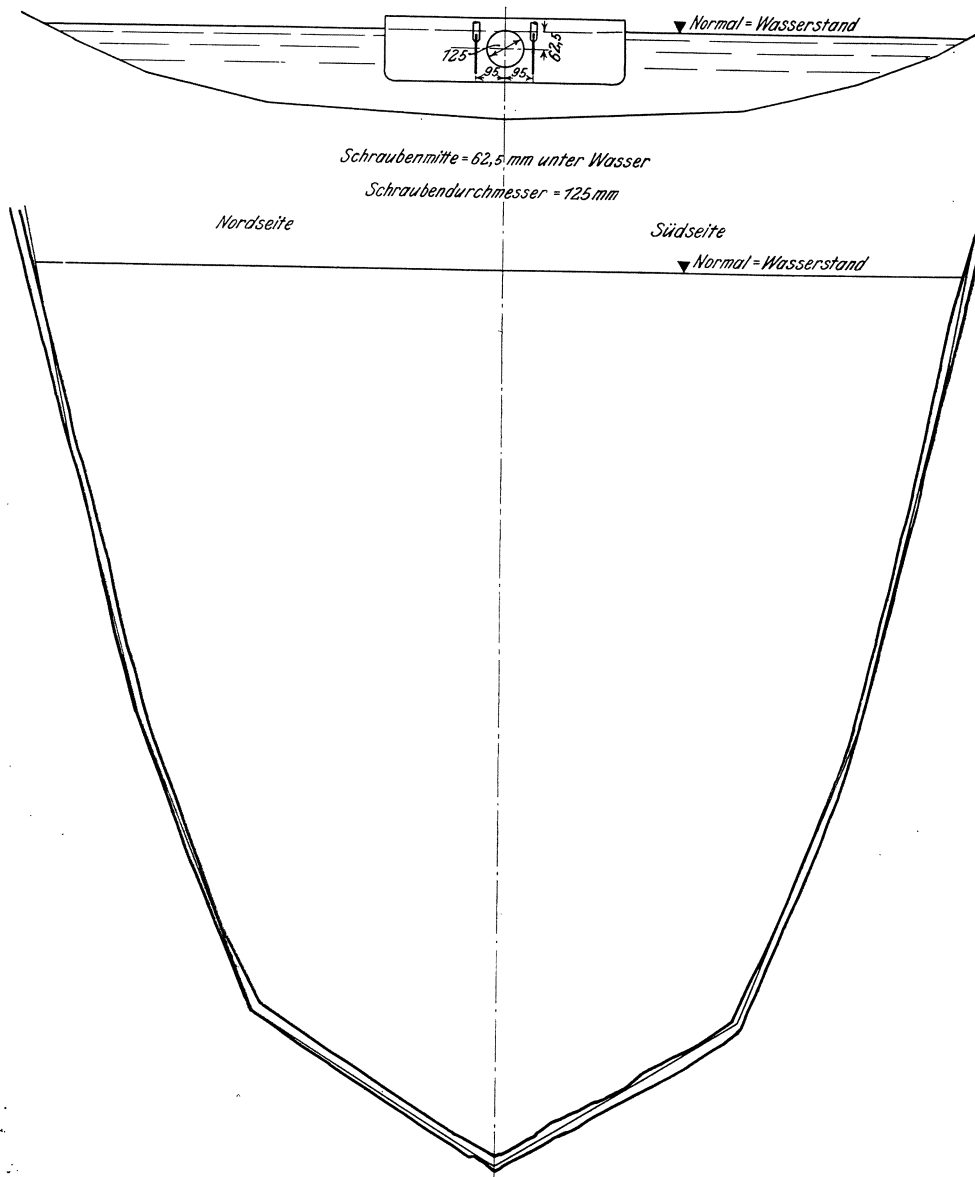
Daher beschloß man, weitere Untersuchungen mit der neuen Doppeleruderanordnung anzustellen und schneller als bisher zu fördern, bis man für die endgültige Konstruktion die nötigen Unterlagen erhalten habe. Folgende beiden Fragen aber bedurften vor allem der Antwort: 1. „Wie tief darf man die Schraube, ohne Sohlenaustiefung hervorzurufen, bei der Doppeleruderanordnung für die neuen Kanäle lagern?“ und 2. „Hat eine verbesserte Schraubenkonstruktion auch eine geringere Einwirkung auf die Kanalsohle?“ Die alte Vergleichsbasis der 4000 Fahrten mit seitlicher Verschiebung wurde aus Zeitmangel verlassen, statt dessen wurde mit 200 Doppelfahrten einmal auf der äußersten einen Kanalseite und bei der nächsten Untersuchung auf der anderen Seite längs einer Linie gefahren. Man wollte so auf der geringeren seitlichen Wassertiefe schneller eine etwaige Einwirkung auf die Sohle feststellen und ein neues Einformen des Kanalbettes nach jedem Versuch sich ersparen. Die bisherige Schraubenumdrehungszahl, 11,4 in der Sekunde, wurde diesen Seitenfahrten zugrunde gelegt.

Um zunächst den Anschluß an die bisherigen Versuche zu gewinnen, wurden die gleichen Modelle wie bei dem vorhergehenden Versuch, auf der Nordseite der nicht neu eingebauten Kanalstrecke mit einer Geschwindigkeit von etwa 0,39 m in der Sekunde in Betrieb gehalten. Das Ergebnis war das gleiche wie vorhin; eine Beschädigung der Sohle war nicht festzustellen (Fig. 21).

Anders aber bei dem nächsten Versuch, bei welchem die Schraubenachse 95 mm unter Wasser gelagert war und die Kähne die Südseite innehielten! Jetzt war nach 200 Doppelfahrten eine bedeutende Austiefung vorhanden (Fig. 22); es war also die Schraube der Sohle zu weit genähert worden.

Nun war man bei dem Entwurf der verwendeten Schraube wohl nicht sehr glücklich in der Wahl der Konstruktionsverhältnisse gewesen. Es wurde deshalb eine neue und, um den Beweis zu erbringen, daß nicht die Größe der Schraube Schuld an der Sohlenausspülung habe, auch größere Schraube auf die Wellen gesteckt. Die neue Schraube (Fig. 8 c, Lichtbild) hatte einen Durchmesser von 140 mm und eine zunehmende Steigung von 138 bis 174 mm und war auf Grund neuerer

Sohlenangriff durch das Modell eines Einschraubenkahns mit Doppelruder
und Heckabdeckung.

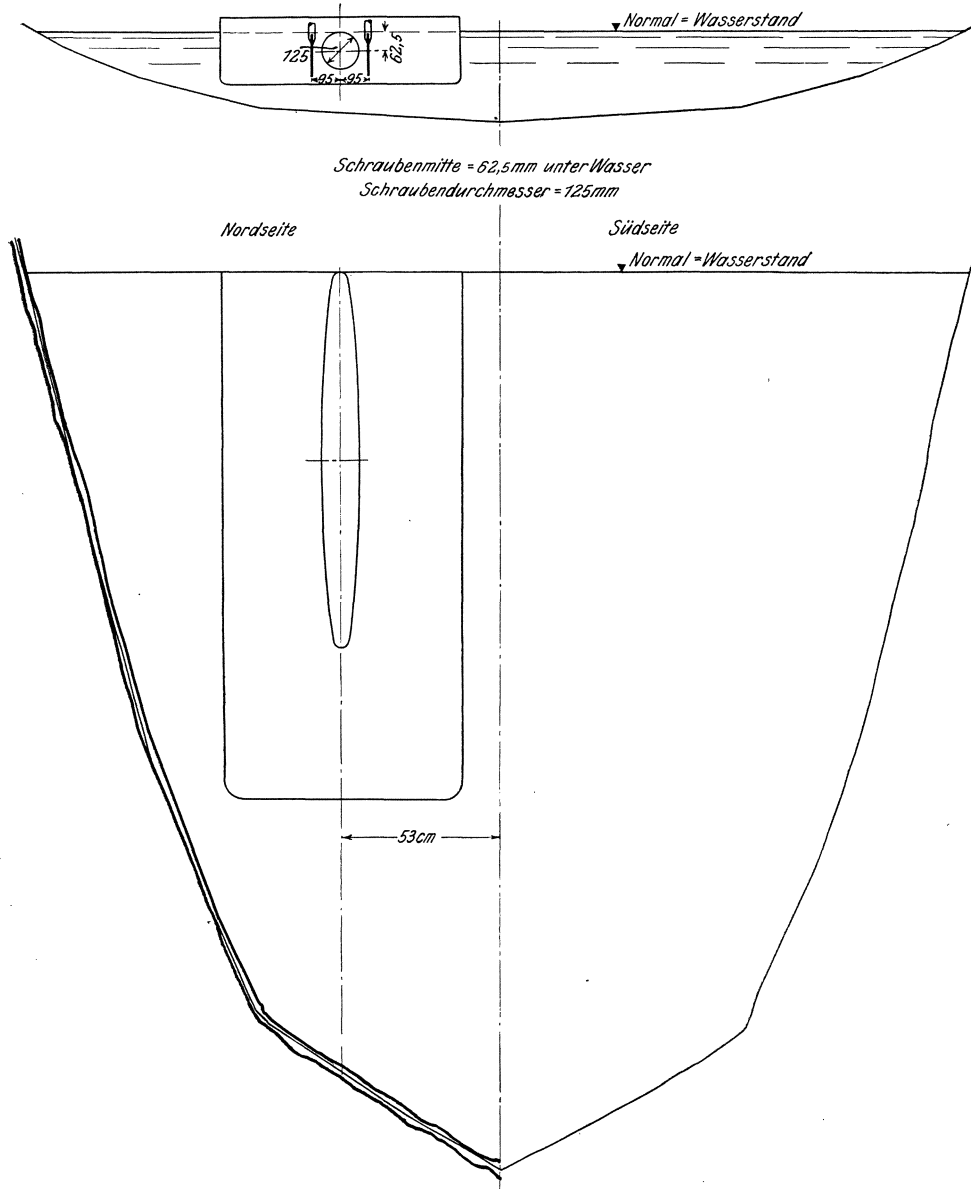


Maßstab des oberen Profils und der Breiten des unteren
 1 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 m in der Natur
 0,1 0 0,1 0,2 0,3 0,4 0,5 0,6 0,7 0,8 0,9 1,0 m im Modell

Maßstab der Höhen des unteren Profils
 0,1 0 0,1 0,2 0,3 0,4 0,5 0,6 0,7 0,8 0,9 1,0 m in der Natur
 7 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 m im Modell

Fig. 20.

Sohlenangriff durch das Modell eines seitlich fahrenden Einschraubenkahns mit Doppelruder und Heckabdeckung.



Maßstab des oberen Profils und der Breiten des unteren

1	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10 m. in der Natur
0,1	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0 m. im Modell

Maßstab der Höhen des unteren Profils

0,1	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0 m. in der Natur
1	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10 m. im Modell

Fig. 21.

Sohlenangriff durch das Modell eines seitlich fahrenden Einschraubenkahns mit tiefliegender alter Schraube und Doppelrudern.

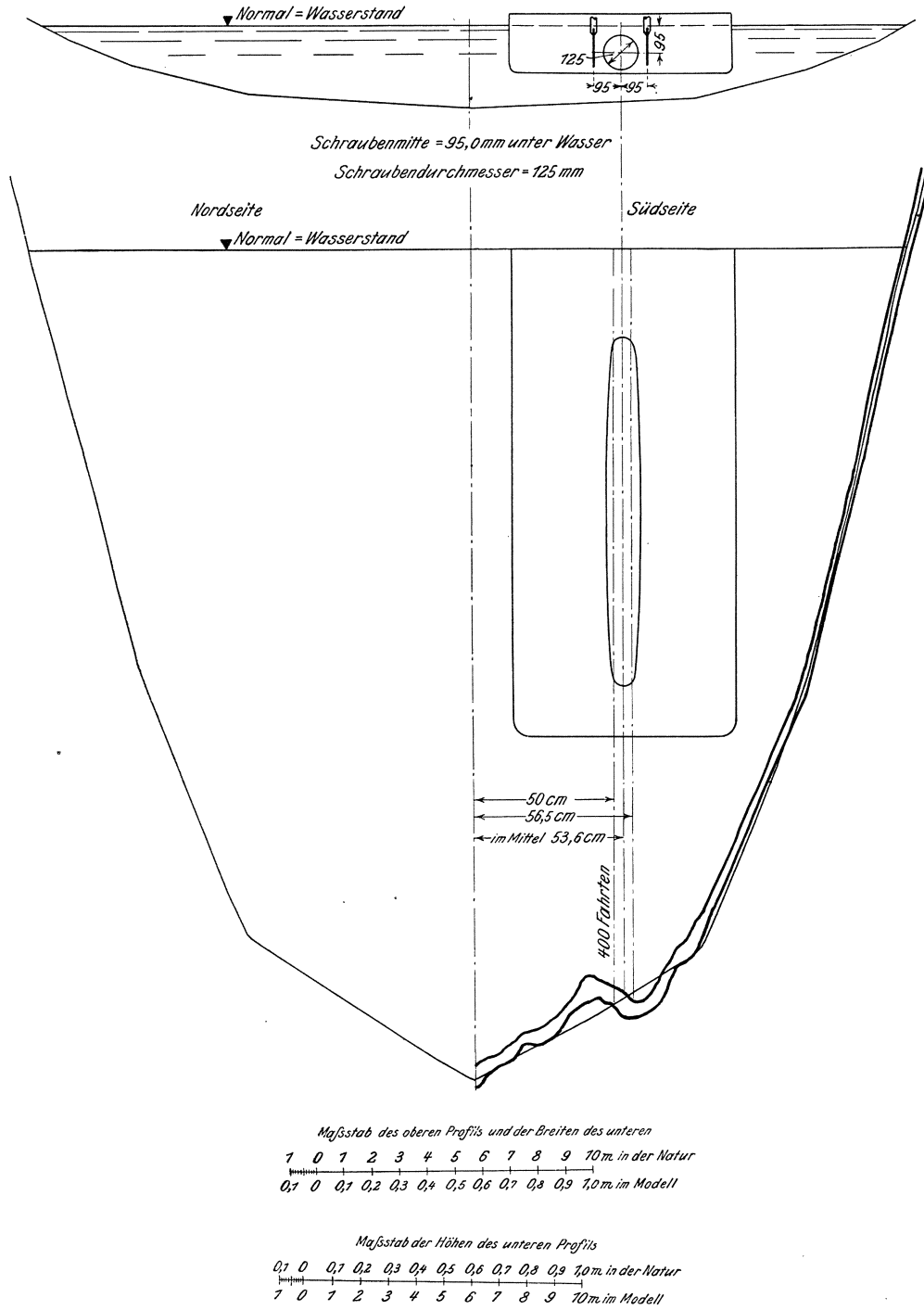
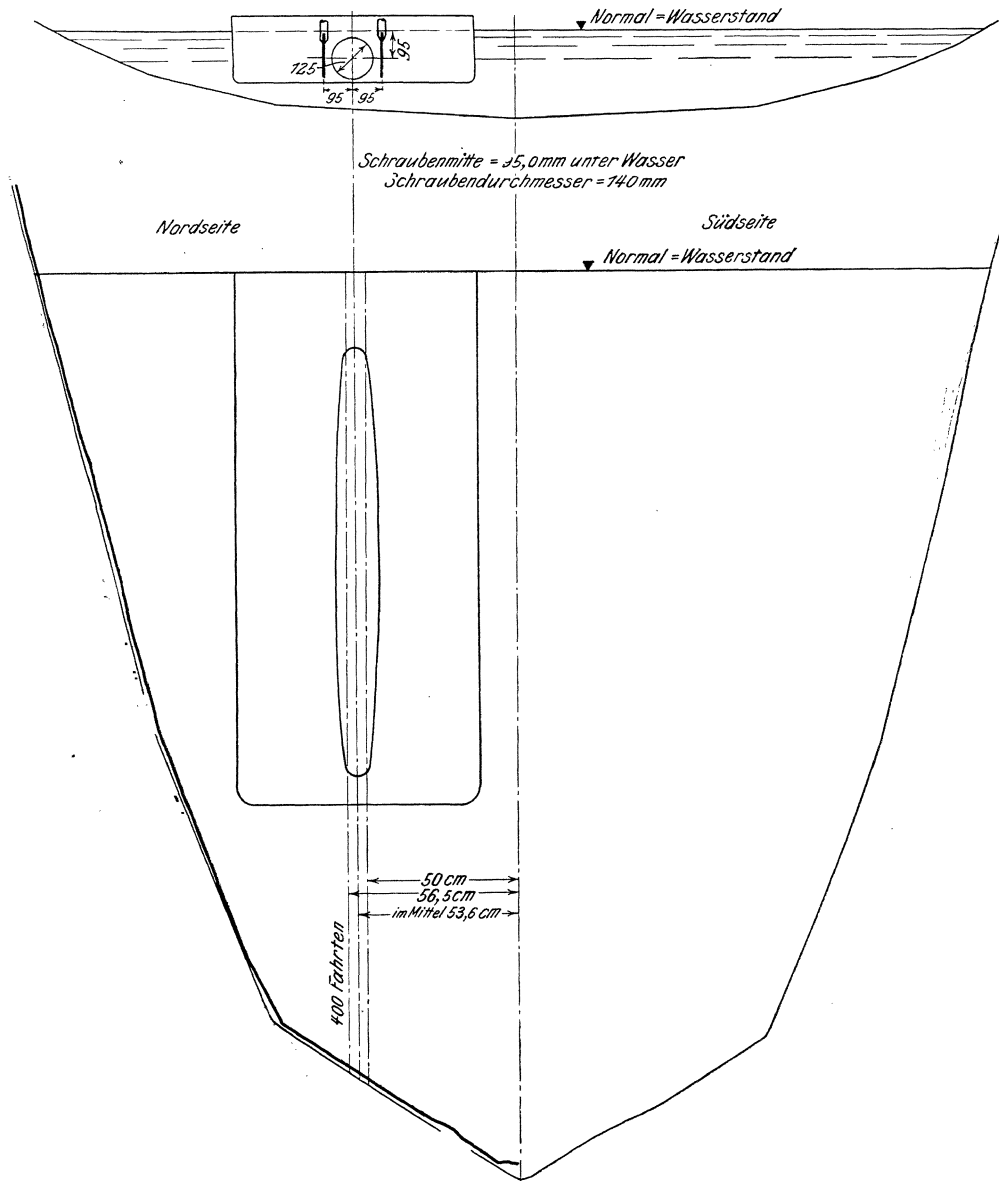


Fig. 22.

**Sohlenangriff durch das Modell eines seitlich fahrenden Einschraubenkahns
mit tiefliegender neuer Schraube und Doppelrudern.**



Maßstab des oberen Profils und der Breiten des unteren

1	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10 m. in der Natur
0,1	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0 m. im Modell

Maßstab der Höhen des unteren Profils

0,1	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0 m. in der Natur
1	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10 m. im Modell

Fig. 23.

**Sohlenangriff durch das Modell eines wenig außerhalb der Mitte fahrenden
Einschraubenkahns mit tiefliegender alter Schraube und Doppelrudern.**

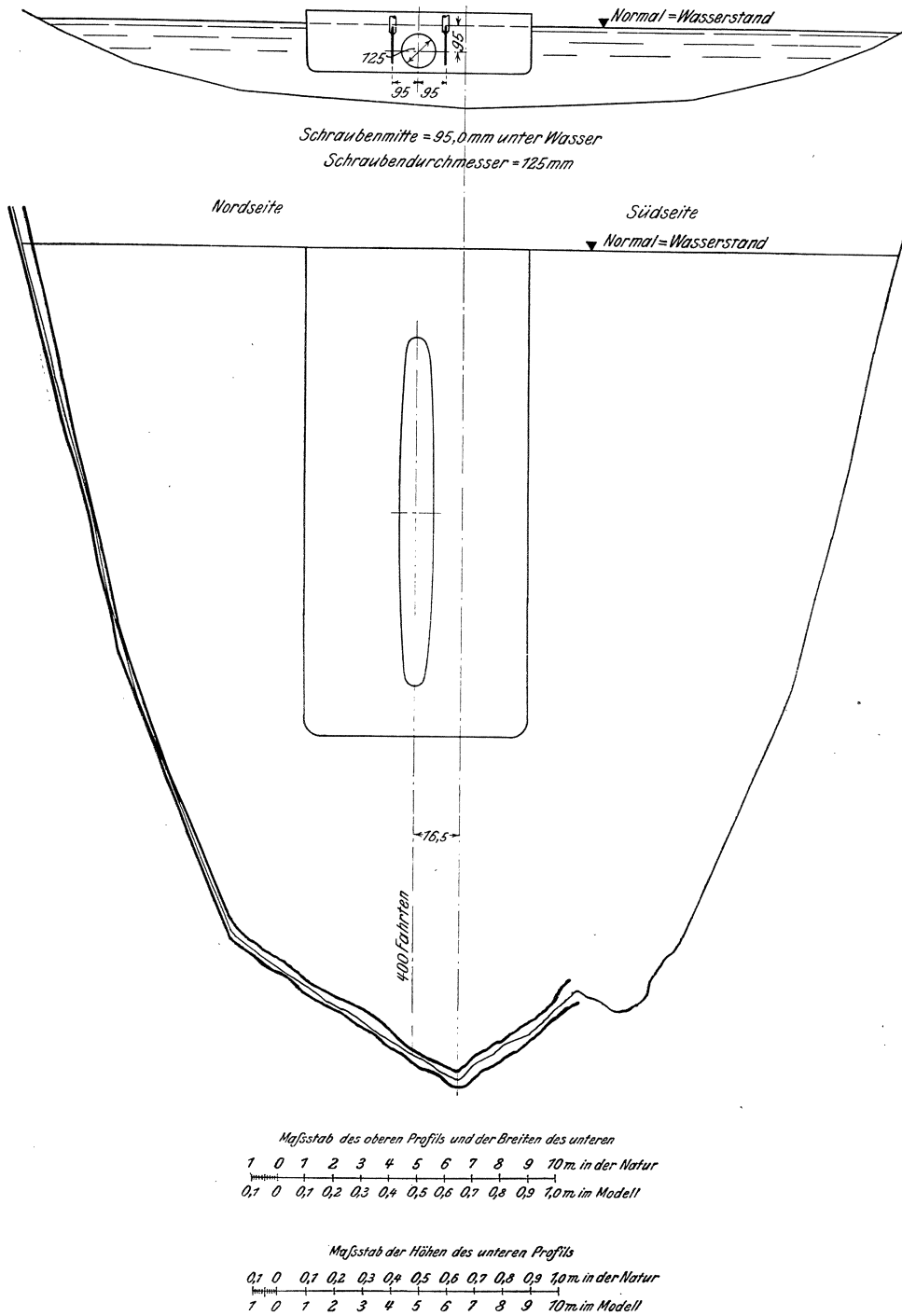


Fig. 24.

Erfahrung konstruiert. Sie sollte, für die neuen Kanalschlepper passend, bei 120 PSi 180 minutliche Umdrehungen bei den Verhältnissen im großen machen. Die Umdrehungen im kleinen mußten also $\frac{180 \sqrt[3]{10}}{60}$ gleich 9,5 in der Sekunde sein. Die alte Achsenlage von 95 mm unter Wasser blieb unverändert; die Schraubenkreisfläche war also bei den Fahrten noch um 7,5 mm der Sohle mehr genähert, als bei dem letzten Versuch mit der alten Schraube. Trotzdem war nach 200 Doppelfahrten auf der Nordseite der Kanalmodellstrecke keine Einwirkung festzustellen (Fig. 23). Die Umdrehungszahl der Schraube war bei der gleichen Kahngeschwindigkeit wie vorher, die den Fahrten zugrunde gelegt wurde,

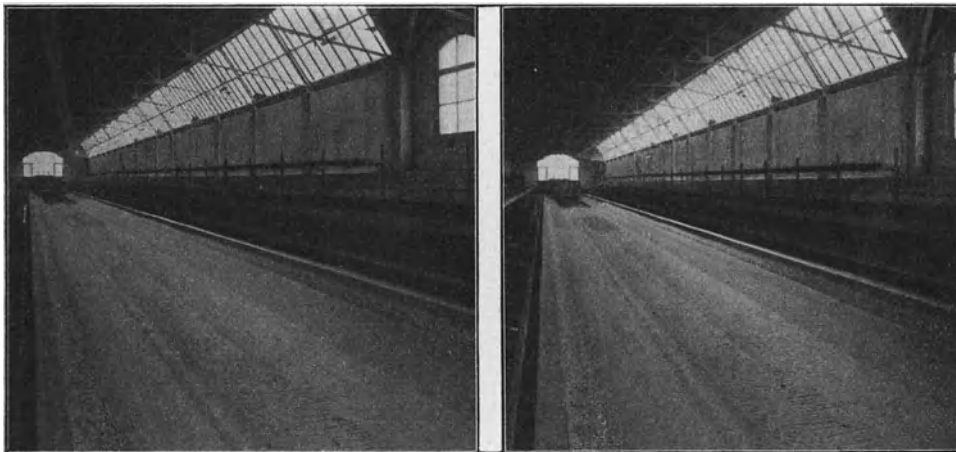


Fig. 25.

9,4 in der Sekunde gewesen. Die Schraube hatte somit den Erwartungen entsprochen.

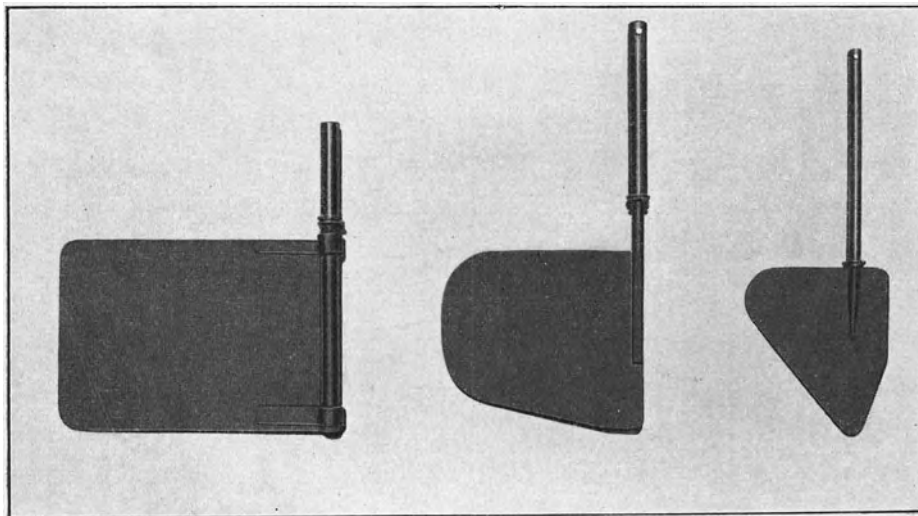
Da eine noch tiefere Schraubenlagerung und ein noch größerer Schraubendurchmesser bei der Konstruktion der neuen Kanalschleppdampfer nicht mehr in Frage kam, bedurfte es mit der neuen Schraube keiner weiteren Untersuchung. Dagegen stellte man noch durch 400 Fahrten weiter nach der Kanalmitte zu fest, daß auch die alte Schraube bei einer mittleren Tiefenlage zwischen den beiden untersuchten keine merkliche Einwirkung auf die Sohle mehr hervorrief (Fig. 24, Fig. 25, Lichtbild).

Die bisherigen Untersuchungen, bei denen man allerdings, wie schon erwähnt, bei den letzten Versuchen Bug und Heck etwas mehr dampferförmig zugeschräfft hatte, litten an folgenden Mängeln; erstens, selbstfahrende Kanal Kahnmodelle hatten geschleppt und keine Schleppdampfermodelle, die anders

trimmen und die Schraube unter anderen Bewegungsverhältnissen der Wasserteilchen arbeiten lassen, und zweitens war lediglich die Geschwindigkeit auf der Kanalmitte die Vergleichsbasis gewesen und der Aufwand an Arbeit dabei vernachlässigt worden. Deshalb beschloß man, am Schluß der ganzen Untersuchung mit einem Schleppzugmodell, bestehend aus einem schleppenden Dampfermodell und entsprechenden Anhängen, jedenfalls noch für die Doppelruderanordnung die Einwirkung auf die Sohle zu prüfen.

In der Zwischenzeit, in welcher die dazu erforderlichen neuen Vorrichtungen angefertigt wurden, erfolgten noch 2 Untersuchungen in der alten Weise mit je

Ruder der Kahnmodelle.



a) „Dortmund“.

b) Verbessertes Ruder.

c) Ruder der Doppelruderanordnung.

Fig. 28.

4000 Fahrten mit Seitenverschiebung, und man fand, daß ein Selbstfahrer mit gewöhnlichem Heck und der alten Schraube in einer Achsenlage von 87,5 mm unter Wasser, sobald Doppelruder angeordnet waren, keine Umänderung des Kanalprofils hervorrief (Fig. 26), aber sofort wieder Sohlenspülung erzeugte (Fig. 27), wenn statt der Doppelruder ein Mittelruder, in diesem Falle ein solches mit schwächerem Schaft und bedeutend kleinerer Fläche als früher (Fig. 28 b, Lichtbild) eingesetzt wurde.

Für die neuen Kanalschlepper waren folgende Abmessungen angeordnet:

Länge über Deck	20 m
Breite auf „	4,8 „
Tiefgang	1,6 „
Deplacement	etwa 58 t ¹⁾
Schraubendurchmesser	bis zu 1,4 m
„ Umdrehungen	etwa 180/Min.
Maschinenleistung normal.	120 PSI.

Die auf Grund dieser Angaben entworfenen Linien eines Schleppdampfers mit Doppeleranordnung sind in Fig. 29 wiedergegeben, und es ist dabei nur zu bemerken, daß die gewählte Heckform die Ruder gut schützen und ein Ansaugen von Luft durch die Schraube bei der Anfahrt möglichst verhindern sollte. Die Ruder sind als Balanceruder mit nur geringer Höhe ausgebildet, um die Beanspruchung des Ruderschaftes in seiner Lagerung gering zu halten; außerdem ist der hintere Teil des Blattes unten fortgeschnitten, damit eine Berührung der Kanalböschungen beim Wenden möglichst vermieden wird. Der Abstand der Ruder voneinander ist so bemessen, daß die Schraube frei hindurchgehend aufgesteckt werden kann.

Die Modelle sind im Maßstab 1 : 10 aus Paraffin hergestellt worden und erhielten elektromotorischen Antrieb. Die Schraube war die schon verwendete neue Schraube von 140 mm Durchmesser und befand sich mit ihrer Achse 85 mm unter Wasser. Zur Bestimmung der Zugkraft in der Schlepptrasse diente eine Spiralfeder, deren jeweilige Spannung an einer Skala abgelesen werden konnte.

Der Modellschleppzug bestand aus je einem Dampfermodell an den Enden und zwei Kahnmodellen in der Mitte (Fig. 30 b). Die beiden äußeren Schiffe an jedem Ende waren mit ihren Hecks der Mitte des Schiffszuges zugewandt, weil ebenso wie früher in dem Kanalmodell hin- und hergefahren werden sollte. Die Schlepptrasse lief über den ganzen Schleppzug und wurde von dem schleppenden Modell immer so gegen Knaggen durchgeholt, daß der Abstand des Schleppers 4 m vom ersten Kahnmodell war und die geschleppten Schiffe sich eng zusammenschlossen. Der Schleppzug fuhr ebenso wie früher infolge selbsttätiger Umschaltung der Motore an den Enden der Kanalstrecke in dem Modell des Rhein-Weser-Kanals auf und nieder.

¹⁾ Das Deplacement wurde nach Ausführung der Versuche auf etwa 67 t erhöht, um Kohlen für die ganze Strecke Bevergern—Hannover an Bord nehmen zu können.

Linienriß eines Schleppdampfers mit Doppelruderanordnung.
Maßstab 1 : 125.

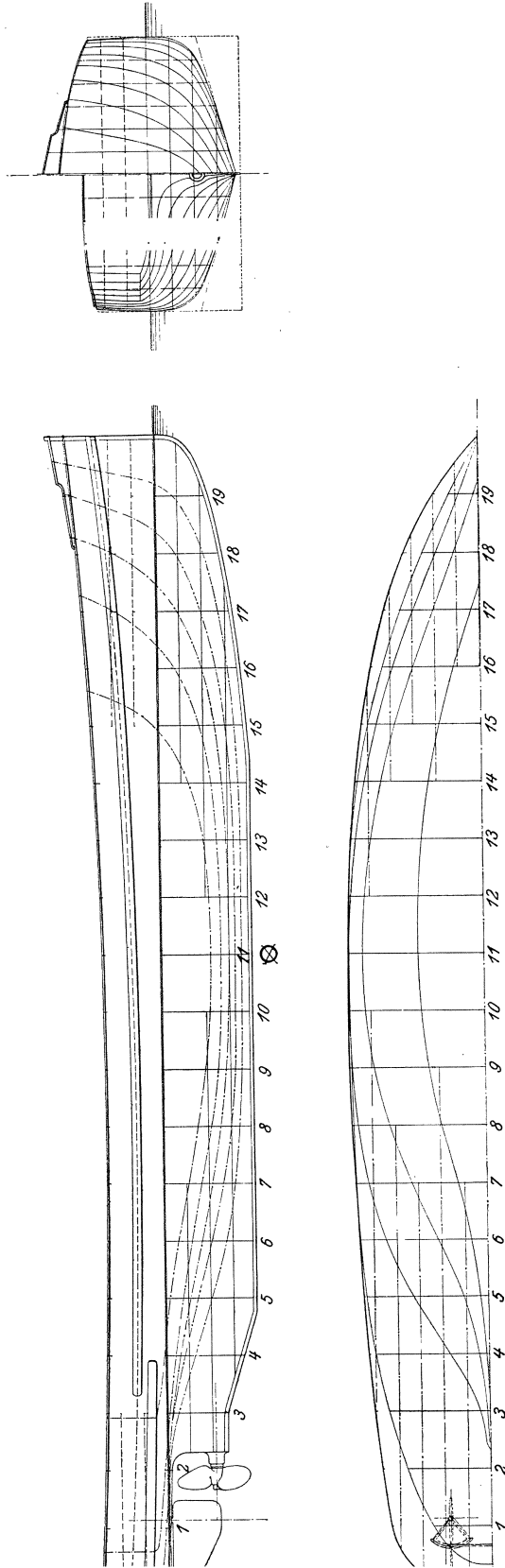
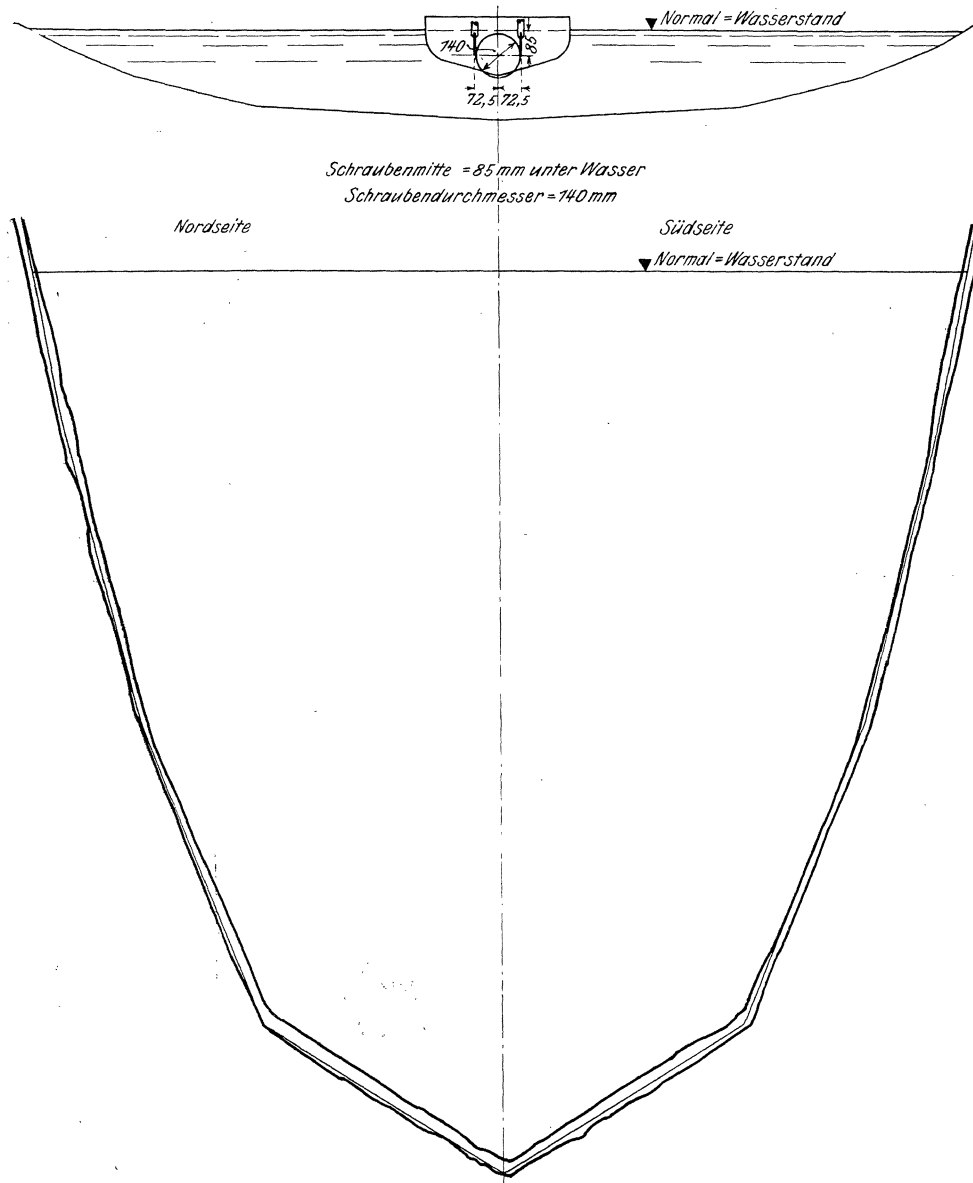


Fig. 29.

Additional material from *Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft*,
ISBN 978-3-642-90183-6 (978-3-642-90183-6_OSFO13),
is available at <http://extras.springer.com>



Sohlenangriff durch das Modell eines auf der Kanalmitte fahrenden Schleppzuges mit Doppelruder-Schleppdampfern.



Maßstab des oberen Profils und der Breiten des unteren

1	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10 m. in der Natur
0,1	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0 m. im Modell

Maßstab der Höhen des unteren Profils

0,1	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0 m. in der Natur
7	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10 m. im Modell

Fig. 31.

Das Schleppzugmodell erledigte 2000 Doppelfahrten nur längs der Kanalachse mit einer sekundlichen Geschwindigkeit von 0,435 m im Mittel (4,82 km/Std. im großen), bei 9,1 Schraubenumdrehungen in der Sekunde (173/Min. im großen)

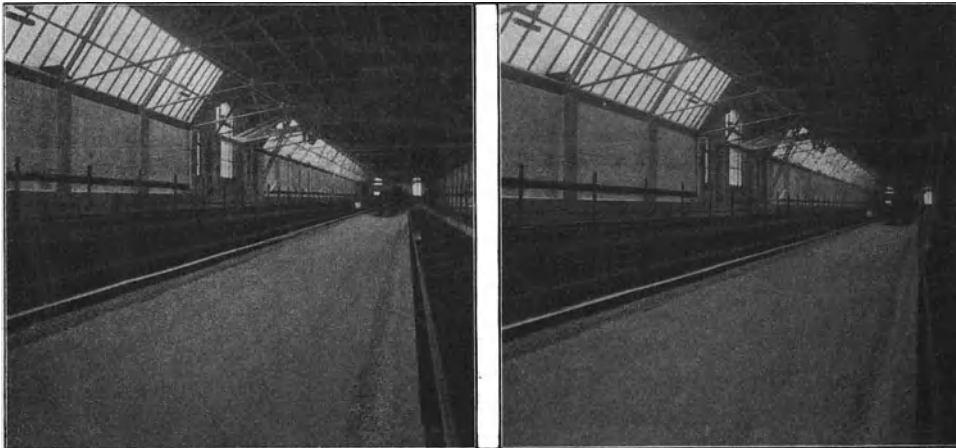
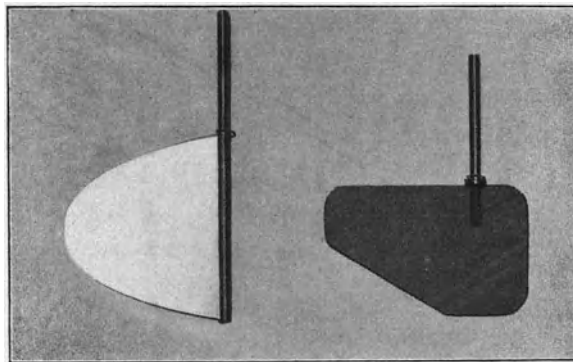


Fig. 32.

Ruder der Schleppdampfermodelle.



a) Einruderanordnung. b) Doppeleruderanordnung.

Fig. 33.

und einem Zug von 1 450 bis 1 500 g in der Schlepptrosse (1 450 bis 1 500 kg im großen). Letzterer erfolgte auf Grund der praktischen Erfahrung, daß ein Kanalschleppdampfer von 120 PSi im großen bei der in Frage kommenden Geschwindigkeit etwa 1 450 bis 1 500 kg Zug ausübt. Die Kahnmodelle erhielten eine den zugrunde gelegten Verhältnissen angepaßte Belastung.

Bei der Aufmessung zeigte sich das Kanalmodell völlig unversehrt, selbst von einer Riffelbildung war kaum etwas zu spüren (Fig. 31, 32 Lichtbild), das Wasser im Kanalbett blieb während der Fahrten klar, wie immer, wenn keine Sohlenaustiefung vorhanden war. Dieses günstige Ergebnis war erreicht, trotzdem die Dampfermodelle erheblich schräger trimmten und so den Schraubenstrahl auch mehr gegen die Sohle richteten als die früheren selbstfahrenden Kahnmodelle, und obwohl die sämtlichen 4000 Fahrten an der Stelle im Kanal erledigt wurden, wo früher bei der Verteilung der 4000 Fahrten sich der stärkste Sohlenangriff gezeigt hatte.

Noch ein letzter kleiner Versuch bewies die Überlegenheit der Doppelruderanordnung. Das eine Dampfermodell erhielt an Stelle der beiden seitlichen Ruder

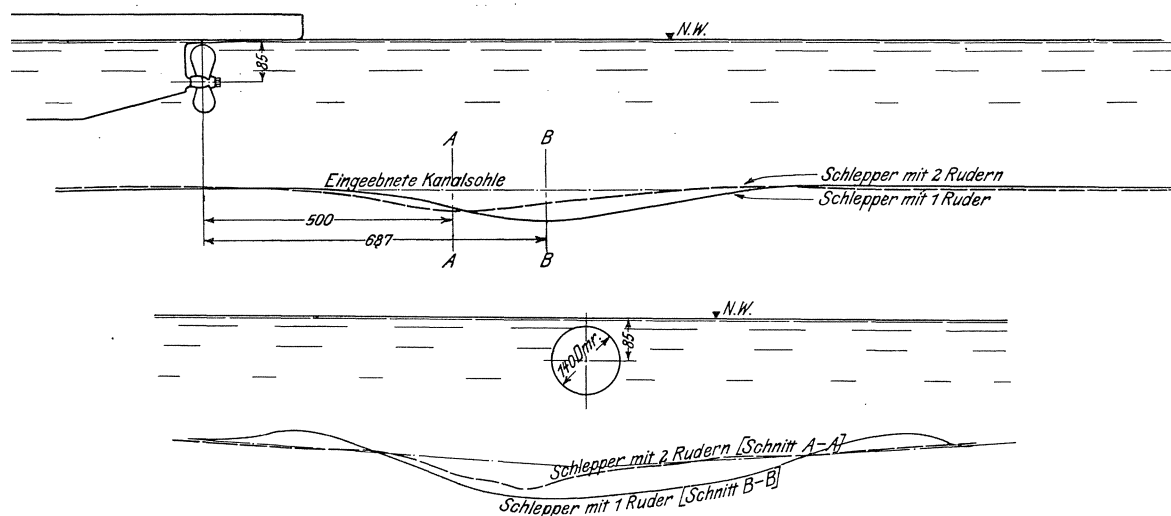


Fig. 34.

ein Mittelruder (Fig. 33, Lichtbild); beide Modelle ließen dann, in der Kanalmitte fest vertäut, ihre Schrauben so arbeiten, daß ein Zug von 1 500 g ausgeübt wurde. Nach einer Stunde war die von dem Einschraubenschlepper erzeugte Sohlenbeschädigung erheblich größer als bei dem Doppelruderschiff (Fig. 34).

Die Ausführung der hier erörterten Versuche ist in der ersten Hälfte von dem verstorbenen Regierungsrat Thiele, in der zweiten Hälfte teils von dem Königlichen Baurat Beyerhaus, teils von dem Verfasser geleitet worden. Ihre Hauptergebnisse lassen sich kurz wie folgt zusammenfassen:

1. Durch Modellversuche lassen sich ähnliche Einwirkungen auf das Kanalbett erzielen, wie durch den Schleppbetrieb im großen.

2. Nicht die Schraube, sondern das Ruder hinter der Schraube hat in der Hauptsache die Profilveränderung der Schiffahrtskanäle bewirkt.
3. Die Doppelrudernordnung ist ein Mittel, dieses zu vermeiden und daher voraussichtlich für Schiffahrtskanäle die günstigste Schleppdampferbauart.
4. Der Entwurf der Schraube ist von wesentlichem Einfluß für die Größe des auftretenden Sohlenangriffs.

Außerdem darf wohl die Erwartung an die Doppelrudernordnung geknüpft werden, daß sie den Wirkungsgrad des Schleppdampfers steigert, und daß man in ihr ein Mittel gefunden hat, um auch vorhandene Einruderschlepper auf einfache Art in zulässige Kanalschleppdampfer umzuwandeln.

Gern hätte man auch über den Einfluß der Doppelrudernordnung auf den Wirkungsgrad der Schleppdampfermodelle sich noch Aufklärung verschafft, aber man hat sich dieses aufgespart auf die Zeit, wo die gleich nach diesen Versuchen begonnene Modernisierung der schiffbautechnischen Einrichtungen, die dem Schiffbau ein erstklassiges¹ Institut in der Königlichen Versuchsanstalt für alle einschlägigen Fragen zur Verfügung stellen soll, vollendet sein würde.

Diskussion.

Seine Königliche Hoheit der Großherzog von Oldenburg:

Da sich niemand zur Diskussion dieses Vortrages gemeldet hat, danke ich dem Herrn Vortragenden für seine fleißigen und anregenden Vorführungen, die uns in Deutschland besonders deshalb interessieren, weil wir gerade im Begriffe sind, unsere Kanäle weiter auszubauen. Ich bin sicher, daß diese Arbeit als Grundlage für die technischen und wirtschaftlichen Erörterungen über die künstlichen Wasserstraßen in Zukunft von allen Fachleuten benutzt werden wird.

Beiträge.

XVII. Zur Theorie der Frahm'schen Schlingerdämpfungstanks.

Von Dr.-Ing. Fritz Horn-Kiel.

Zu den nachfolgenden Untersuchungen über die Theorie der Frahm'schen Schlingerdämpfungstanks wurde ich veranlaßt, als ich die Frage des Einbaus der damals (Ende 1909) bekannt werdenden Tanks für ein Schiff, welchem die Neigung zu lästigen Schlingerbewegungen zum Vorwurf gemacht wurde, zu prüfen hatte. Es handelte sich für mich darum, im voraus ein möglichst selbständiges Bild von der zu erwartenden Wirkung der Tanks zu gewinnen. Die so entstandenen, von rein theoretischem Standpunkt ausgehenden Untersuchungen sind daher vollständig unabhängig von den später von Frahm selbst für dasselbe Schiff angestellten Modellschlingerversuchen und ebenso auch unabhängig von der seinen Modellversuchen zugrunde liegenden Theorie. Es erklären sich daraus die grundsätzlichen Abweichungen in den beiderseitigen Theorien *), die sich kurz dahin zusammenfassen lassen, daß die vorliegende Theorie einen ganz allgemeinen Charakter hat, während Frahm sich auf den in seiner Wirkung hervorstechendsten Sonderfall der Resonanz zwischen Wellen- und Schiffsschwingungen beschränkt.

Ich habe bei meiner Untersuchung zunächst einen ähnlichen Weg eingeschlagen, wie es F ö p p l bei seiner Theorie des S c h i f f s k r e i s e l s **) getan hat. In der Tat werden wir sehen, dass beide Dämpfungsmittel, so verschiedenartig in ihrer äußeren Gestaltung sie auch sein mögen, doch in ihrer Wirkungsweise viel Verwandtschaft mit einander besitzen.

Der Theorie Föppls folgend, habe ich demgemäß zunächst die Wirkung der Tanks auf die Ausschwingungen des Schiffes im glatten

*) Siehe den Vortrag Frahms im vorliegenden Jahrbuch.

**) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1904, Nr. 24.

Wasser untersucht. Es wird sich zeigen, daß diese Wirkung auch für das Verhalten des der Wellenbewegung ausgesetzten Schiffes, das demnach zu untersuchen sein wird, von sehr großer Bedeutung ist. Bei der Untersuchung des Verhaltens des Schiffes im Seegange tritt dann zugleich auch im Falle der Resonanz zwischen Schiffs- und Wellenschwingungen, die von Frahm in den Vordergrund gestellte Dämpfung infolge der sekundären Resonanzwirkung der Tankwasserschwingungen in Erscheinung.

Was die äußere Anordnung der Frahm'schen Tanks anbetrifft, so erübrigt sich ein näheres Eingehen, da dieselbe aus dem im vorliegenden Jahrbuche enthaltenen Vortrage Frahm's zur Genüge hervorgeht. Es sei daher hier nur kurz erwähnt, daß an beiden Bordseiten des Schiffes geschlossene Behälter B eingebaut und durch einen Kanal K miteinander in Verbindung gesetzt werden (Fig. 1).

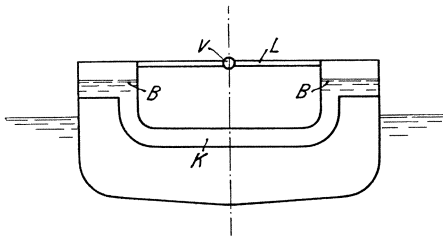


Fig. 1.

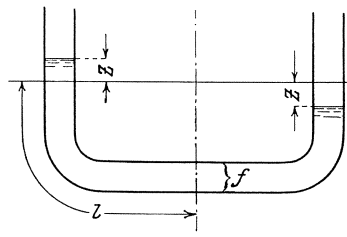


Fig. 2.

Es wird so viel Wasser hineingefüllt, daß die Behälter etwa bis zur Hälfte voll sind. Die Tanks stehen außerdem oberhalb des Wasserspiegels durch einen Luftkanal L in Verbindung, dessen Querschnitt durch ein Ventil V nach Bedarf reguliert werden kann.

Indem wir zur Berechnung der Wirkungsweise der Tanks übergehen, sei einleitend das Gesetz entwickelt, nach welchem die widerstandslos angenommene Schwingung des Wassers in einem feststehenden, vom Schiff unabhängigen \sqcup -förmig gekrümmten Rohr erfolgt und zwar:

1. in einem Rohr mit durchweg gleichförmigem Querschnitt (Fig. 2).

Es sei z die momentane Verschiebung des Wasserspiegels, in dem einen Schenkel nach oben, in dem anderen nach unten, gegen die Gleichgewichtslage, so ist, wenn f der Querschnitt des Rohrs, die momentane beschleunigende Kraft $= -2\gamma f z$, demnach

$$M \frac{d^2 z}{dt^2} = -2\gamma f z,$$

worin $M = \frac{2 \gamma f l}{g}$ die Masse des in dem Rohr enthaltenen Wassers bedeutet.

Folglich

$$\frac{d^2 z}{d t^2} + q^2 z = 0, \text{ mit } q^2 = \frac{g}{l}.$$

Die Integralgleichung lautet

$$z = C_1 \cos q t + C_2 \sin q t = C_1 \cos \sqrt{\frac{g}{l}} t + C_2 \sin \sqrt{\frac{g}{l}} t.$$

Es ist dies eine einfache harmonische Schwingung, deren Periode

$$T = \frac{2 \pi}{q} = 2 \pi \sqrt{\frac{l}{g}} \dots \dots \dots (1)$$

2. in einem Rohr mit veränderlichem Querschnitt*)

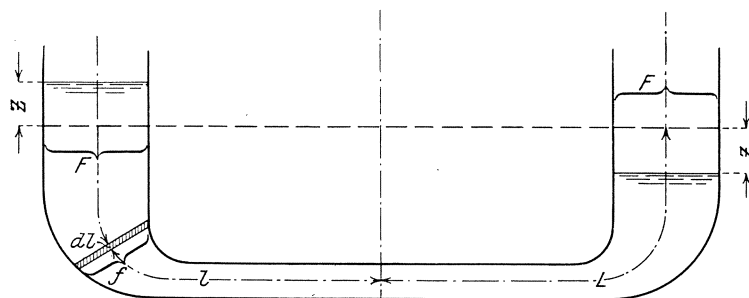


Fig. 3.

(Fig. 3). Die Bezeichnungen sind aus der Figur ersichtlich.

Einem Weg des Wassers z an der Oberfläche entspricht ein solcher $z \frac{F}{f}$ an einer Stelle mit dem Rohrquerschnitt f , demnach herrscht an dieser Stelle eine Beschleunigung $\frac{F}{f} \cdot \frac{d^2 z}{d t^2}$. Es ist hier ferner die beschleunigende Kraft für die verschiedenen Querschnitte nicht konstant, sondern $= -2 \gamma f z$, variiert also mit dem Querschnitt f . Wir können aber dennoch mit einer für alle Querschnitte gleichen beschleunigenden Kraft $= -2 \gamma F z$ rechnen, wenn wir dafür das an der entsprechenden Stelle befindliche Massenteilchen $\frac{\gamma f dl}{g}$ im Verhältnis $\frac{F}{f}$ verändern. Wir erhalten dann

*) Nach Vortrag Frahm, theoretischer Anhang.

$$2 \int_0^L \frac{F}{f} \cdot \frac{\gamma f dl}{g} \cdot \frac{F}{f} \cdot \frac{d^2 z}{dt^2} + 2 \gamma F z = 0,$$

$$\frac{d^2 z}{dt^2} + q^2 z = 0, \text{ mit } q^2 = \frac{g}{\int_0^L dl \cdot \frac{F}{f}}.$$

Setzen wir nun

$$L' = \int_0^L dl \cdot \frac{F}{f} \dots \dots \dots (2)$$

so haben wir in den unter 1. entwickelten Gleichungen nur die Schwingungslänge l durch L' zu ersetzen, um dieselben auf den allgemeinen Fall 2. anwenden zu können.

Wir erhalten demnach unter anderem für die Dauer einer Doppelschwingung

$$T = \frac{2\pi}{q} = 2\pi \sqrt{\frac{L'}{g}}.$$

A. Wirkung der Tanks auf die Schwingungen eines Schiffes im glatten Wasser.

Es sei wiederum begonnen mit dem Fall eines Rohrs von durchweg gleichförmigem Querschnitt (Fig. 4).

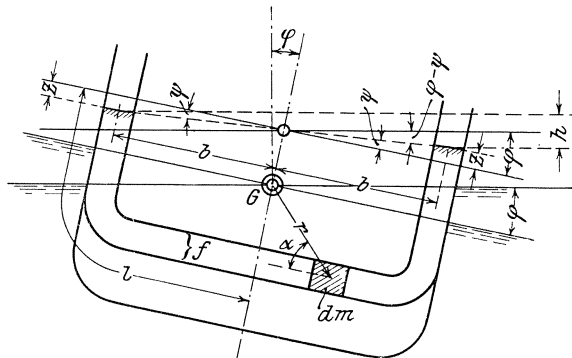


Fig. 4.

Es bedeute, abgesehen von den anderen aus der Figur ersichtlichen Bezeichnungen:

- φ den momentanen Neigungswinkel des Schiffes,
- ψ „ „ „ „ des Wasserniveaus in den Kanalschenkeln gegen die Gleichgewichtslage bei aufrechtem Schiff,

P das Gewicht des Schiffes,
 \overline{MG} die metazentrische Höhe,

J das Massenträgheitsmoment des Schiffes bezogen auf eine durch den Systemschwerpunkt gehende Längsachse. Es ist darin die Masse des Tankwassers wie die eines fest eingebauten Gewichts enthalten gedacht.

Wir sehen von der Berücksichtigung des normalen Widerstandes, den das Schiff bei seinen Rollbewegungen durch das äußere Wasser erleidet, ab, da es uns ja nur darauf ankommen kann, die Abweichung, die die Wirkung der Tanks von dem normalen Zustand hervorruft, festzustellen.

Es ist die gewöhnliche Differentialgleichung für die Drehung des Schiffes um seine Längsachse

$$J \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + P \cdot \overline{MG} \varphi = 0$$

hier folgenden Änderungen zu unterwerfen:

a) Das gewöhnliche Stabilitätsmoment $P \cdot \overline{MG} \cdot \varphi$ ist hier verringert um das Moment, welches dem Transport des Tankwassers von der einen nach der andern Seite entspricht und welches sich berechnet zu $\gamma f z \cdot 2 b = 2 \gamma f b^2 \psi$.

b) Das Massenträgheitsmoment des Schiffes J wird dadurch beeinflusst, daß das Wasser in dem Rohr eine Eigenbewegung besitzt. Dieser Einfluß berechnet sich folgendermaßen:

Der Beschleunigungsdruck eines Wasserteilchens im Rohr von der Masse

$$d m \text{ ist } = d m \cdot \frac{d^2 z}{dt^2} = d m \cdot b \frac{d^2 \psi}{dt^2} .$$

Moment dieses Beschleunigungsdrucks bezogen auf Drehachse (System-
 schwerpunkt) = $d m \cdot \frac{d^2 z}{dt^2} \sin \alpha \cdot r$, also für das ganze Rohr

$$= \frac{d^2 z}{dt^2} \int_0^{2l} d m \cdot r \cdot \sin \alpha = b \frac{d^2 \psi}{dt^2} \int_0^{2l} d m \cdot r \cdot \sin \alpha$$

$$= b N \frac{d^2 \psi}{dt^2} , \text{ mit } N = \int_0^{2l} d m \cdot r \cdot \sin \alpha .$$

Es lautet demnach die Differentialgleichung für die Drehbewegung des Schiffes

$$J \frac{d^2 \varphi}{dt^2} - b N \frac{d^2 \psi}{dt^2} + P \cdot \overline{MG} \varphi - 2 \gamma f b^2 \cdot \psi = 0^*) \dots \dots \dots (3)$$

In der oben abgeleiteten Gleichung für die widerstandslose Schwingung des Wassers in einem feststehenden Rohr sind hier folgende Änderungen einzuführen:

a) Die wirksame Druckhöhe, welche die Bewegung des Wassers erzeugt, ist hier $h = 2 b (\psi - \varphi)$, demnach die beschleunigende Kraft $= 2 \gamma f b (\psi - \varphi)$.

*) In dem dem Vortrage Frahm's beigefügten theoretischen Anhang findet sich in Gl. 6 noch ein Glied für das durch die Kontraktionsbeschleunigungen des Tankwassers auf das Schiff ausgeübte Drehmoment. Dasselbe berechnet sich folgendermaßen:

Die Arbeit des Kraftelements dK , welches von der Kanalwandung zur Erzeugung der Kontraktionsbeschleunigung ausgeübt werden muß, ist gleich der Änderung der lebendigen Kraft des Massenteilchens dm des Tankwassers auf dem Streckenteilchen dl , also

$$dK \cdot dl = dm \cdot \frac{d(v^2)}{2}, \text{ d. i., da die Geschwindigkeit } v = \frac{F dz}{f dt},$$

$$= - dm \frac{2 F^2}{f^3} \frac{\left(\frac{dz}{dt}\right)^2}{2} \cdot df.$$

Das Moment des Kraftelements dK bezogen auf Systemschwerpunkt ist

$$dM_K = dK \cdot r \cdot \sin \alpha = - dm \frac{1}{f} \frac{df}{dl} \frac{F^2}{f^2} \left(\frac{dz}{dt}\right)^2 r \sin \alpha,$$

folglich

$$M_K = - \left(\frac{dz}{dt}\right)^2 \int_{-L}^{+L} dm \frac{1}{f} \frac{df}{dl} \frac{F^2}{f^2} r \sin \alpha,$$

wie an der erwähnten Stelle des Frahm'schen Vortrages zu finden.

Ich habe dieses Glied von vornherein vernachlässigt, weil, wie auch Frahm nachher erwähnt, bei einer zur Mittelebene symmetrischen Tankform die durch die Kontraktionsbeschleunigungen hervorgerufenen Momente für beide Schiffseiten sich aufheben und daher dieses Glied praktisch $= 0$ wird.

Desgleichen habe ich, aus Gründen der Vereinfachung, von der Einführung der direkten Wirkung des Widerstandes gegen die Bewegung des Tankwassers, welcher ja von den Kanalwandungen ausgeübt wird und demnach auch ein Drehmoment in bezug auf das Schiff besitzt, abgesehen. Es erscheint dies aus dem Grunde berechtigt, als, wie sich bei näherer Untersuchung ergibt, die Hauptwirkung dieses Widerstandes in der Beeinflussung der Bewegung des Tankwassers und zwar in der Phasenverschiebung besteht, welche er zwischen dessen Schwingungen und denen des Schiffes hervorruft, und auf welcher wiederum in der Hauptsache die starke Dämpfung der Schiffsschwingungen beruht. Gegenüber dieser gewissermaßen indirekten, dafür aber um so bedeutsameren Wirkung kommt, wie gesagt, die oben genannte direkte Wirkung kaum in Betracht.

b) Die gleichzeitige Drehung des Schiffes beeinflußt die Beschleunigung der Wasserteilchen im Rohr. Und zwar erhält ein Teilchen dm , abgesehen von seiner Eigenbewegung im Rohre, durch die Drehung des Schiffes eine Beschleunigung $= r \frac{d^2 \varphi}{dt^2}$. Davon kommt in Richtung des Rohres $r \frac{d^2 \varphi}{dt^2} \sin \alpha$, demnach beträgt der hiervon herrührende Massendruck für den ganzen Kanal

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} \int_0^{2l} dm r \sin \alpha = N \frac{d^2 \varphi}{dt^2}.$$

Es ist hierbei ebenso wie bei dem entsprechenden Ausdruck in der Bewegungsgleichung des Schiffes zu beachten, daß α je nach Form und Lage des Rohrs d. h. ob ober- oder unterhalb der Schwingungsachse liegend und je nach Art seiner Krümmung, positive oder negative Werte annehmen kann. Auf die Wirkung dieses Einflusses wird später hingewiesen werden.

c) Es ist ein Glied einzufügen, welches den Widerstand gegen die Bewegung des Wassers zum Ausdruck bringt. An und für sich ist die Bewegung des Wassers in und zwischen den Tanks Widerständen durch Reibung und Querschnittsveränderung ausgesetzt. Außerdem kann ein Zusatzwiderstand künstlich dadurch erzeugt werden, daß der Ein- und Austritt der Luft zu den Tanks in irgend welcher Weise gehemmt wird. Dazu dient der in Fig. 1 angedeutete Luftkanal, dessen Querschnitt durch ein Ventil beliebig reguliert werden kann.

Der Widerstand ist abhängig zu machen von der Geschwindigkeit der Wasserbewegung. Dabei müssen wir nun freilich die vereinfachende Annahme machen, daß er proportional der ersten Potenz der Geschwindigkeit ist, während er genauer mit deren Quadrat variiert. Wir müssen diese Annahme machen, weil sonst die entstehende Differentialgleichung nicht linear bleibt und damit unlösbar würde. Es wird noch später über diese Annahme und deren Berechtigung Näheres zu sagen sein. — Die weitere Abhängigkeit des Widerstandes, etwa am Querschnitt der Luftleitung, des Ventils usw. brauchen wir, wie wir ebenfalls sehen werden, nicht in absoluten Zahlen auszudrücken. Wir können daher den Widerstand einfach

$$\text{setzen} = K \cdot \frac{dz}{dt} = K \cdot b \frac{d\psi}{dt}.$$

Es lautet demnach die Differentialgleichung für die Bewegung des Wassers

$$M \cdot \frac{d^2 z}{dt^2} - N \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + K \frac{dz}{dt} + 2\gamma fh = 0,$$

$$\frac{2\gamma fl}{g} b \frac{d^2 \psi}{dt^2} - N \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + K b \frac{d\psi}{dt} + 2\gamma f b (\psi - \varphi) = 0,$$

$$\frac{d^2 \psi}{dt^2} - \zeta \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \frac{g}{2\gamma fl} K \frac{d\psi}{dt} + \frac{g}{l} (\psi - \varphi) = 0 \quad \dots \quad (4)$$

mit

$$\zeta = \frac{N}{\frac{2\gamma fl b}{g}} \quad \dots \quad (5)$$

In den beiden Gleichungen (3) und (4) sind nun die beiden Unbekannten φ und ψ bzw. deren Ableitungen nach der Zeit enthalten; es lassen sich demnach hieraus zwei neue Differentialgleichungen ableiten, deren jede nur eine dieser beiden Größen bzw. deren Ableitungen nach der Zeit enthält. Es ergibt sich

$$\begin{aligned} \frac{d^4 \varphi}{dt^4} + K' \frac{d^3 \varphi}{dt^3} + \frac{\frac{g}{l} (J - bN) + P \cdot \overline{MG} - \zeta \cdot 2\gamma f b^2}{J - \zeta b N} \cdot \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + K' \frac{P \cdot \overline{MG}}{J} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \\ + \frac{g}{l} \cdot \frac{P \cdot \overline{MG} - 2\gamma f b^2}{J - \zeta b N} \varphi = 0 \quad \dots \quad (6) \end{aligned}$$

mit

$$K' = \frac{K}{\frac{2\gamma fl}{g}} \cdot \frac{J}{J - \zeta b N}$$

Genau dieselbe Differentialgleichung ergibt sich für ψ , nur ist zu beachten daß die 4 Konstanten, die in der einen Integralgleichung, z. B. für φ , willkürlich sind, dann in der andern, für ψ nicht mehr willkürlich gewählt werden dürfen, sondern zu ersteren in einer ganz bestimmten Beziehung stehen. Hierfür wie überhaupt für die Lösung solcher Differentialgleichungen wird später ein Beispiel gegeben werden.

Haben wir es, statt mit einem einfachen Rohr mit unveränderlichem Querschnitt, mit 2 seitlichen Tanks zu tun, die durch einen Kanal miteinander in Verbindung stehen (vergl. Fig. 5), so braucht die soeben durchgeführte Ableitung nicht mehr wiederholt zu werden, sondern es ergibt sich auch hier in einfacher Weise, daß ebenso wie im Falle des feststehenden Systems nur die Größe l durch

$L' = \int_0^L dl \cdot \frac{F}{f}$ ersetzt zu werden braucht. Nur ist noch in beiden Gleichungen (3)

und (4), wie ohne weiteres einzusehen, die Fläche f durch F zu ersetzen und ist

außerdem in Gleichung (3) die Größe N entsprechend der hier herrschenden Veränderlichkeit der Beschleunigung in den verschiedenen Querschnitten des Rohrs, in der Form zu schreiben

$$N' = \int_0^{2L} d m \cdot \frac{F}{f} \cdot r \cdot \sin \alpha^*.$$

In der Gleichung (4) bleibt der bisherige Ausdruck für N unverändert, nur daß das Integral statt von 0 bis $2l$ jetzt von 0 bis $2L$ zu nehmen ist.

Es lauten demnach die beiden Gleichungen

$$J \cdot \frac{d^2 \varphi}{dt^2} - b N' \cdot \frac{d^2 \psi}{dt^2} + P \cdot \overline{MG} \cdot \varphi - 2 \gamma F b^2 \psi = 0 \quad \dots \dots \quad (3a)$$

$$\frac{d^2 \psi}{dt^2} - \zeta \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \frac{g}{2 \gamma F L'} K \frac{d \psi}{dt} + \frac{g}{L'} (\psi - \varphi) = 0 \quad \dots \dots \quad (4a)$$

mit

$$\zeta = \frac{N}{2 \gamma F L' b} \quad \dots \dots \dots \quad (5a)$$

Durch Elimination von ψ ergibt sich in derselben Weise wie vorher

$$\begin{aligned} \frac{d^4 \varphi}{dt^4} + K' \frac{d^3 \varphi}{dt^3} + \frac{P \cdot \overline{MG} - \zeta 2 \gamma F b^2 + \frac{g}{L'} (J - b N')}{J - \zeta b N'} \cdot \frac{d^2 \varphi}{dt^2} \\ + K' \frac{P \cdot \overline{MG}}{J} \cdot \frac{d \varphi}{dt} + \frac{g}{L'} \cdot \frac{P \cdot \overline{MG} - 2 \gamma F b^2}{J - \zeta b N'} \cdot \varphi = 0 \quad \dots \dots \quad (6a) \end{aligned}$$

mit

$$K' = \frac{K}{\frac{2 \gamma F L'}{g}} \cdot \frac{J}{J - \zeta b N'} \quad \dots \dots \dots \quad (7a)$$

und genau die gleiche Form erhält man für die Differentialgleichung von ψ .

Die Lösung dieser Differentialgleichung gestaltet sich folgendermaßen:

*) Genauer genommen müßte die Integration von $-(L-z)$ bis $+(L+z)$ ausgeführt werden, wie dies auch von Frahm getan ist. Es kommt dies dann in Betracht, wenn die von den Schwingungen der Tankwasser Oberfläche bestrichenen Zonen der Tanks Querschnitte aufweisen, die von F verschieden sind. — Die Berücksichtigung dieses im allgemeinen sehr geringfügigen Einflusses würde jedoch für die Durchführung der von mir vorgenommenen allgemeinen theoretischen Rechnung unüberwindliche Schwierigkeiten verursachen, und ich habe daher, in diesem und in später folgenden ähnlichen Ausdrücken, davon Abstand genommen.

Die allgemeine Form der obigen Gleichung ist

$$\frac{d^4 \varphi}{dt^4} + a_1 \frac{d^3 \varphi}{dt^3} + a_2 \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + a_3 \frac{d \varphi}{dt} + a_4 \varphi = 0$$

und deren Integralgleichung lautet

$$\varphi = C_1 e^{\beta_1 t} + C_2 e^{\beta_2 t} + C_3 e^{\beta_3 t} + C_4 e^{\beta_4 t},$$

worin die Koeffizienten β_1, \dots, β_4 als Wurzeln der Gleichung

$$\beta^4 + a_1 \beta^3 + a_2 \beta^2 + a_3 \beta + a_4 = 0$$

zu berechnen sind.

Für die Wurzeln β ergeben sich im allgemeinen komplexe Werte, die wir in der Form schreiben können

$$\begin{aligned} \beta_1 &= -p_1 + q_1 i, & \beta_2 &= -p_1 - q_1 i \\ \beta_3 &= -p_2 + q_2 i, & \beta_4 &= -p_2 - q_2 i. \end{aligned}$$

Es lassen sich dann statt der einen Gleichung für β zwei Gleichungen für p und q aufstellen, aus denen diese Größen zu berechnen sind, und es lautet die Integralgleichung

$$\varphi = e^{-p_1 t} \left(C_1 e^{q_1 i t} + C_2 e^{-q_1 i t} \right) + e^{-p_2 t} \left(C_3 e^{q_2 i t} + C_4 e^{-q_2 i t} \right)$$

oder in anderer Form mit reellen Werten

$$\varphi = e^{-p_1 t} \left(C_1 \cos q_1 t + C_2 \sin q_1 t \right) + e^{-p_2 t} \left(C_3 \cos q_2 t + C_4 \sin q_2 t \right) (8)$$

Diese Gleichung besagt, daß die Bewegung des Schiffes sich darstellen läßt durch die Ü b e r e i n a n d e r l a g e r u n g v o n 2 g e d ä m p f t e n S c h w i n g u n g e n mit den Perioden $T_1 = \frac{2\pi}{q_1}$ bzw. $T_2 = \frac{2\pi}{q_2}$. Die Dämpfung ist ausgedrückt durch die Glieder $e^{-p_1 t}$ bzw. $e^{-p_2 t}$.

Die eine dieser beiden Gleichungen, sagen wir die durch den Index 1 gekennzeichnete, wird die Hauptschwingung, die andere die Nebenschwingung sein.

Wir wollen zunächst noch die Gleichung für ψ ableiten, welche zwar die gleiche allgemeine Form wie die für φ aufweist, deren Konstanten aber in einem ganz bestimmten Zusammenhange mit denen der φ -Gleichung stehen. Wir schreiben letztere, unter Fortlassung der die Nebenschwingung darstellenden Glieder, in der Form

$$\varphi = e^{-p_1 t} D_1 \sin \left(q_1 t + \gamma_1 \right) (8a)$$

worin D_1 und γ_1 statt C_1 und C_2 die willkürlich anzunehmenden Größen sind. Dieser Wert für φ und dessen zweite Ableitung

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} = D_1 e^{-p_1 t} \left[(p_1^2 - q_1^2) \sin (q_1 t + \gamma_1) - 2 p_1 q_1 \cos (q_1 t + \gamma_1) \right]$$

in Gleichung (3a), wobei wir zur Vereinfachung der Rechnung die Glieder ζ und $N' = 0$ voraussetzen wollen (vergl. die diesbezüglichen späteren Bemerkungen darüber auf S. 471/472), eingesetzt, ergibt

$$\psi = \frac{D_1}{2 \gamma F b^2} e^{-p_1 t} \left[\{ J (p_1^2 - q_1^2) + P \cdot \overline{MG} \} \sin (q_1 t + \gamma_1) - 2 J p_1 q_1 \cos (q_1 t + \gamma_1) \right]$$

Diese Gleichung läßt sich einer Umformung unterziehen (vergl. die entsprechende Rechnung von Föppl in seiner „Theorie des Schiffskreisels“, die sie in der Gestalt erscheinen läßt

$$\psi = D_1' e^{-p_1 t} \sin (q_1 t + \gamma_1 + \delta_1) \dots \dots \dots (9)$$

worin die neuen Konstanten D_1' und δ_1 bestimmt sind durch die Gleichungen

$$D_1' = \frac{D_1}{2 \gamma F b^2} \sqrt{\{ J (p_1^2 - q_1^2) + P \cdot \overline{MG} \}^2 + 4 J^2 p_1^2 q_1^2} \dots \dots \dots (10)$$

$$\sin \delta_1 = \frac{2 J p_1 q_1}{\sqrt{\{ J (p_1^2 - q_1^2) + P \cdot \overline{MG} \}^2 + 4 J p_1^2 q_1^2}} \dots \dots \dots (11)$$

Die entsprechenden Größen der Nebenschwingung D_2' und δ_2 ergeben sich, wenn wir in diesen Gleichungen p_1 und q_1 durch p_2 und q_2 ersetzen.

Aus Gleichung 10) können wir unmittelbar das Verhältnis $\frac{D_1'}{D_1}$ der Schwingungsamplituden des Schiffes und der Tankoberfläche entnehmen. Ferner hat δ_1 die Bedeutung einer *Phasenverschiebung* zwischen beiden Schwingungen. Es ist daher hier, wie auch beim Schlick'schen Schiffskreisel, die Dämpfung an eine Phasenverschiebung geknüpft.

Die bisherigen Rechnungen sollen nunmehr an einem Zahlenbeispiel veranschaulicht und an dasselbe weitere allgemeine Untersuchungen geknüpft werden. Dem Beispiel liegt der konkrete Fall des eingangs erwähnten Schiffes zugrunde, bei welchem der Einbau von Frahm'schen Tanks zur Milderung der Rollbewegungen erfolgte.

Es war bei diesem Schiff

- Displacement $P = 12\,500$ t,
- metazentrische Höhe $\overline{MG} = 0,96$ m.

Dauer einer Doppelschwingung ohne Wirkung der Tanks $T = 14$ Sekunden, folglich

$$\text{Massenträgheitsmoment } J = \frac{T^2 \cdot P \cdot \overline{MG}}{4\pi^2} = 59\,600 \text{ mt sek}^2.$$

Es wurden zwei Tankpaare eingebaut, eins hinten auf dem Poopdeck, das andere im Vorschiff auf dem Oberdeck. Die Abmessungen der Tanks waren folgende (Fig. 5)*)

$$\left. \begin{aligned} F &= 2 \cdot 7,6 \cdot 3,0 = 45,6 \text{ m}^2 \\ f &= 2 \cdot 7,6 \cdot 0,6 = 9,12 \text{ ,,} \end{aligned} \right\} \text{ für beide Tanks zusammen,}$$

$$\frac{F}{f} = 5,$$

$$L = 1,20 \text{ m}, \quad l = 5,2 \text{ m}, \quad L' = L + l \frac{F}{f} = 27,2 \text{ m},$$

$$b = 6,7 \text{ m}.$$

Gesamtes Wassergewicht etwa 200 t.

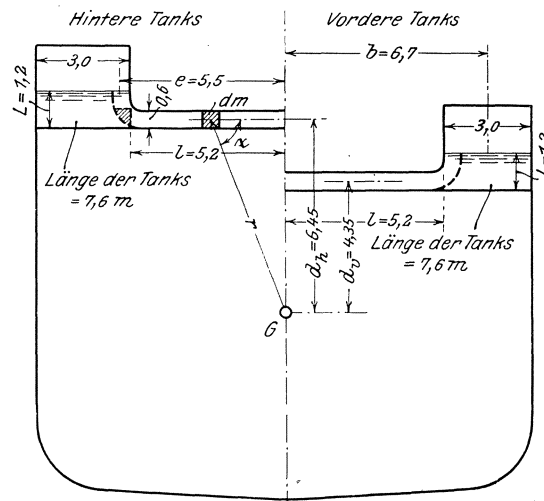


Fig. 5.
Maße in Metern.

*) Die hier angeführten Zahlenwerte stimmen mit der tatsächlichen Ausführung nicht vollständig überein. Vor allem habe ich, wie aus Fig. 5 zu ersehen, von den Bassins zu dem Verbindungskanal keinen allmählichen Übergang, sondern einen plötzlichen Querschnittsprung angenommen und demnach die Schwingungslänge L' , nach der für diesen Fall geltenden Formel $L' = L + l \frac{F}{f}$ berechnet (desgl. die Größe $N' = \frac{F}{f} N_1 + N_2$, worin N_1 die entsprechende Größe für den Verbindungskanal, N_2 die für die Tanks). Unter diesen Umständen stimmt daher auch die Schwingungslänge des Tankwassers nicht mit derjenigen überein, die bei einer von Frahm durchweg zugrunde gelegten Gleichheit der Schwingungsperioden des Tankwassers und des Schiffes hätte vorhanden sein müssen. Für unser nur zur Veranschaulichung der Theorie dienendes Zahlenbeispiel sind natürlich diese Abweichungen vollständig ohne Belang.

Berechnung der Größen ζ und N' .

1. Hinteres Tankpaar (Index h)

$$N_1^h = \int_0^{2l} d m r \sin \alpha$$

$$r \sin \alpha = \text{konstant} = -d^h = -6,45 \text{ m}$$

$$\int_0^{2l} d m = \frac{2\gamma}{g} f^h l = \frac{2 \cdot 4,56 \cdot 5,2}{9,81} = 4,834$$

$$N_1^h = -6,45 \cdot 4,834 = -31,8$$

$$N_2^h = \int_0^{2L} d m r \sin \alpha$$

$$r \sin \alpha = \text{konstant} = e = 5,5 \text{ m}$$

$$\int_0^{2L} d m = \frac{2\gamma}{g} f^h \cdot L = \frac{2 \cdot 4,56 \cdot 0,6}{9,81} = 0,558$$

$$N_2^h = 5,5 \cdot 0,558 = 3,07$$

$$N^h = N_1^h + N_2^h = -31,8 + 3,07 = -28,73$$

$$\zeta^h = \frac{N^h}{\frac{2\gamma}{g} f L' b} = -\frac{28,73 \cdot 9,81}{2 \cdot 4,56 \cdot 27,2 \cdot 6,7} = -0,166$$

$$N'^h = \frac{F}{f} N_1^h + N_2^h = -5 \cdot 28,73 + 3,07 = -137,5$$

2. Vorderes Tankpaar (Index v)

$$N_1^v = \int_0^{2l} d m r \sin \alpha = -d^v \cdot \frac{2\gamma}{g} f^v l = -4,35 \cdot 4,834 = -21,03$$

$$N_2^v \text{ wie bei hinteren Tanks} = 3,07$$

*) Von der im übrigen mit L bezeichneten Länge ist hier das um die Höhe des Verbindungskanals verringerte Maß einzusetzen, da das in der Krümmung liegende schraffierte Stück wegen $\alpha \cong 0$ keine Wirkung ausübt.

$$N^v = N_1^v + N_2^v = -21,03 + 3,07 = 17,96$$

$$\zeta^v = -\frac{17,96 \cdot 9,81}{2 \cdot 4,56 \cdot 27,2 \cdot 6,7} = -0,106$$

$$N^h = -5 \cdot 17,96 + 3,07 = -86,7$$

Folglich ist

$$\zeta = \frac{\zeta^h + \zeta^v}{2} = \frac{-0,166 - 0,106}{2} = -0,136$$

$$N' = N^v + N^h = -137,5 - 86,7 = -224,2$$

In der Differentialgleichung

$$\frac{d^4 \varphi}{dt^4} + a_1 \frac{d^3 \varphi}{dt^3} + a_2 \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + a_3 \frac{d \varphi}{dt} + a_4 \varphi = 0$$

berechnen sich dann die Werte

$$a_2 = \frac{P \cdot \overline{MG} - \zeta 2 \gamma F b^2 + \frac{g}{L'} (J - b N')}{J - \zeta b N'} \quad \text{zu } 0,5824$$

$$a_4 = \frac{g}{L'} \cdot \frac{P \cdot \overline{MG} - 2 \gamma F b^2}{J - \zeta b N'} \quad \text{zu } 0,0480.$$

Ohne Berücksichtigung der Größen ζ und N' , d. h. beide = 0 gesetzt, würde sich ergeben

$$a_2 = 0,562, \quad a_4 = 0,0478.$$

Wir wollen zunächst mit diesen letzteren Werten rechnen und später den Einfluß der Größen ζ und N' feststellen.

$a_1 = K'$ und $a_3 = K' \frac{P \cdot \overline{MG}}{J}$ sind die Größen, welche von dem Widerstandsfaktor K' abhängig sind. Letzterer ist, infolge der Regulierbarkeit des Luftverbindungskanal, in sehr weiten Grenzen veränderlich. Wir lösen daher die Differentialgleichung für eine Reihe verschiedener aufeinanderfolgender Werte von K' , um zu sehen, wie sich bei verschiedenen Widerständen die Verhältnisse gestalten, und eventuell einen günstigsten Wert von K' ausfindig zu machen. Die Resultate dieser Rechnung sind in der nachfolgenden Tabelle I zusammengestellt, in welcher wir außer p_1 , q_1 , T_1 und p_2 , q_2 , T_2 noch das Verhältnis $\frac{D_1'}{D_1}$

(Gleichung 10) und die Phasenverschiebung δ_1 für die Hauptschwingung berechnet finden.

Tabelle I.

K'	p_1	q_1	T_1 , Sek.	$\frac{D_1'}{D_1}$	δ_1	p_2	q_2	T_2 , Sek.
0,0	0,000	0,324	19,4	1,412	0°	0,000	0,676	9,3
0,2	0,0276	0,327	19,2	1,415	$10^\circ 40'$	0,072	0,667	9,4
0,4	0,058	0,332	18,9	1,488	$22^\circ 10'$	0,143	0,625	10,1
0,6	0,086	0,368	17,1	1,400	$40^\circ 50'$	0,220	0,542	11,6
0,8	0,095	0,415	15,1	1,275	$64^\circ 0'$	0,300	0,418	15,0
1,0	0,072	0,434	14,5	0,948	$73^\circ 40'$	0,430	0,252	24,9
1,2	0,056	0,440	14,3	0,734	$77^\circ 40'$	Nebenschwingung		
2,0	0,026	0,446	14,1	0,341	$82^\circ 0'$	aperiodisch abgedämpft		
∞	0,000	0,449	14,0	0,000	(90°)			

Wir ersehen aus dieser Tabelle folgendes:

1. Ist kein Widerstand gegen die Bewegung des Wassers vorhanden ($K' = 0$), so werden die Dämpfungskoeffizienten und p_1 und $p_2 = 0$, die Ausdrücke $e^{-p_1 t}$ und $e^{-p_2 t} = 1$, und die Bewegung stellt sich dar durch die Übereinanderlagerung zweier ungedämpfter harmonischer Schwingungen mit den Perioden $T_1 = 19,4$ Sek. bzw. $T_2 = 9,3$ Sek. Zugleich wird die Phasenverschiebung $\delta_1 = 0^\circ$ ($\delta_2 = 180^\circ$), d. h. die Hauptschwingung der Tankoberfläche erfolgt synchron mit der des Schiffes.

Dieser Fall läßt sich auch in Praxis annähernd verwirklichen, wenn man sich etwa die Tanks oben offen oder die Decke mit großen Öffnungen versehen denkt, so daß dem Ein- und Austritt der Luft kein nennenswerter Widerstand entgegengesetzt wird. Der durch die Reibung des Wassers in dem Verbindungskanal entstehende Widerstand entspricht nach überschläglicher Rechnung einem $K' \approx 0,05$, und der hiermit verbundene Zustand bedeutet noch keine erhebliche Abweichung von dem Zustand $K' = 0$.

Wir sehen also, daß bei fehlendem Widerstande gegen die Bewegung des Wassers zwar keine Dämpfung vorhanden ist, dafür ist aber die ursprüngliche Schwingungsdauer des Schiffes (= 14 Sekunden) in sehr erheblichem Maße beeinflusst. Und zwar ist die Dauer der Hauptschwingung erheblich größer (= 19,4 Sek.), die der Nebenschwingung erheblich geringer (= 9,3 Sek.). Wir können in diesem speziellen Falle, der sich in viel einfacherer Weise als der allgemeine, den Widerstand berücksichtigende Fall der Rechnung zugänglich erweist, auch die

Amplituden der Haupt- und Nebenschwingung getrennt durch eine Formel ausdrücken und auf diese Weise miteinander vergleichen, eine Rechnung, die bei dem allgemeinen Fall an der Kompliziertheit der Ausdrücke scheitert. — Für die Bestimmung der in der hier maßgebenden Gleichung für φ

$$\varphi = C_1 \cos q_1 t + C_2 \sin q_1 t + C_3 \cos q_2 t + C_4 \sin q_2 t$$

und in der entsprechenden Gleichung für ψ auftretenden 4 willkürlichen Konstanten sind nämlich als natürliche Anfangsbedingungen die zugrunde zu legen, daß für $t = 0$ das Schiff um den Winkel φ_0 übergeneigt sei und daß es ebenso wie das Wasser in den Tanks sich in dieser übergeneigten Lage in Ruhe befinde. Es ist also für $t = 0$ zu setzen

$$\varphi = \varphi_0, \quad \psi = \varphi_0, \quad \frac{d\varphi}{dt} = 0, \quad \frac{d\psi}{dt} = 0,$$

und es ergeben sich hieraus die in obiger Gleichung auftretenden Konstanten (für den allgemeinen Fall, daß ζ und $N' \neq 0$)

$$C_1 = \varphi_0 \frac{1 - \frac{P \cdot \overline{MG}}{2\gamma F b^2} + \frac{J - \zeta b N'}{2\gamma F b^2 - \frac{g}{L'} b N'} q_2^2}{\frac{J - \zeta b N'}{2\gamma F b^2 - \frac{g}{L'} b N'} (q_2^2 - q_1^2)}, \dots \dots \dots (12)$$

$$C_3 = \varphi_0 \frac{1 - \frac{P \cdot \overline{MG}}{2\gamma F b^2} + \frac{J - \zeta b N'}{2\gamma F b^2 - \frac{g}{L'} b N'} q_1^2}{\frac{J - \zeta b N'}{2\gamma F b^2 - \frac{g}{L'} b N'} (q_2^2 - q_1^2)}, \dots \dots \dots (12a)$$

$$C_2 = 0, \quad C_4 = 0.$$

Mit Anwendung der unserem bisherigen Beispiele zugrunde liegenden Zahlen erhalten wir

$$C_1 = 0,865 \varphi_0, \quad C_3 = 0,135 \varphi_0$$

bezw. mit ζ und $N' = 0$

$$C_1 = 0,92 \varphi_0, \quad C_3 = 0,08 \varphi_0$$

und sehen hieraus, daß die Amplitude der Nebenschwingung C_3 sehr viel kleiner ist als die der Hauptschwingung C_1 , letztere daher für die Beurteilung der Bewegungsform des Schiffes fast allein maßgebend ist. Wir können zweifellos dies Resultat auch dahin verallgemeinern, daß auch bei den gedämpften Schwingungen

die Nebenschwingung wegen der Kleinheit ihrer Amplitude nur eine untergeordnete Rolle spielt.

An sich würde schon die unter diesen Umständen ($K' = 0$) eintretende Wirkung der Tanks, obgleich in ihr der eigentliche von Frahm beabsichtigte Zweck einer Dämpfung der Schlingerbewegungen nicht enthalten ist, lediglich durch die Erhöhung der Schwingungsdauer zur Folge haben, daß die Bewegungen des Schiffes erheblich ruhiger und angenehmer würden. Die Verhältnisse sind durchaus analog denen, die beim ungebremsten Schlick'schen Kreisel auftreten.

Von Interesse ist übrigens noch die Feststellung, wieviel von der hier beobachteten Wirkung der Tanks auf die rein statische Verschiebung des Wassergewichts infolge der freien Wasseroberfläche zu rechnen ist. Bei einer Überneigung um φ ist das Gewicht des von der einen Seite auf die andere transportierten, der Neigung des Schiffes ohne Zeitverschiebung (d. h. ohne Trägheitswirkung) folgend gedachten Wassers $= \gamma F b \varphi$, dasselbe ist verschoben um $2 b$; es entspricht dem eine Verschiebung des Systemschwerpunktes nach der Seite $\overline{GG'} = \frac{2 \gamma F b^2}{P} \varphi$; d. i. mit Anwendung auf unser Zahlenbeispiel $= 0,327 \varphi$, und es beträgt demnach die Verringerung der metazentrischen Höhe $\frac{\overline{GG'}}{\varphi} = 0,327 \text{ m}$.

Es ist dann

$$\overline{MG} = 0,960 - 0,327 = 0,633 \text{ m}$$

und die Schwingungsdauer

$$T = 2 \pi \sqrt{\frac{J}{P \cdot \overline{MG}}} = 2 \pi \sqrt{\frac{59\,600}{12\,500 \cdot 0,633}} \approx 17,2 \text{ Sekunden.}$$

Die weitere Erhöhung der Schwingungsdauer auf 19,4 Sekunden ist also der dynamischen Wirkung der Wasserbewegung zuzuschreiben.

2. Ist $K' = \infty$, d. h. der Widerstand gegen die Bewegung des Wassers in den Tanks unendlich groß, so ist eine Nebenschwingung nicht mehr vorhanden, die Hauptschwingung erfolgt wiederum ungedämpft ($p_1 = 0$) und weist die ursprüngliche Schwingungsperiode des Schiffes von 14 Sek. auf. Es ist daher, wie dies auch selbstverständlicherweise der Fall sein muß, kein Einfluß der Tanks auf die Bewegung des Schiffes mehr vorhanden; das Wasser, dessen Bewegung vollständig gehemmt ist, wirkt eben hier nur wie ein fest eingebautes Gewicht.

3. Aus den Fällen 1 und 2, bei denen beide Male die Dämpfung $= 0$ ist, geht schon mit Sicherheit hervor, daß für einen dazwischenliegenden Wert von K die Dämpfung der Hauptschwingung ein Maximum haben muß. Wie aus der

Tabelle ersichtlich, ist dies für einen zwischen 0,6 und 0,8 liegenden Wert von K' , etwa $K' = 0,75$, der Fall. Durch diesen Zustand ist die günstigste Wirkung der Tanks auf die Schwingungen des Schiffes im glatten Wasser gekennzeichnet.

Wenn es uns auf diese Weise gelungen ist, einen solchen Wert des Widerstandsfaktors K' zu bestimmen, daß er die Dämpfung zu einem Maximum macht, so leuchtet die Tatsache ein, auf welche wir schon oben vorweg hingewiesen haben, daß wir uns bei dem Widerstande selbst um seine absolute Größe, seine Entstehung und seine Abhängigkeit, z. B. von dem Querschnitt der Luftleitung, garnicht zu kümmern brauchen. In Praxis wird es experimentell durch Regulierung des Luftwiderstandes mittels des Ventils unschwer zu erreichen sein, daß die tatsächlichen Verhältnisse mit den durch den günstigsten Wert von K' gekennzeichneten übereinstimmen und damit die größte dämpfende Wirkung des Tanks erzielt wird.

Wenn wir ferner, um eine Durchführung der mathematischen Rechnung zu ermöglichen, den Widerstand gegen die Bewegung des Wassers proportional der ersten Potenz, statt proportional dem Quadrat der Geschwindigkeit angenommen haben, so werden wir kaum fehlgehen mit der Annahme, daß diese vereinfachende Voraussetzung wohl eine Verschiebung, nicht aber eine prinzipielle Änderung der Verhältnisse zur Folge haben kann, und daß die Maximalgröße der Dämpfung, welche sich mit einem dem Quadrat der Geschwindigkeit proportionalen Widerstand erreichen läßt, sich auch annähernd, wenn auch unter sonst abweichenden Bedingungen in bezug auf Querschnitt der Luftleitung, mit einem mit der ersten Potenz variierenden Widerstande erreichen ließe. Da es uns aber gerade auf dieses Maximum der Dämpfung, gleichgültig auf welche Weise und unter welchen Bedingungen es erreicht wird, vor allem ankommt, so erscheint die genannte vereinfachende Annahme berechtigt.

Was den zahlenmäßigen Wert der größten Dämpfung anbetrifft, so bedeutet der zu $K' = 0,8$ gehörige Wert $p_1 = 0,095$, daß nach Verlauf einer Doppelschwingung von 15,14 Sekunden der Schwingungsanschlag auf $\frac{1}{e^{0,095 \cdot 15,14}} = 0,237$ seines Anfangswertes abgenommen hat. Der Maximalwert der Dämpfung für $K' = 0,75$ ist noch etwas größer. Gleichzeitig ist mit diesem Zustand auch noch eine wenn auch unerhebliche Vergrößerung der Schwingungsdauer gegenüber der normalen Schwingungsdauer des Schiffes verbunden. Jedenfalls geht aus diesen Zahlen hervor, daß die dämpfende Wirkung der Tanks auf die Schwingungen des Schiffes im glatten Wasser als eine äußerst energische zu bezeichnen ist.

Bei der Hauptschwingung kennzeichnet sich also der Verlauf der Dämpfung durch $p_1 = 0$ für den Anfangs- und Endzustand ($K' = 0$ bzw. ∞) und ein da-

zwischen liegendes Maximum. Gleichzeitig nimmt die Schwingungsdauer stetig von dem Höchstwert, der bei $K' = 0$ vorhanden ist, bis auf den Mindestwert, der mit $K' = \infty$ verbunden ist und mit der normalen Schwingungsdauer des Schiffes übereinstimmt, ab.

Bei der Nebenschwingung wächst mit wachsendem Widerstande die Dämpfung von ihrem Anfangswerte $p_2 = 0$ stetig und in viel stärkerem Maße als die der Hauptschwingung und erreicht bald einen solchen Grad, daß die Form der periodischen Schwingung aufhört und nur noch ein langsames aperiodisches Abschwellen der Bewegung übrig bleibt.

Auch alle diese Vorgänge erfolgen durchaus analog denjenigen, welche beim Schlick'schen Schiffskreisel zu beobachten sind. In dem von Föppl in dem bereits erwähnten Aufsatz berechneten Zahlenbeispiel ergibt sich ein Maximalwert von $p_1 = 0,08$, der also von dem hier auf Grund der Wirkung der Schlingertanks berechneten Werte nicht sehr weit verschieden ist. Bei dem von Föppl behandelten Beispiel handelt es sich um ein Schiff von 6000 t Displacement, also um ein mehr als die Hälfte kleineres als im vorliegenden Falle. Der durch den Schlick'schen Kreisel verursachte Gewichtsanzuwachs beträgt insgesamt etwa 20 t, der Einbau der Frahm'schen Tanks verursacht ein Mehrgewicht von etwa 100 t für das Material und etwa 200 t für das Wasser. Gegenüber diesem auch im Falle einer größeren Gleichartigkeit der Vergleichsbedingungen verbleibenden erheblichen Mehrgewicht der Frahm'schen Tanks im Vergleich zu dem Schlick'schen Kreisel ist die sehr viel einfachere Anlage, die erheblich geringeren Anlagekosten und das gänzliche Fehlen der Betriebskosten in Betracht zu ziehen, so daß ein Vergleich jedenfalls nicht zuungunsten der Frahm'schen Tanks ausfallen dürfte. Es fällt bei ihnen ferner die unter Umständen unangenehme Begleiterscheinung des Schlick'schen Kreisels fort, daß Stampfschwingungen bei in Betrieb befindlichem Kreisel Rollschwingungen neu hervorrufen, was z. B. bei schräg gegen die Wellen laufendem Fahrzeugen zu einer bedenklichen Beeinträchtigung der Wirkung des Kreisels führen kann.

Es ist noch die Untersuchung folgender Fragen von Interesse:

a) Von welchem Einfluß ist die Lage der Tanks und des Verbindungskanals der Höhe nach? Von der rein statischen Wirkung der Verschiebung des Wassergewichts der Höhe nach sei dabei ganz abgesehen. Die bisher errechneten Resultate sind erhalten unter Vernachlässigung der Größen ζ und N' , diese sind also dabei $= 0$ vorausgesetzt. Wie aus der Ableitung dieser Größen (S. 457 ff.) leicht hervorgeht, tritt dieser Fall ein, sobald die bei der Bewegung des Wassers auftretenden Beschleunigungsdrucke kein Moment bezogen auf die Schwingungsachse des Schiffes

besitzen, d. h. da in der Regel der Kanal eine geradlinige Verbindung zwischen den Böden der Tanks darstellen wird, sobald der Verbindungskanal etwa in Höhe des Systemschwerpunktes des Schiffes liegt.

In dem durch Fig. 5 veranschaulichten Beispiele, welches die tatsächliche Ausführung wiedergibt, liegen die Kanäle erheblich höher und es sind die zugehörigen Werte von ζ und N' bzw. von a_2 und a_1 bereits berechnet worden ($\zeta = -0,136$, $N' = -224$, $a_2 = 0,5824$, $a_1 = 0,0480$). Führen wir mit diesen Werten dieselbe Rechnung durch, wie wir es mit ζ und $N' = 0$ bereits getan haben, so erhalten wir folgende Zahlen:

K'	p_1	q_1	T_1 , Sek.	p_2	q_2	T_2 , Sek.
0	—	0,315	19,95	—	0,695	9,05
0,8	0,111	0,396	15,88	0,281	0,437	14,4

Der Zustand $K' = 0,8$ enthält annähernd das Maximum der Dämpfung der Hauptschwingung. Deren Amplitude nimmt hierbei nach Verlauf einer Doppelschwingung von 15,88 Sekunden auf $e^{0,111 \cdot 15,88} = 0,1715$ des Anfangswertes ab. Ein Vergleich mit den entsprechenden für ζ und $N' = 0$ berechneten Zahlen läßt eine nicht unbedeutende Steigerung der Wirkung der Schlingertanks infolge des negativen Wertes von ζ und N' , d. h. infolge der Lage der Tanks oberhalb des Systemschwerpunktes erkennen. Wollte man daher in diesem Falle die gesamten Größen vernachlässigen, so liegt darin ein Sicherheitsfaktor enthalten, indem die tatsächliche Wirkung der Tanks die errechnete übertreffen müßte.

Umgekehrt würde sich für positive Werte von ζ und N' , d. h. für eine Lage der Tanks und des Verbindungskanals unterhalb des Systemschwerpunktes eine Verminderung der dämpfenden Wirkung der Tanks gegenüber dem Zustand ζ und $N' = 0$ herausstellen.

Der Grund für diese Erscheinung läßt sich auch auf Grund einfacher Überlegung leicht einsehen, indem bei Lage des Kanals oberhalb des Systemschwerpunktes die durch die Drehung des Schiffes erzeugten Beschleunigungsdrucke das Wasser des Kanals nach der austauchenden, im andern Fall nach der eintauchenden Seite des Schiffes hin zutreiben. Im ersteren Fall wird demnach das gegen die Drehung des Schiffes wirkende Moment vergrößert, in letzterem verkleinert.

b) Von welchem Einfluß ist die Eigenschwingungsperiode des Wassers in den Tanks? Frahm macht dieselbe bekanntlich *) grundsätzlich gleich der Eigen-

*) Mir war diese Tatsache zur Zeit der Ausarbeitung der vorliegenden Theorie noch nicht bekannt.

schwingungsperiode des Schiffes, und zwar mit Rücksicht auf die im Abschnitt B zu behandelnde sekundäre Resonanzwirkung der Tankwasserschwingungen im Falle einer Resonanz zwischen Schiff- und Wellenschwingungen.

Jedenfalls ist es von Interesse, eben diesen Fall auch auf die Dämpfung der Eigenschwingungen des Schiffes hin zu untersuchen, und ich habe, in Anbetracht der recht mühsamen zahlenmäßigen Rechnung, meine Untersuchung der vorliegenden Frage überhaupt lediglich auf diesen Fall beschränkt. Die Schwingungslänge L' müßte dann den Wert $g \cdot \frac{J}{P \cdot MG}$ erhalten, im Falle unseres bisherigen Beispiels also = 48,8 m gemacht werden. Wir erhalten damit die Konstanten

$$a_2 = 0,402, \quad a_1 = 0,0266$$

und führen nun wieder für eine Reihe von aufeinanderfolgenden Werten von K' die Lösung der Differentialgleichung aus. Das Resultat zeigt die nachstehende Tabelle II.

Tabelle II.

K'	p_1	q_1	T_1 , Sek.	Ampl. C_1 *) (nur für $K' = 0$)	p_2	q_2	T_2 , Sek.	Ampl. C_2 *) (nur für $K' = 0$)
0,0	0,000	0,563	11,2	0,21 g_0	0,000	0,290	21,6	0,79 g_0
0,2	0,0476	0,546	11,5	—	0,0525	0,306	20,5	—
0,4	0,071	0,491	12,8	—	0,130	0,325	19,3	—
0,6	0,064	0,468	13,4	—	0,236	0,250	25,1	—
1,0	0,036	0,453	13,9	—	Schwingung erloschen			
∞	0,000	0,449	14,0	—				

Auch hier zeigt sich ein ähnlicher Verlauf der Dämpfungswerte p_1 , wenn auch deren absoluter Wert nicht die Höhe erreicht wie in Tabelle I. Außerdem tritt hier das Maximum schon bei einem kleineren Wert von K' auf. Der wesentlichste Unterschied ist aber in den Beziehungen zwischen den beiden Schwingungen zu beobachten.

Für den widerstandslosen Zustand erweist sich die durch den Index 2 gekennzeichnete Schwingung, wie aus dem Verhältnis der Amplituden C_1 und C_2 hervorgeht, unzweifelhaft als die Hauptschwingung. Diese erfährt aber hier, im Gegensatz zu dem durch Tabelle I wiedergegebenen Zustand, bei einsetzendem

*) Nach Formel 12 (bezw. 12 a).

Widerstände die größere Dämpfung, und infolgedessen ist es diese Schwingung, welche dann bald aperiodisch abgedämpft wird und erlischt. Andererseits verwandelt sich die zweite Schwingung (Index 1), welche bei widerstandslosem Zustand die kleinere Rolle spielt, mit wachsendem Widerstande in die Hauptschwingung und bleibt schließlich allein übrig.

Diese Verhältnisse, besonders der Umstand, daß wir hier nicht so eindeutig zwischen Haupt- und Nebenschwingung unterscheiden können, bringen es mit sich, daß die Wirkung der Tanks, soweit die hier behandelte Dämpfung der Eigenschwingungen des Schiffes in Betracht kommt, nicht so günstig ist wie bei dem durch Tabelle I dargestellten Fall. Einmal ist das Maximum von p_1 hier erheblich niedriger, und außerdem noch die zugehörige Schwingungsdauer kleiner. Es findet demnach hier die Umsetzung der Energie in einer anderen und für die beabsichtigte Wirkung nicht so günstigen Weise statt.

B. Wirkung der Tanks auf die Schwingungen eines der Wellenbewegung ausgesetzten Schiffes.

Die Bewegungsgleichung für die Drehung des Schiffes um seine horizontale Längsachse (Gl. 3 bzw. 3 a) erleidet unter Berücksichtigung der Wirkung einer gleichförmig-periodischen, quer zur Längsrichtung des Schiffes erfolgenden Wellenbewegung bekanntlich die Änderung, daß auf der rechten Seite statt 0 eine Störungsfunktion der Form $P \cdot \overline{MG} \frac{2\pi r}{\lambda} \sin nt$ auftritt, worin $\lambda =$ Länge, $r = \frac{1}{2}$ Höhe der Welle, $n = \frac{2\pi}{T_w}$, wo $T_w =$ Wellenperiode.

Zur Vereinfachung der Rechnung seien die Größen ζ und N' wieder $= 0$ angenommen. Wir haben dann die Gleichungen

$$1) J \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + P \cdot \overline{MG} \varphi - 2\gamma F b^2 \psi = P \cdot \overline{MG} \frac{2\pi r}{\lambda} \sin nt,$$

$$2) \frac{d^2 \psi}{dt^2} + K' \frac{d\psi}{dt} + \frac{g}{L'} (\psi - \varphi) = 0 \text{ (unverändert).}$$

Durch Elimination von ψ und dessen Ableitungen ergibt sich aus diesen beiden Gleichungen

$$\begin{aligned} \frac{d^4 \varphi}{dt^4} + K' \frac{d^3 \varphi}{dt^3} + \left(\frac{g}{L'} + \frac{P \cdot \overline{MG}}{J} \right) \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + K' \cdot \frac{P \cdot \overline{MG}}{J} \frac{d\varphi}{dt} + \frac{g}{L'} \left(\frac{P \cdot \overline{MG}}{J} - \frac{2\gamma F b^2}{J} \right) \varphi \\ = \frac{P \cdot \overline{MG}}{J} \frac{2\pi r}{\lambda} \left[\left(\frac{g}{L'} - n^2 \right) \sin nt + K' n \cos nt \right] = R \sin nt + Q \cos nt \dots (13) \end{aligned}$$

mit

$$R = \frac{P \cdot \overline{MG}}{J} \frac{2 \pi r}{\lambda} \left(\frac{g}{L'} - n^2 \right) \dots \dots \dots (14)$$

$$Q = \frac{P \cdot \overline{MG}}{J} \frac{2 \pi r}{\lambda} K' n \dots \dots \dots (15)$$

In der entsprechenden Gleichung für ψ erhält der Ausdruck auf der rechten Seite eine andere Form, doch wollen wir dies nicht weiter untersuchen, da uns vor allem die Bewegungsgleichung des Schiffes interessiert.

Das allgemeine Integral einer Differentialgleichung von der Form der Gleichung (13) lautet

$$\begin{aligned} \varphi = e^{-\nu_1 t} (C_1 \cos q_1 t + C_2 \sin q_1 t) + e^{-\nu_2 t} (C_3 \cos q_2 t + C_4 \sin q_2 t) \\ + A \sin nt + B \cos nt \dots \dots \dots (16) \end{aligned}$$

worin die beiden ersten, die willkürlichen Konstanten C_1, \dots, C_4 enthaltenden Glieder das Integral der Differentialgleichung ohne Störungsfunktion, d. h. die bisherige gedämpfte Eigenschwingung im ruhigen Wasser darstellen, welche wir bereits in Abschnitt A untersucht haben, während die beiden letzten Glieder, das sogen. partikuläre Integral, die durch die Wellenbewegung erzwungene Schwingung wiedergeben.

Die Konstanten A und B lassen sich nach der Methode der unbestimmten Koeffizienten bestimmen, indem man das partikuläre Integral

$$\varphi_p = A \sin nt + B \cos nt$$

und dessen Ableitungen $\frac{d \varphi_p}{dt}, \dots, \frac{d^4 \varphi_p}{dt^4}$ in die obige Differentialgleichung einsetzt und die darin auftretenden Faktoren der Glieder mit $\sin nt$ gleich R, die der Kosinusglieder = Q setzt. Man erhält so 2 Gleichungen für A und B, aus denen sich ergibt:

$$A = \frac{R \left[n^4 - \left(\frac{g}{L'} + \frac{P \cdot \overline{MG}}{J} \right) n^2 + \frac{g}{L'} \left(\frac{P \cdot \overline{MG}}{J} - \frac{2 \gamma F b^2}{J} \right) \right] - Q K' n \left(n^2 - \frac{P \cdot \overline{MG}}{J} \right)}{\left[n^4 - \left(\frac{g}{L'} + \frac{P \cdot \overline{MG}}{J} \right) n^2 + \frac{g}{L'} \left(\frac{P \cdot \overline{MG}}{J} - \frac{2 \gamma F b^2}{J} \right) \right]^2 + \left[K' n \left(n^2 - \frac{P \cdot \overline{MG}}{J} \right) \right]^2} \dots \dots (17)$$

$$B = \frac{R \cdot K' n \left(n^2 - \frac{P \cdot \overline{MG}}{J} \right) + Q \left[n^4 + \left(\frac{g}{L'} + \frac{P \cdot \overline{MG}}{J} \right) n^2 + \frac{g}{L'} \left(\frac{P \cdot \overline{MG}}{J} - \frac{2 \gamma F b^2}{J} \right) \right]}{\left[n^4 - \left(\frac{g}{L'} + \frac{P \cdot \overline{MG}}{J} \right) n^2 + \frac{g}{L'} \left(\frac{P \cdot \overline{MG}}{J} - \frac{2 \gamma F b^2}{J} \right) \right]^2 + \left[K' n \left(n^2 - \frac{P \cdot \overline{MG}}{J} \right) \right]^2} \dots \dots (18)$$

Was die in Gleichung (16) durch die beiden ersten, die willkürlichen Konstanten enthaltenden Glieder dargestellte Eigenschwingung anbetrifft, so sind die Untersuchungen des Abschnitts A unmittelbar darauf anzuwenden. Je wirksamer die dort beobachtete Dämpfung, um so schneller wird die anfängliche Eigenschwingung verschwinden, und um so sicherer wird es vermieden, daß sich durch Übereinanderlagerung der Eigenschwingungen mit den erzwungenen Schwingungen die bekannten lästigen Rollbewegungen des Schiffes einstellen. Der günstigste Dämpfungszustand für die Schwingungen des Schiffes im glatten Wasser ist also auch im Seegange für die Unterdrückung der Eigenschwingungen am günstigsten.

Bei den im Abschnitt A aus unserem Zahlenbeispiel errechneten Werten ist nun tatsächlich die Dämpfung der Eigenschwingungen so stark, daß man geradezu von einer Ausschaltung dieser Art von Schwingungen sprechen kann.

Hierzu ist zu bemerken, daß im allgemeinen den Eigenschwingungen eine durchaus gleichwertige Rolle zukommt wie den erzwungenen Schwingungen. Sie würden zwar, bei einer größeren Anzahl ganz gleichmäßiger Wellenimpulse, auch durch die Wirkung des normalen Wasserwiderstandes gegen die Rollbewegungen allmählich zur Austilgung gelangen, bei der in Wirklichkeit immer vorhandenen Unregelmäßigkeit dieser Impulse jedoch werden die Eigenschwingungen auch immer in ansehnlicher Größe bestehen bleiben und werden, sobald diese Unregelmäßigkeiten, wie sehr häufig, einen größeren Grad erreichen, die erzwungenen Schwingungen an Bedeutung sogar erheblich übertreffen. Es ist daher die durch die Frahm'schen Tanks erfolgende Ausschaltung der Eigenschwingungen von der größten Bedeutung und würde meines Erachtens schon für sich allein die Anwendung der Tanks rechtfertigen.

Es fragt sich nun, welches die Wirkung der Tanks auf die erzwungenen Schwingungen ist. Wir wollen da zunächst einen bestimmten Fall vorwegnehmen, welcher sogleich bei Betrachtung der Gleichungen (17) und (18), in welchen die Größen Q und R durch die Gleichungen (14) bzw. (15) ausgedrückt sind, ins Auge fällt. Man sieht, daß $R = 0$ wird für $\frac{g}{L'} = n^2$, d. h. für den Fall, daß die Schwin-

gungsperiode des Tankwassers $T = 2\pi \sqrt{\frac{L'}{g}}$ (Gleichung 2, S. 456) gleich der der Wellen $T_w = \frac{2\pi}{n}$ wird. Es fallen dann also auch in den Ausdrücken A und B, welche die Amplitude der erzwungenen Schwingung darstellen (Amplitude = $\sqrt{A^2 + B^2}$), die R enthaltenden Glieder fort. Unter der Voraussetzung ferner, daß der Widerstand gegen die Schwingung des Tankwassers sehr gering, also $K' \approx 0$ ist, wird auch $Q = 0$, und damit kommt die erzwungene Schwingung gänzlich in Fortfall. Es würde aber schon allein der Fortfall der Größe R, bei Übereinstimmung von T und T_w , die Amplitude der erzwungenen Schwingung auf ein sehr geringes Maß reduzieren.

An sich würde das Eintreten eines solchen Zustandes, nämlich der Übereinstimmung zwischen den Schwingungsperioden der Wellen und des Tankwassers, eine Sache des Zufalls sein. Nun geht aber Frahm von der Anschauung aus, daß solche großen Rollschwingungen von Schiffen, welche überhaupt die Anwendung von Dämpfungsmitteln wünschenswert machen, nur bei Resonanz zwischen Schiffs- und Wellenschwingungen zustande kommen können. Indem er nun grundsätzlich die Abmessungen seiner Tanks so wählt, daß die Eigenschwingungsperiode des Tankwassers mit der des Schiffes übereinstimmt, schafft er für alle die Fälle, welche von seinem Standpunkt aus überhaupt nur für die Erzeugung von erheblichen Rollschwingungen in Betracht kommen, künstlich einen sekundären Resonanzzustand, d. i. zwischen den Schwingungen der Wellen und des Tankwassers, durch welchen die Schwingungen des Schiffes so gut wie ausgetilgt werden. Unter diesen Umständen wäre die Wirkung der Tanks keine Zufallswirkung mehr, sondern es wäre in der Tat für alle Fälle, in welchen es überhaupt nötig ist, die denkbar wirksamste Dämpfung erzeugt.

Es fragt sich nur, ob die Annahme, auf welche diese Überlegung gegründet ist, daß nämlich große Rollschwingungen von Schiffen nur durch Resonanzwirkung zwischen den Schiffs- und Wellenschwingungen zustande kommen können, in dem Maße zutrifft, um die Beschränkung der Wirksamkeit der Tanks auf den genannten Sonderfall zu rechtfertigen. Ich persönlich teile diese Anschauung nicht. Da ich aber meine Einwendungen an anderer Stelle bereits geltend gemacht habe*), erübrigt es sich, hier noch weiter darauf einzugehen, zumal die Untersuchung

*) Vergl. Diskussion im Anschluß an den Frahm'schen Vortrag.

dieser Frage außerhalb des eigentlichen Stoffes dieser Abhandlung liegt. In der allgemeinen Theorie, die hier gegeben werden sollte, spielt der genannte Fall jedenfalls die Rolle eines Sonderfalles, gleichviel, ob sein praktischer Wirkungsbereich größer oder geringer ist.

Vom theoretischen Standpunkt wäre mit Bezug auf diesen Sonderfall, abgesehen von den ausführlichen Untersuchungen Frahm's, bezüglich deren ich auf die in seinem Vertrag enthaltenen Ausführungen verweise, noch folgendes hinzuzufügen:

Bei der zweifachen Resonanz, die hier einmal zwischen den Schwingungen des Schiffes und der Wellen einerseits, des Schiffes und des Tankwassers andererseits herrscht, wird in dem Ausdruck für A (Gleichung 17) nicht nur das erste, R enthaltende Glied $= 0$, sondern auch das zweite, wegen $n^2 = \frac{P \cdot \overline{MG}}{J}$; die Größe A verschwindet also, auch wenn K' nicht $= 0$, vollständig. In dem Ausdruck für B bleibt dagegen das zweite, Q enthaltende Glied bestehen. Man könnte daran denken, auch diesen Rest zu beseitigen, indem man K' , und damit auch $Q = 0$ macht. Aber einmal braucht man eine gewisse Größe des Widerstandes, um eine Begrenzung der Schwingungen des Tankwassers zu ermöglichen, zweitens würden bei zu geringem Widerstande durch die praktisch unvermeidlichen Unregelmäßigkeiten der Wellenimpulse sofort wieder die Eigenschwingungen zur Geltung kommen und das günstige Resultat in Frage stellen. Es folgt hieraus zugleich, daß auch im Falle des ausgesprochenen Resonanzzustandes die Dämpfung der Eigenschwingungen nebenher gehen muß und demnach auch hier einen unentbehrlichen Faktor der Gesamtwirkung bildet.

Es bleibt nun noch übrig, die Wirkung des Tanks auf die erzwungenen Schwingungen in den außerhalb des besprochenen Sonderfalles liegenden Zuständen zu prüfen. Zu diesem Zwecke wollen wir die Amplitude der erzwungenen Schwingung, deren Größe $\sqrt{A^2 + B^2}$ ist, an der Hand von Zahlen untersuchen. Wir wählen dazu unser altes Beispiel.

Bei den Wellen wollen wir die Längen von 64, 100 und 200 m zugrunde legen, von denen die letztere die in Wirklichkeit normalerweise vorkommenden Größen zwar erheblich überschreitet, aber gerade als sehr extremer Fall die Wirksamkeit der Schlingertanks zu veranschaulichen geeignet ist. Die Periode der Welle berechnet sich nach den für die Trochoidenwelle theoretisch abgeleiteten Gesetzen

zu $T_w^1 \sim 0,8 \sqrt{\text{Länge in m}}$ *) Für das Verhältnis $\frac{r}{\lambda} = \frac{1/2 \text{ Höhe}}{\text{Länge}}$ wählen wir den Wert $1/60$, entsprechend einer größten Neigung der Wellenoberfläche von $\frac{2\pi r}{\lambda} = 0,105 \sim 6^\circ$. Jedoch können, da die Größen A und B direkt proportional dem Ausdruck $\frac{2\pi r}{\lambda}$ sind, die Resultate ohne weiteres für jeden beliebigen anderen Wert von $\frac{2\pi r}{\lambda}$ umgerechnet werden. Für jeden der durch die Verschiedenheit der Wellen sich ergebenden Fälle nehmen wir verschiedene Werte des Widerstandsfaktors K' an. Es ergeben sich die in der nachfolgenden Tabelle III zusammengestellten Zahlen:

Tabelle III.

Fall	Länge der Welle λ , m	Höhe der Welle $2r$, m	Periode T_w Sek.	K'	A	B	Amplitude	
							$\sqrt{A^2 + B^2}$	Grad
I	64	2,14	6,4	0,0	0,0292	0	0,0292	$1^\circ 40'$
				0,5	0,0286	0,0008	0,0286	$1^\circ 38'$
				1,0	0,0281	0,0007	0,0281	$1^\circ 37'$
				∞	0,0277	0	0,0277	$1^\circ 35'$
II	100	3,33	8	0,0	0,0659	0	0,0659	$3^\circ 46'$
				0,5	0,0536	0,0061	0,0540	$3^\circ 6'$
				1,0	0,0515	0,0036	0,0516	$2^\circ 56'$
				∞	0,0507	0	0,0507	$2^\circ 54'$
III	200	6,67	11,32	0,0	0,0368	0	0,0368	$2^\circ 6'$
				0,5	0,1150	0,0768	0,1400	$8^\circ 1'$
				1,0	0,1559	0,0648	0,1688	$9^\circ 40'$
				∞	0,1970	0	0,1970	$11^\circ 17'$

Wir können dieser Tabelle folgendes entnehmen:

Der Fall $K' = \infty$ stellt, wie wir gesehen haben, den durch die Tanks nicht beeinflussten Zustand des Schiffes dar. Wir sehen daher, daß in den ersten beiden

*) Wie von Frahm in seinem Vortrag durchaus zutreffend hervorgehoben, kommt für die Wirkung auf das Schiff nicht die absolute, sondern die relative Periode in Betracht, die die Welle im Verhältnis zu dem, im allgemeinen in schräger Richtung zur Welle in Bewegung befindlichen Schiff besitzt. Dadurch wird ein Resonanzzustand zwischen Schiff und Welle überhaupt erst möglich. Es ist dann die Größe $\frac{2\pi r}{\lambda}$ entsprechend dem zwischen Wellen- und Schiffsrichtung vorhandenen Winkel zu verändern. — Demgegenüber durfte ich hier mit einer quer zum Schiffe fortschreitenden Welle, demnach also auch mit einer absoluten Wellenperiode rechnen, da ich an dieser Stelle ja sowieso einen Zustand betrachte, der außerhalb des Resonanzzustandes liegen soll.

berechneten Fällen I und II von einer Wirkung der Tanks auf die erzwungenen Schwingungen praktisch überhaupt nichts zu spüren ist, welche Größe auch der gegen die Bewegung des Tankwassers eingeschaltete Widerstand haben möge. Erst im Fall III wird die Wirkung der Tanks fühlbar und zwar besonders stark fühlbar bei widerstandsloser Bewegung des Tankwassers ($K' = 0$). Es rührt dies daher, daß wir uns hier bereits dem Zustande der Resonanz zwischen den Schwingungen der Wellen und des Tankwassers nähern ($T = 2\pi\sqrt{\frac{L'}{g}} = 10,45$ Sek., $T_w = 11,32$ Sek.), und daß, wie wir gesehen haben, die dämpfende Wirkung der sekundären Resonanz um so größer ist, je widerstandsloser die Bewegung des Tankwassers erfolgt.

Abgesehen von diesem Resonanzzustande, also in den weitaus meisten Fällen, gehen somit die erzwungenen Schwingungen ganz unbeeinflußt von der Tankwirkung vor sich, und in allen diesen Fällen äußert sich die Wirkung des Tanks lediglich in der Dämpfung der Eigenschwingungen. Was dies aber allein schon besagen will, geht daraus hervor, daß innerhalb der zwischen den Werten $K' = 0,5$ und $1,0$ liegenden Zone, in welcher, wie wir gesehen haben, die Dämpfung der Eigenschwingungen einer Ausschaltung nahe kommt, die in der obigen Tabelle berechneten Schwingungen die einzigen sind, welche überhaupt auftreten. Wenn wir daraufhin die absoluten Werte der Ausschläge in der Tabelle betrachten, so leuchtet die Tatsache ein, daß die Wirkung der Tanks eine außerordentlich energische ist. Im Falle I, der immerhin schon einen beträchtlichen Seegang darstellt, sind die Bewegungen des Schiffes so minimal, daß überhaupt kaum etwas von ihnen zu spüren sein dürfte. Auch im Fall II sind die Anschläge trotz der großen Wellendimensionen noch recht gering, und dasselbe wird man von den Schwingungen im Fall III sagen dürfen, wenn man den ungeheuren dabei vorausgesetzten Seegang berücksichtigt.

In Wirklichkeit würden nun die hier theoretisch berechneten Verhältnisse erheblich durch die große Unregelmäßigkeit der Wellen modifiziert werden. Aber gerade bei solchen unregelmäßigen Impulsen sind es die Eigenschwingungen, die sonst der Natur der Sache nach am meisten hervortreten würden. Diese aber werden, wie wir gesehen haben, durch die dämpfende Wirkung der Schlingertanks am wirksamsten getroffen, und so liegen gerade die mit der Wirklichkeit durchaus übereinstimmenden Verhältnisse für die Wirksamkeit der Tanks besonders günstig. Seine volle Bestätigung findet dieser Schluß durch die von Frahm an seinen Modellen angestellten Versuche, indem gerade bei einer großen Unregelmäßigkeit der Impulse die Wirkung der Tanks geradezu überraschend ist.

Besichtigungen.

XVIII. Die Königliche Gewehrfabrik in Spandau.*)

Von den in der Umgegend Berlins gelegenen großindustriellen Unternehmungen, welche von den Mitgliedern der Schiffbautechnischen Gesellschaft bisher noch nicht besichtigt worden sind, bietet die Königliche Gewehrfabrik in Spandau insofern einen besonderen Reiz, als sie mit Rücksicht auf die Landessicherheit ihre Pforten jedem Besucher verschlossen halten muß, der nicht mit ausreichenden Vollmachten und Garantien für seine Unschädlichkeit versehen ist. Die Schiffbautechnische Gesellschaft war aber diesmal in der Lage, ihren Mitgliedern die selten erteilte Erlaubnis zur Besichtigung dieses Institutes zu verschaffen. Unter Führung Seiner Königlichen Hoheit des Großherzogs von Oldenburg benutzte eine stattliche Anzahl von Teilnehmern, etwa 130 Herren, freudig die gebotene Gelegenheit.

Die Spandauer Gewehrfabrik wurde im Jahre 1722 von Friedrich Wilhelm I. gleichzeitig mit der Gewehrfabrik in Potsdam angelegt. In diesem Jahre gelang es dem vom König beauftragten Oberst v. Linger zwei Kaufleute namens Splittgerber und Daun sowie den Gewehrfabrikanten Henoul aus Lüttich in Belgien ausfindig zu machen, welche durch ihre Erfahrungen und Ver-

bindungen mit dem Ausland besonders geeignet erschienen, die Gründung und den Betrieb einer nach ausländischem Muster angelegten Gewehrfabrik zu übernehmen. Den Kaufleuten Splittgerber und Daun wurden als Unternehmern alle für

Eingang.



Fig. 1.

*) Die nachstehenden Mitteilungen sind mit Erlaubnis des Verfassers teilweise der Schrift: „Die Königlichen Gewehrfabriken, dargestellt von Herrn Major Gothsche“ (Verlag der Liebelschen Buchhandlung, Berlin) entlehnt. Die Abbildungen verdanken wir dem lebenswürdigen Entgegenkommen des Königlichen Preußischen Kriegsministeriums.

den Betrieb einer Gewehrfabrik erforderlichen Gebäude, die Wassermühlenanlage in Spandau und die großen Werkzeuge wie Ambosse, Blasebälge usw. zum Gebrauch übergeben. Den aus dem Ausland, namentlich aus Belgien

Wohngebäude.

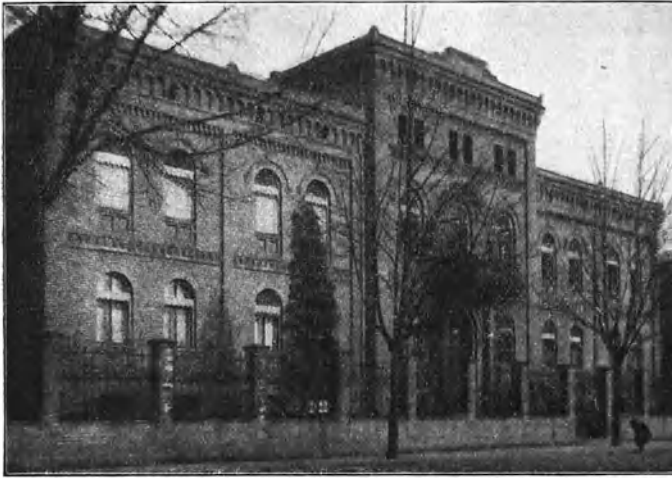


Fig. 2.

übersiedelnden Gewehrarbeitern wurde freier Transport für sich, ihre Familien und Sachen gewährt. Für jedes abgelieferte Gewehr sollten von der Regierung 6 Th. 12 Silbgr. gezahlt werden.

Den Unternehmern gelang es noch in demselben Jahre aus Lüttich 116 Arbeiter nach Spandau und Potsdam heranzuziehen. Nachkommen der in diesen und in den

späteren Jahren aus Lüttich übersiedelten Familien sind bis in die neueste Zeit als Büchsenmacher und Gewehrarbeiter ihrem ursprünglichen Berufe treu geblieben und arbeiten noch als solche in der Fabrik.

Der Bau der Gebäude und Anlagen in Potsdam und Spandau war bald so weit gediehen, daß mit Anfang des Jahres 1723 die Herstellung von Gewehren begonnen werden konnte.

Am 12. Juni 1723 erfolgte die Ablieferung der ersten 400 Gewehre; am Ende dieses Jahres waren 1300 Stück fertiggestellt. Der Betrieb wurde in folgender Weise geregelt: In Spandau wurden die Läufe, Bajonette und Ladestöcke hergestellt, dann zu Wasser nach Potsdam gebracht und hier die Anfertigung der Schäfte, Schlösser und

Büro- und Magazingebäude.



Fig. 3.

Garniturteile sowie der Zusammenbau der Gewehre vorgenommen. Maschinelle, durch Wasserkraft getriebene Anlagen waren nur in Spandau vorhanden und bestanden in Bohr-, Schleif- und Poliermaschinen sowie Hammerwerken.

Die schwierigste Arbeit war damals die Herstellung der Läufe. Sie erfolgte in der Weise, daß zuerst die „Plattinen“ (Eisenplatten) unter dem Reckhammer zu der nötigen Länge und Breite ausgereckt wurden. Diese ausgereckten Plattinen schweißte der Plattinenschmied über entsprechenden Dornen zu Röhren zusammen, welche dann mit entsprechenden Boh-

rnern auf das richtige Kaliber gebohrt wurden. Von den zusammenschweißten Röhren sprang beim Beschuß stets ein großer Prozentsatz, wenn der Plattinenschmied nicht die größte Aufmerksamkeit auf das Zusammenschweißen verwendet hatte.

Die äußeren Formen wurden an den Läufen, Ladestöcken und Bajonetten mittels der durch Wasserkraft angetriebenen Schleifsteine angeschliffen, bei den Schloßteilen und Schäften durch Handarbeit hergestellt. Da diese Arbeiten von ein und demselben Arbeiter an einem Gewehr ausgeführt wurden, bedurfte es großer Werkverständigkeit, um den Anforderungen zu genügen.

Büro- und Wohngebäude.



Fig. 4.

Magazingebäude.

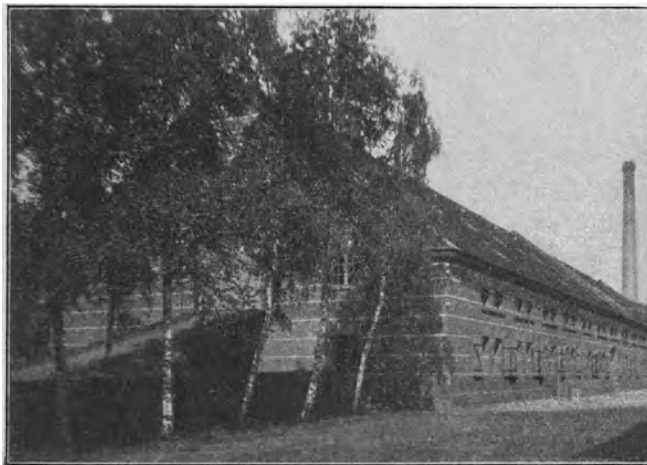


Fig. 5.

Die Arbeiter konnten arbeiten, wann und wo sie wollten; sie hatten nur die Benutzung der großen Werkzeuge frei, mußten aber das für jedes Gewehr erforderliche Eisen, die Holz- und Steinkohlen an die Unternehmer bezahlen, wofür ihnen für jedes abgelieferte, brauchbare Gewehr ein entsprechender Preis vergütet wurde.

Magazingebäude.



Fig. 6.

Säbel, Pallasche, Kürasse u. a. gefertigt, später noch Dragonerflinten, Pistolen und Karabiner für die Kavallerie.

Die schweren, unruhigen Zeiten der Regierung Friedrichs des Großen ließen die Gewehrfabrik nicht unberührt. Im Oktober 1760 drangen die russischen Truppen plündernd und zerstörend in die Mark und suchten auch die Gewehrfabrik Spandau-Potsdam heim. Der von ihnen angerichtete Schaden wurde aber bald wieder ersetzt.

Altes Anschußhaus.

Die Erfindung der zylindrischen Ladestöcke im Jahre 1770 brachte der Gewehrfabrik neue Arbeit, zumal der König die Einführung solcher Ladestöcke wegen der durch dieselben erhöhten Feuergeschwindigkeit mit allen Kräften zu fördern befohlen hatte.



Fig. 7.

Schon im Jahre 1724 erwiesen sich die Anlagen in Potsdam und Spandau als unzureichend, so daß eine Erweiterung derselben mit einem Kostenaufwand von 20000 Talern erforderlich wurde. Ebenso wurden bis zum Jahre 1730 weitere 150 Arbeiter herangezogen, so daß die Gesamtzahl derselben etwa 300 betragen haben dürfte. Außer den Gewehrlieferungen wurden auch

Zu Beginn des neunzehnten Jahrhunderts wurde ein neues, von dem Kapitän von Nothardt konstruiertes Gewehr eingeführt, dessen Anfertigung in der Spandauer Gewehrfabrik zu grundlegenden Änderungen führte, da die Unternehmer sich nicht zu der erforderlich gewordenen größeren Sorgfalt in der Fabrikation der neuen Waffe verstehen wollten. Es wurde eine ständige Revisionskommission eingesetzt, welche die Anfertigung und Ablieferung der Gewehre zu überwachen hatte. Der Bericht der Kommission über die durch die Unternehmer ausgeübte Verwaltung und den Betrieb fiel so ungünstig aus, daß damals schon eine völlige Übernahme der Gewehrfabrik durch den Staat für notwendig erklärt wurde. Zur Ausführung der dem König unterbreiteten Verbesserungsvorschläge kam es jedoch nicht mehr, weil inzwischen im Jahre 1806 die Mobilisierung der preußischen Armee gegen Frankreich erfolgte.

Nach dem unglücklichen Feldzuge gegen Napoleon begannen im Stillen die Rüstungen zu den Freiheitskriegen von 1813—1815. Die Neubeschaffung von Gewehren drohte indessen an dem Widerstreben der Unternehmer zu scheitern, welche sich wegen der unsicheren politischen Verhältnisse durchaus nicht zur Wiederaufnahme der

Fallhammerschmiede.

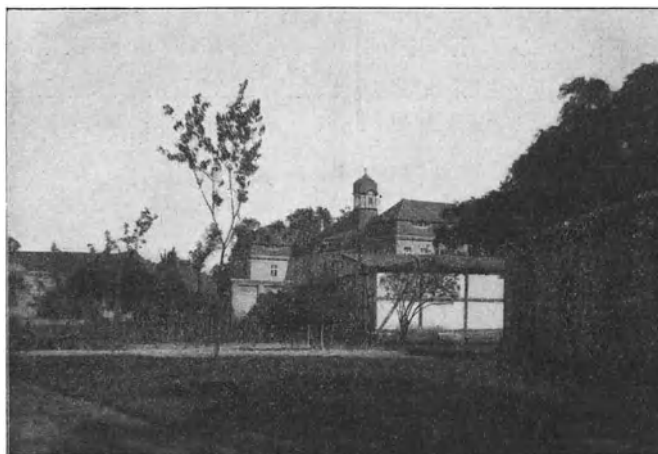


Fig. 8.

Fabrikation verstehen wollten. Erst nach mühevollen Verhandlungen ließen sie sich hierzu bewegen, nachdem ihnen durch einen neuen, Ende 1809 abgeschlossenen Vertrag weitgehende Zugeständnisse bezüglich des Preises und der Verwaltung zugestanden worden waren.

Die Gewehrfabrik beschäftigte bei der Wiederaufnahme des Betriebes im Jahre 1809 etwa 300 Personen, davon nur die kleinere Hälfte in Spandau.

Als im Jahre 1813 der Krieg gegen Frankreich von neuem drohte, sollte dies der Gewehrfabrik Spandau verhängnisvoll werden. Der französische Kommandant der Festung Spandau befahl nämlich die Zerstörung aller Anlagen, um im Falle eines Angriffes keine Hindernisse und keine den Angreifer schützenden Gebäude vor der Verteidigungsfront zu haben. Alle Vorstellungen und Bitten bei

dem französischen Kommandanten blieben ohne Erfolg. Das Zerstörungswerk begann. Keine Tür und kein Fenster blieben verschont; die Öfen und die Schmiedeessen wurden umgestürzt, und durch Fortreißen der Träger Decken und Schornsteine zum Einsturz gebracht. Zum Glück waren die Wasserräder, die Wasserwellen und die sonstigen Wasserkraftanlagen nicht in Brand geraten, trotzdem eine Menge trockenes Schilfrohr an dieselben gelegt worden war. Infolgedessen hätte der Betrieb wenige Monate nach dem Abzug der Franzosen wieder aufgenommen werden können, wenn sich nicht die Unternehmer gesträubt hätten, welche ihren kontraktlichen Verpflichtungen nicht nachkommen zu können erklärten. Erst als sich das Kriegsglück endgültig gegen die Franzosen entschieden hatte, ließen sie sich zur Wiederaufnahme des Betriebes herbei, nachdem ihnen höhere Preise zugestanden waren.

Eine neue Betriebsumwälzung brachte die 1830 schon in Angriff genommene Umänderung der alten Steinschloßgewehre in solche mit Perkussionszündung. Durch die Allerhöchste Kabinettsorder vom 4. Dezember 1840 wurde die Einführung der Zündnadelgewehre befohlen. Den hiermit verknüpften Unbequemlichkeiten und Neuerungen zeigten sich die Unternehmer nicht gewachsen, so daß sich die längst schon als dringendes Bedürfnis erkannte Notwendigkeit herausstellte, die Verwaltung und den Betrieb der Gewehrfabrik durch den Staat zu übernehmen. Den Unternehmern wurde mit Ende Dezember 1851 gekündigt, die Potsdamer Abteilung wurde nach Spandau verlegt und der ganze organisierte Betrieb in staatliche Verwaltung übernommen. Die Verstaatlichung hat sich für die Folge als von größter Bedeutung erwiesen.

Die Leitung der Verwaltung ruhte seitdem in den Händen einer militärischen Direktion, welcher als Mitglieder ein bis zwei Offiziere sowie ein Zeugoffizier für das Rechnungs- und Kassenwesen zugeteilt waren. Die Einteilung und Verwaltung des Betriebes war folgende: Der gesamte Betrieb zerfiel in Meisterschaften, an deren Spitze die Meister standen und denen die erforderliche Anzahl Arbeiter (Gesellen) zugeteilt wurde. Jede Meisterschaft hatte bestimmte Gewehrteile zu fertigen, z. B. den Lauf, den Schaft, oder bestimmte Arbeitsverrichtungen vorzunehmen, z. B. das Schmieden und Zusammensetzen der Gewehrteile und Gewehre. Der Meister empfing die Teile und das erforderliche Material und die Werkzeuge vom Magazin gegen Bezahlung und lieferte die bearbeiteten Teile eben dahin gegen Bezahlung ab. Wenn er sparsam mit dem empfangenen Material und den Werkzeugen wirtschaftete und seine Arbeiter gut beaufsichtigte, so hatte er auch guten Gewinn, andernfalls war es sein Schaden, wenn er nicht seine Pflicht tat. Die Stücklöhne waren genau vorgeschrieben, so daß eine Schädigung der Arbeiter

durch die Meister unmöglich war. Dieses hier nur nach allgemeinen Grundsätzen geschilderte System blieb etwa 45 Jahre bestehen und bewährte sich namentlich bei den Umbewaffnungen mit den Infanteriegewehren 71, 71/84 und 88 außerordentlich gut.

Wegen der Verlegung der Potsdamer Abteilung nach Spandau mußten sehr umfangreiche Erweiterungen vorgenommen werden. Zu der ersten Dampfmaschine, welche nur 3 Pferdekkräfte besaß und 1550 Taler gekostet hatte, mußte im Jahre 1853 eine neue Dampfmaschine und andere neue Arbeitsmaschinen beschafft und außerdem neue Fabrikgebäude errichtet werden, was zusammen einen Kostenaufwand von etwa 800 000 *M* verursachte.

Bezüglich der Lauffabrikation wurde im Jahre 1857 eine weitere wichtige Neuerung eingeführt, die Herstellung von Läufen aus kohlenstoffarmen Gußstahl. Für die Zündnadelgewehre wurden eiserne Laufstäbe auf Bohrbänken durchbohrt, und erst nachdem durch eingehende Versuche die Verwendbarkeit und größere Haltbarkeit der Gußstahlläufe von Dreyse nachgewiesen war, wurde die Anfertigung solcher Läufe angeordnet.

Die Fabrikation der Läufe erfolgte zum größten Teil auf Maschinen, als Bohrmaschinen, Ziehbänken und Drehbänken. Aber auch für die Bearbeitung der Schloßteile wurden mehr und mehr Maschinen benutzt. Allerdings waren die Arbeitsausführungen auf diesen Maschinen, die größtenteils noch nicht durch Wasser- oder Dampfkraft, sondern durch Arbeiter in Bewegung gesetzt wurden, recht grobe und unsaubere, so daß nur die allgemeine äußere Form des betreffenden Gewehrteiles darauf hergestellt werden konnte. Immerhin wurden hierdurch viele Arbeitskräfte gespart. Die saubere und genaue Bearbeitung der Gewehrteile erfolgte noch wie früher durch Feilen und Schleifen. Diese letztere Arbeit war ziemlich gefährlich, namentlich an den großen, bis 60 Zentner schweren Schleifsteinen, die bis zu 250 Umdrehungen in der Minute

Alter Schießstand.



Fig. 9.

machten. Es kamen viele tödliche Unfälle durch Zerspringen der Schleifsteine vor.

In den 1860er Jahren fiel durch neuerfundene Fräsmaschinen die Bearbeitung des Schaftes mit der Hand fort; an deren Stelle trat die maschinelle

Schaftfräserei.

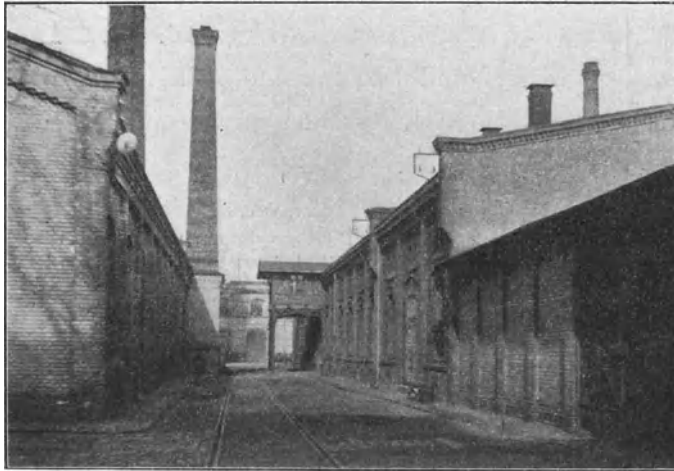


Fig. 10.

Herstellung. Durch diese und andere Verbesserungen stieg die Leistungsfähigkeit in Spandau allmählich auf 4000 Gewehre monatlich.

Nach dem siegreichen Feldzug gegen Frankreich im Jahre 1870/71 begann eine neue Zeit angespanntester Tätigkeit. Es wurde die Einführung des Infanteriegewehres 71 befohlen. Diese der Gewehr-

Schaftfräserei.



Fig. 11.

fabrik gestellte Aufgabe kann wohl als eine der schwierigsten bezeichnet werden, die an Fabriken dieser Art jemals gestellt worden sind, denn es mußte in verhältnis-

mäßig wenigen Jahren die Umbewaffnung der Armee mit sehr genau gearbeiteten neuen Gewehren und mit einer völlig neuartigen Munition beendet sein. Bezüglich der Herstellung des kleineren Kalibers waren ungewöhnliche Schwierigkeiten

Werkstattraum.

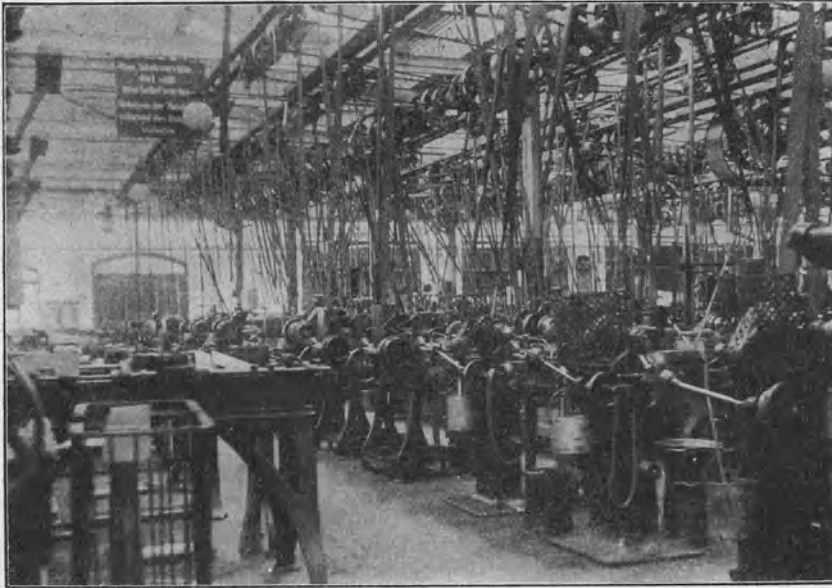


Fig. 12.

namentlich deshalb zu überwinden, weil die Abmessungen der einzelnen Gewehrteile in besonders engen Grenzen gehalten werden mußten. Dies bedingte die Benutzung genau arbeitender Maschinen und die möglichste Vermeidung jeder Handarbeit. Es mußte

daher zunächst die Beschaffung solcher Maschinen für die Waffenfabrikation vorgenommen werden, dann die gesamten Einspannvorrichtungen hergestellt, genaue Maßtafeln, Untersuchungs- und Abnahmevorschriften bearbeitet und ganz genaue Schablonen, Leeren und Meßgeräte angefertigt werden. Die Beschaffung

Fabrikgebäude B.



Fig. 13.

der Maschinen bereitete die größten Schwierigkeiten, denn im Inland war es nicht möglich, solche zu erhalten. Man trat daher mit einer berühmten amerikanischen Firma, mit der Maschinenfabrik von Pratt & Whitney in Hartford in Verbindung.

Fabrikgebäude D.

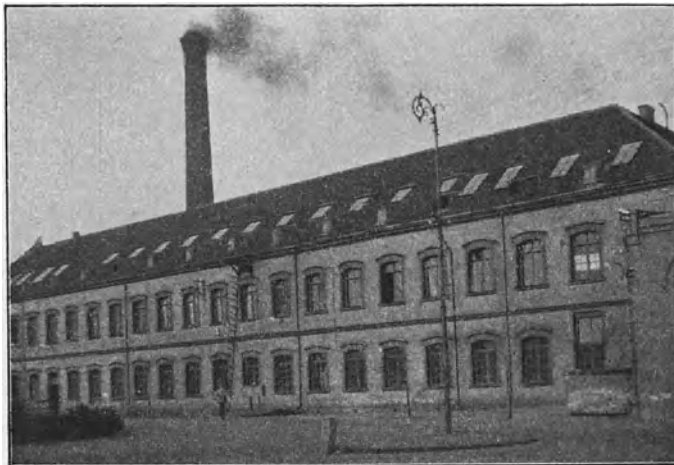


Fig. 14.

Diese Fabrik führte den erteilten Auftrag in hervorragender Weise aus. Zunächst wurden die zum Schmieden der Gewehrteile in Gesenken erforderlichen Maschinen geliefert, durch welche eine möglichst gute äußere Form der Gewehrteile erzielt wurde. Dann folgte eine große Zahl von Fräsmaschinen für Schloßteile, auf denen eine so genaue Arbeit ausgeführt wurde,

daß das Nacharbeiten durch Handarbeit auf ein geringes Maß beschränkt werden konnte. Endlich wurden die Maschinen für die Herstellung der Hülse, des Visiers und der Garniturteile herangezogen.

In der Zeit bis zur Anlieferung der in Amerika bestellten Maschinen wurden die nötigen Erweiterungen, Um- und Neubauten von Gebäuden vorgenommen, neue Dampfmaschinen, Lokomobilen, Dampfkessel usw. beschafft, um beim Eintreffen der amerikanischen Maschinen den Neubetrieb gleich aufnehmen zu können. Es mußten auch neue Schmiedewerkstätten erbaut werden, da wegen der starken Erschütterungen durch die schweren

Fabrikgebäude F.

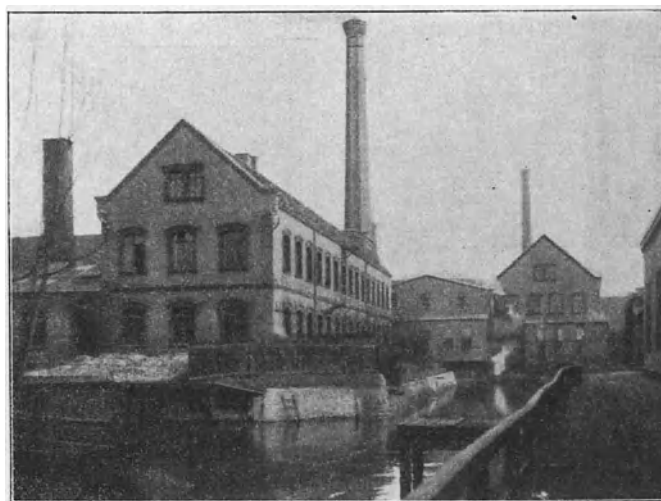


Fig. 15.

Fall- und Dampfhämmer ganz besonders feste Fundamente und Grundmauern erforderlich waren. Ein großer Vorteil der amerikanischen Maschinen war der, daß ihre Bedienung wegen der Einfachheit von jedem Arbeiter ohne Vorkenntnisse rasch erlernt werden konnte.

Auch die Fortschritte der Elektrotechnik wurden nutzbar gemacht. Im Jahre 1882 wurden die ersten Dynamomaschinen zur Lieferung des elektrischen Stromes für die Beleuchtung und bald auch Akkumulatoren zum Antrieb von Elektromotoren beschafft.

Durch Aufnahme des Tag- und Nachtbetriebes gelang es schon im

Jahre 1886 durchschnittlich täglich 400 Gewehre zu fabrizieren. Die Zahl der Arbeiter betrug damals 2 200.

Ein neuartiges Herstellungsverfahren wurde für die Anfertigung der Magazinrohre eingeführt, nämlich die Herstellung durch Kaltziehen. Bei diesem Verfahren werden die kurzen, gebohrten Stahlrohre auf eigenartigen Maschinen über

Fabrikgebäude O.

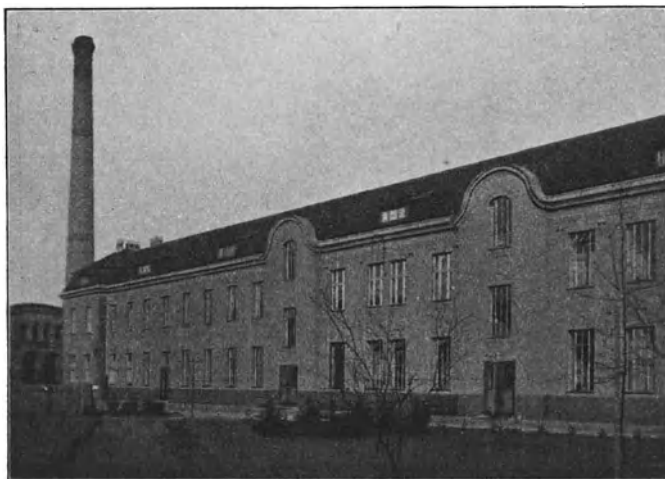


Fig. 17.

Fabrikgebäude L.

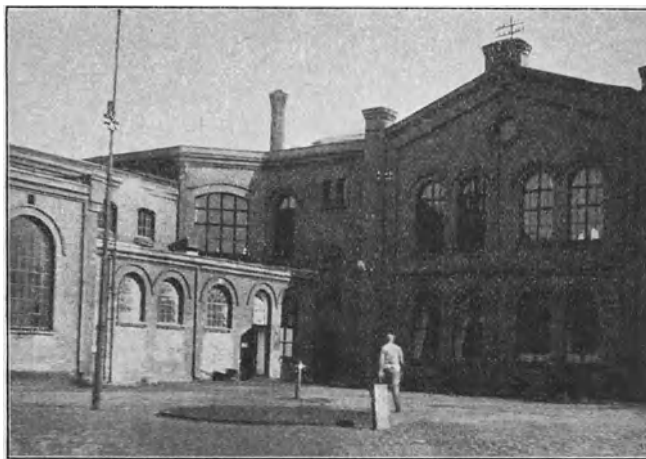


Fig. 16.

Dorne durch Matrizen allmählich in kaltem Zustande langgezogen, wodurch trotz dünner Wandstärken eine große Gleichmäßigkeit und Haltbarkeit der Rohrwandungen erzielt wird.

Der Befehl zur Einführung des Modells 88 brachte wieder überaus schwierige, schleunige Arbeit. Das Jahr 1890 hat die höchste jemals

erreichte Produktionsziffer aufzuweisen, nämlich rund 220—230 000 Gewehre, eine Leistung, die mit Recht Aufsehen und Bewunderung erregte.

Eine große Anzahl neuer Anlagen und Betriebseinrichtungen sind in diesen Jahren des Höchstbetriebes geschaffen worden. So gelangten die amerikanischen

Elektrische Zentrale.

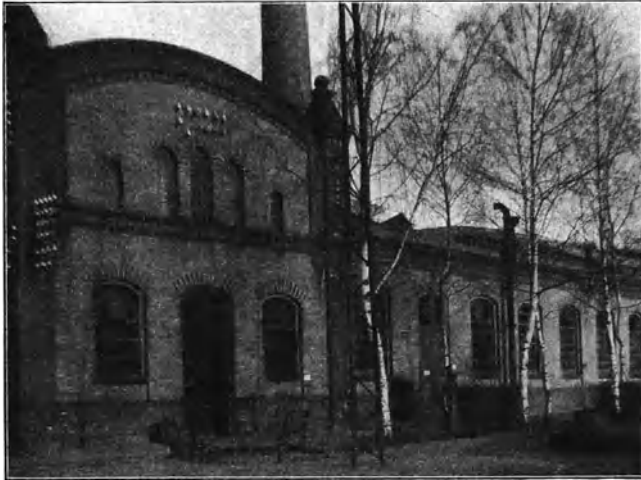


Fig. 18.

Laufbohrmaschinen zum ersten Male zur Verwendung, auf welchen das Bohren der kleinkalibrigen Läufe außerordentlich schnell und sauber erfolgen kann; ferner fanden Kaltziehmaschinen für die Herstellung der Laufmantelrohre ausgedehnte Verwendung.

Die ständig wachsende Bedeutung einer genauen physikalischen und chemischen Untersuchung des verarbeiteten Materials fand

durch die Errichtung eines chemischen Laboratoriums im Jahre 1892 die gebührende Beachtung. Von Wichtigkeit war auch die im Jahre 1894 erfolgte Einrichtung eines besonderen Konstruktionsbureaus. Dieses hat die Aufgabe, die große Zahl von Fabrikations-Untersuchungs- und Abnahmevorschriften zu bearbeiten, Meß- und Untersuchungsgeräte, Leeren und Schablonen zu konstruieren, Neuerungen auf allen die Gewehrfabrikation betreffenden Gebieten zu prüfen, Vorschläge zu Verbesserungen zu machen u. a. m.

Damals wurde auch ein anderes Abrechnungsverfahren eingeführt, welches auf dem Grundsatz beruht, daß der Meister für jede Arbeitsausführung,

Maschinenwerkstatt.

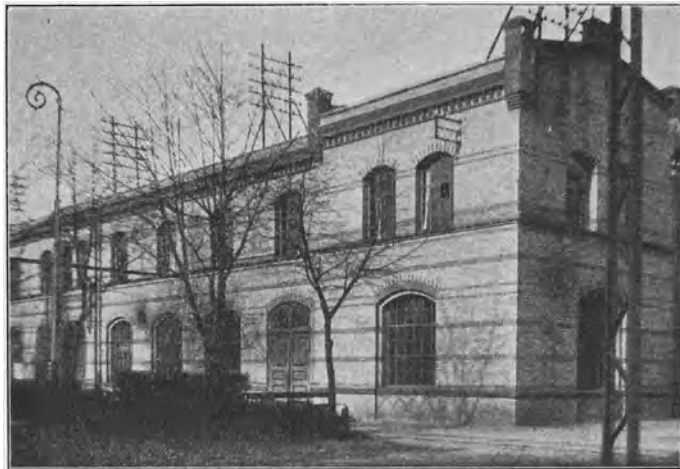


Fig. 19.

für welche jeder einzelne Arbeiter seines Gewerks den festgesetzten Stücklohnsatz empfängt, ein entsprechendes Meistergeld erhält und dafür auch gewisse Materialien bezahlen muß; die Werkzeuge werden jedoch unentgeltlich geliefert. Dieses Verfahren unterscheidet sich trotz der scheinbaren Ähnlichkeit mit dem früheren „Meistersystem“ doch sehr wesentlich von demselben, vor allem deshalb, weil der Meister an dem sparsamen Werkzeugverbrauch nicht interessiert ist, und weil bei der überaus großen Zahl von Arbeitsausführungen die Ermittlung des ihm zustehenden Meistergeldes nur durch

Schätzung bewirkt werden kann, da ein jedesmaliger Stillstand des Betriebes behufs Zählung der einzelnen Arbeitsausführungen nicht zugänglich ist.

Eine weitere Neuerung wurde ins Leben gerufen, die Kommandierung einiger besonders geeigneter, zur Dienstleistung bei der Gewehrfabrik kommandierter

Garten zum Arbeiterspeisesaal.



Fig. 21.

Offiziere zur Technischen Hochschule, um diesen Offizieren Gelegenheit zu bieten, ihre durch praktische Tätigkeit erworbenen Kenntnisse durch das Studium auf der Hochschule zu vervollkommen.

Auch Wohlfahrtseinrichtungen für die Arbeiter hat die Heeresverwaltung nicht einzuführen unterlassen. Abgesehen von der gesetzlich vorgeschriebenen Kranken-, Unfall-, Alters- und Invaliditätsversicherung wurde am 1. April 1901 ein Arbeiterunterstützungsfonds gebildet, aus welchem jeder Arbeiter nach 15 jähriger Dienstzeit bei

Arbeiterspeisesaal.



Fig. 20.

Offiziere zur Technischen Hochschule, um diesen Offizieren Gelegenheit zu bieten, ihre durch praktische Tätigkeit erworbenen Kenntnisse durch das Studium auf der Hochschule zu vervollkommen.

Auch Wohlfahrtseinrichtungen für die Arbeiter hat die Heeresverwaltung nicht einzuführen unter-

eintretender Arbeitsunfähigkeit neben der Alters- und Invalidenrente eine laufende Unterstützung bezieht, deren Höhe sich nach der Anzahl der Dienstjahre und nach der bisherigen Höhe seines Verdienstes richtet. Eine solche Unterstützung erhalten auch die Witwen verstorbener Arbeiter; den Kindern derselben wird eine Erziehungsbeihilfe gewährt.

Selbstverständlich wurde auch der Wohnungsnot, dieser wichtigsten sozialen Frage, besondere Aufmerksamkeit zugewendet. Eine mustergültige Anlage von

Innenansicht des Arbeiterspeisesaals.

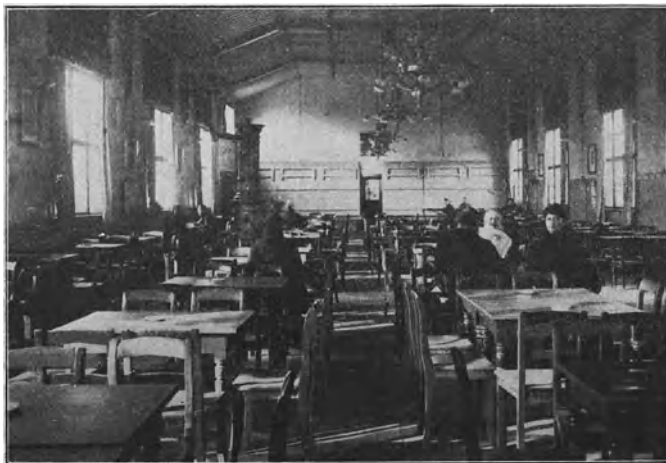


Fig. 22.

Arbeiterwohnungen ist die Arbeiterkolonie Haselhorst bei Spandau, wo schöne und billige Wohnungen mit etwas Gartenland erbaut worden sind.

Trotz dieser vortrefflichen Wohlfahrtseinrichtungen sind die Löhne keineswegs bescheiden, denn die Stücklöhne betragen in den verschiedenen Lohnklassen 4 *M* bis 7,10 *M*, die Zeitlöhne 3 *M* für den

jüngsten Tagelöhner der niedrigsten Lohnklasse bis zu 6,50 *M* nach 10 jähriger Dienstzeit in der ersten Lohnklasse.

Dieser Rückblick auf die fast zweihundertjährige Geschichte der Spandauer Gewehrfabrik zeigt den gewaltigen Aufschwung, welchen das für die Schlagfertigkeit unserer Armee hochbedeutsame Unternehmen dank dem Pflichteifer seiner Beamten und Arbeiter und dank der steten Fürsorge seitens der Regierung genommen hat.

XIX. Das Seemanns-Erholungsheim in Klein-Machnow bei Berlin.

Einer Anregung Seiner Majestät des Kaisers folgend wurde im Jahre 1905 in Berlin der Verein Seemanns-Erholungsheim gegründet, der es sich zur Aufgabe gestellt hat, ein Heim zu errichten, in dem Angehörige der deutschen Kriegs- und Handelsmarine und der deutschen Schutztruppen, Offiziere, Unteroffiziere und Mannschaften, nach überstandener schwerer Krankheit Gelegenheit finden, ihre verlorengegangenen Kräfte wiederzugewinnen.

Durch das energische Eintreten einer Anzahl Männer, die für die Marine und die Schutztruppen ein warmes Herz besitzen, gelang es, die nötigen Mittel zum Bau des Heimes aufzubringen und so diese außerordentlich fühlbare Lücke in der Seewohlfahrtspflege auszufüllen. Denn trotzdem die Besatzungen unserer Kriegsmarine von Jahr zu Jahr zunehmen, trotzdem unsere Handelsmarine in erfreulichem Aufschwung sich befindet, gibt es kein Erholungsheim für Seeleute, während für die Angehörigen der Landarmee sowie für diejenigen der verschiedensten anderen Berufsklassen derartige Anstalten in großer Zahl vorhanden sind.

Idyllisch im Grunewald in der Gemarkung Klein-Machnow gelegen, kann es zurzeit etwa 60 Seeleute aufnehmen.

Auf einem 6 Morgen großen Grundstücke, auf dem der alte Waldbestand zum größten Teil erhalten ist, erheben sich die in Edelputzstein mit Sandsteinsockel errichteten freundlichen Gebäude: Ein Mannschafts-, ein Offizier- und ein Verwaltungshaus sowie das Kasino-Gebäude mit den Einrichtungen für die Bewirtschaftung. In unmittelbarem Anschluß an den Park ist ein 10 Morgen großes Waldgelände hinzugepachtet.

Im Mannschaftshause liegen die Wohnungen um geräumige Dielen. Die großen, nach der Sonnenseite gelegenen Zimmer, deren jedes mit einem gedeckten

Balkon versehen ist, dienen zur Aufnahme von je zwei Personen. Außerdem befinden sich in jedem Stockwerk ein Wasch- und Baderaum.

Das Offiziershaus ist zur Aufnahme von 15 Offizieren bestimmt. Auch hier sind die Zimmer um gemütlich eingerichtete Wohndielen mit Kaminen angeordnet. Jedem Offizier steht ein Zimmer, das mit einem Balkon nach der Sonnenseite versehen ist, zur Verfügung. Die Einrichtung ist einfach, aber gediegen: Bett, Waschtisch mit Warm- und Kaltwasserleitung, Tisch, Schreibtisch, Liegestuhl, Liegesofa sind vorhanden. In jedem Stockwerk befindet sich ein Baderaum.

Kasinogebäude.



Fig. 1.

Das Verwaltungsgebäude enthält die Geschäfts- und Bibliotheksräume sowie die Wohnung für den Direktor.

Im Kasino sind die Wirtschafts- und die Gesellschaftsräume untergebracht; im Erdgeschoß liegen die Anlagen für die Dampfheizung und Warmwasserversorgung sowie die mit allen modernen Einrichtungen, wie Duschen, Dampf- und elektrischen Bädern usw. versehene Badeanstalt. Sogar ein kleines Schwimmbad ist vorhanden. Das erste Stockwerk enthält die große Küche mit den Anrichteräumen, die direkt in die beiden Speisesäle für Offiziere und Mannschaften führen. Diese können bei festlichen Gelegenheiten zu einem Raum vereinigt werden, sind aber sonst grundsätzlich voneinander getrennt, wie überhaupt eine vollständige Trennung

Offiziershaus.



Fig. 2.

Mannschaftshaus.



Fig. 3.

der Offiziere und Mannschaften, der Anordnung an Bord entsprechend, durchgeführt ist. Beide Kategorien erreichen die Kasinoräume durch gesonderte Eingänge, die nach den betreffenden Gebäuden zu gelegen sind. Es sei hier gleich bemerkt, daß auch der Garten entsprechend abgegrenzt ist. Für die Mannschaften ist ferner ein im Bauernstile eingerichtetes Rauch- und Lesezimmer vorhanden, während die Offiziere ein Billard-, ein Rauch- und Lesezimmer besitzen. Vor beiden Eßsälen befinden sich große Loggien. Im zweiten Stock liegen die Zimmer für die Deckoffiziere sowie die Waschanstalt.

Offizierszimmer.

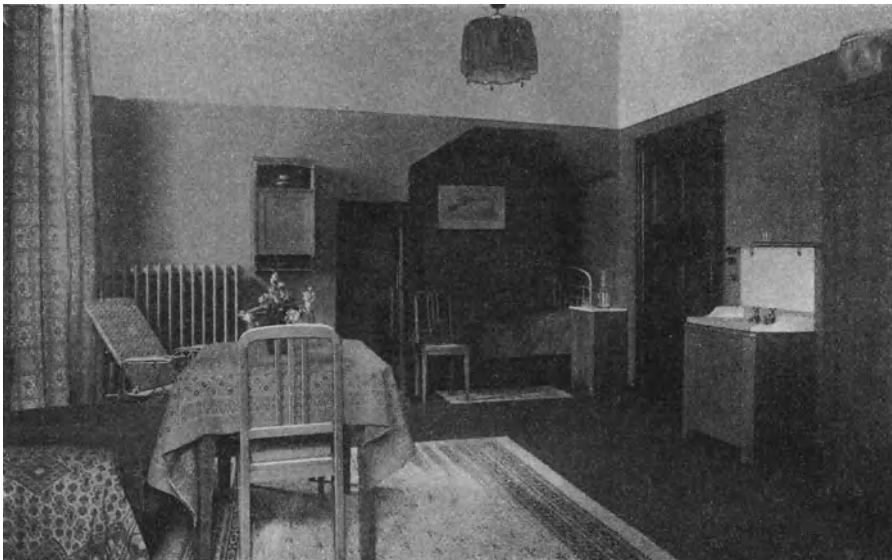


Fig. 4.

Sämtliche Räume besitzen Dampfheizung und elektrisches Licht, alle Wasch-, Bade- und Küchenräume enthalten Warmwasserversorgung, die Klosetts sind mit Wasserspülung versehen. Bei der Einrichtung ist jedes Kasernenmäßige vermieden, alles ist wohnlich und gemütlich ausgestattet. Die verschieden ausgewählten Tapeten, Vorhänge, Teppiche lassen den Eindruck einer Anstalt gar nicht aufkommen. Eine große Bibliothek steht den Insassen zur Verfügung, für tägliche Unterhaltung sorgen zahlreiche Zeitungen, darunter die Zeitungen aus allen großen Seestädten.

Zum Aufenthalt im Freien laden schattige Ruheplätze ein, für die Unterhaltung dient ein Tennisplatz; außerdem ist auf einem benachbarten Spielplatz

Offizierspeisesaal.



Fig. 5.

Mannschaftspeisesaal.

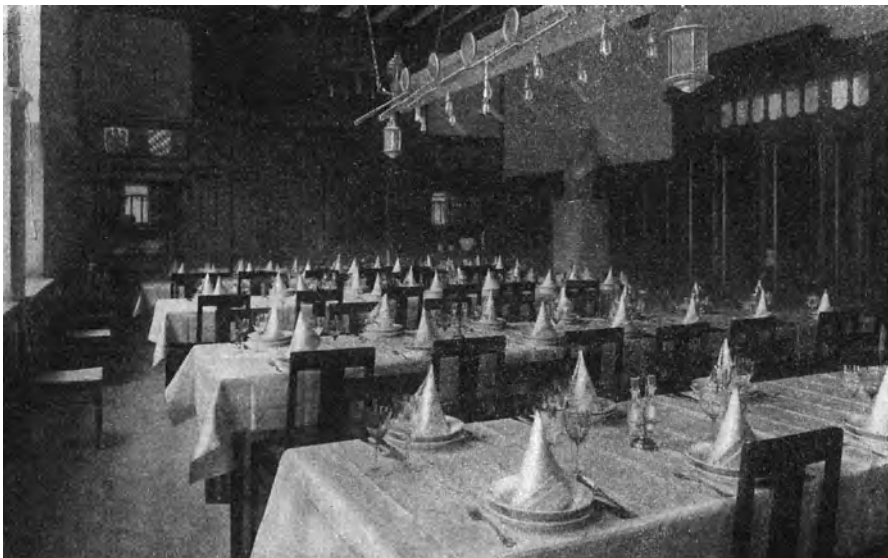


Fig. 6.

Gelegenheit zu Bewegungsspielen gegeben. Für weitere Spaziergänge ist der herrliche Grunewald wie geschaffen, zu Bootsfahrten ladet die nicht weit entfernte Havel mit dem Wannsee ein. Die Verbindung mit Berlin geschieht durch einen stündlich verkehrenden Omnibus bis zur Station Zehlendorf und von da mit der Wannseebahn bis zum Potsdamer Bahnhof, dem Verkehrszentrum von Berlin.

Der Verein hat es sich ferner zur Aufgabe gestellt, den Aufenthalt möglichst billig zu gestalten, um einer großen Zahl von Seeleuten die Aufnahme zu gestatten. Er gibt sich hierbei der Hoffnung hin, daß die Reedereien verdienten Angestellten

Mannschaftszimmer.

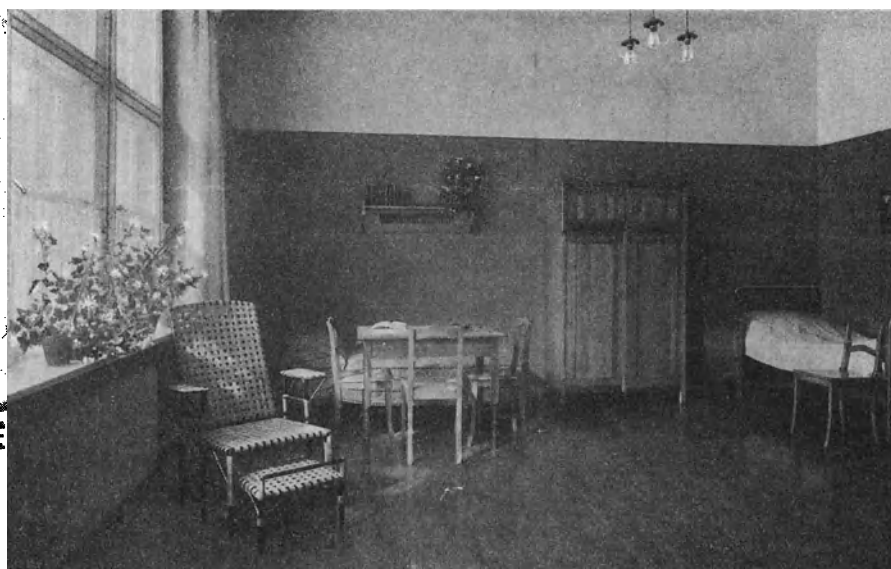


Fig. 7.

nicht nur gern Gelegenheit geben werden, sich nach überstandener Krankheit im Heim zu erholen, sondern daß sie auch die Kosten hierfür übernehmen, ebenso wie die Seeberufsgenossenschaft ihre erholungsbedürftigen Kranken nach dem Heim hoffentlich entsenden wird. Die Kaiserliche Marine hat schon jetzt eine Anzahl von Betten dauernd übernommen, auch die Kolonialverwaltung steht der Anlage freundlich gegenüber.

Die Kosten betragen für die Unterbringung einschließlich Heizung, Beleuchtung, für die Verpflegung, die reichlich vorgesehen ist, ärztliche Behandlung und Bäder 3,50 *M* täglich für Mannschaften, Unter- und Deckoffiziere. Bei Offizieren kommt noch die Bedienung hinzu; sie zahlen 4,50 *M* täglich, Offiziere vom Stabs-

offizier an aufwärts und Kapitäne der Handelsdampfer 5,50 *M.* Personen, die einer dauernden Bettruhe oder besonderer Wartung und Pflege bedürfen, sind ebenso ausgeschlossen wie Personen mit ansteckenden Krankheiten, mit entstellenden äußeren Erkrankungen, mit bösartigen Geschwüren u. dgl.

Die Anmeldung geschieht in der Regel durch den Marineteil, die vorgesetzte Behörde, die Reederei oder durch die Seeberufsgenossenschaft. Ausnahmsweise und soweit Platz vorhanden ist können auch frühere Offiziere und Offiziere des Beurlaubtenstandes der Kaiserlichen Marine und der Schutztruppen sowie Mannschaften, die in der Marine oder in den Schutztruppen gedient haben, sowie frühere Angehörige der Handelsmarine im Heim Aufnahme finden. Über die Aufnahme entscheidet der Direktor des Heims, dem die ganze Anlage unterstellt ist. Auch können unter Umständen Angehörige sowie Dienstpersonal der Kurgäste aufgenommen werden.

Hoherfreulich ist es, daß der Verein von maßgebender Stelle in hochherziger Weise gefördert wird. Seine Majestät der Kaiser hat dem Verein dadurch eine besondere Auszeichnung zuteil werden lassen, daß Allerhöchstderselbe zur Feier der Silbernen Hochzeit das Stiftungskapital anzunehmen geruhte und gestattete, daß das Heim den Namen „Kaiser Wilhelm- und Kaiserin Auguste Viktoria-Stiftung“ führen darf. Auch hat Seine Majestät für den Mannschaftspeisesaal Seine Kolossalbüste und für den Offiziersspeisesaal einen Wandfries aus der Cadiner Majolikafabrik gestiftet. Seine Königliche Hoheit Großadmiral Prinz Heinrich von Preußen hat einen namhaften Beitrag überwiesen, Seine Königliche Hoheit der Großherzog von Oldenburg hat das Heim am 19. Dezember im Anschluß an die Hauptversammlung der Schiffbautechnischen Gesellschaft mit Höchstseinem Besuche beehrt und sich in anerkennender Weise darüber geäußert.

Daß auch aus den Kreisen der Handelsreedereien lebhaftes Interesse für diese Bestrebungen vorhanden ist, geht daraus hervor, daß eine Anzahl von leitenden Herren wie der Generaldirektor der Hamburg-Amerika-Linie, Herr *B a l l i n*, der Direktor des Norddeutschen Lloyd, Herr *H e i n e k e n*, die Herren *A d o l f W o e r m a n n* - Hamburg, Direktor *D r. E c k e r* von der Hamburg-Amerika-Linie, der Vorsitzende des Nautischen Vereins Geheimer Kommerzienrat *S c h u l z e* - Oldenburg, Direktor *S c h a u s e i l* von der Seeberufsgenossenschaft, Professor *D r. S c h i l l i n g*, Direktor der Seefahrtsschule in Bremen, dem Vorstände des Vereins angehören.

Jahrbuch

der

Schiffbautechnischen Gesellschaft.

Preis jedes Bandes, in Leinwand gebunden, M. 40,—.

Aus dem Inhaltsverzeichnis der bisher erschienenen Bände:

I. Band 1900.

Die modernen Unterseeboote. Von C. Busley. — Die Anwendung der Funkentelegraphie in der Marine. Von A. Slaby. — Die Steuervorrichtungen der Seeschiffe, insbesondere der neueren großen Dampfer. Von F. L. Middendorf. — Die Entwicklung des gepanzerten Linienschiffes. Von Johs. Rudloff. — Untersuchungen über die periodischen Schwankungen in der Umdrehungsgeschwindigkeit der Wellen von Schiffsmaschinen. Von G. Bauer. — Widerstand der Schiffe und Ermittlung der Arbeitsleistung für Schiffsmaschinen. Von F. L. Middendorf. — Festigkeitsberechnungen der Schiffe. Von C. Radermacher.

II. Band 1901.

Moderne Werftanlagen und ihre voraussichtliche Entwicklung. Von Tjard Schwarz. — Elektrische Befehlsübermittlung an Bord. Von A. Raps. — Kautschuk (Gummi elasticum) im Schiffbau. Von Ed. Debes. — Graphische Methoden zur Bestimmung von statischen Gleichgewichtslagen des Schiffes im glatten Wasser. Von M. H. Bauer. — Ebene Transversalschwingungen freier stabförmiger Körper mit variablem Querschnitt und beliebiger symmetrischer Massenverteilung unter der Einwirkung periodischer Kräfte mit spezieller Berücksichtigung des Schwingungsproblems des Schiffbaues. Von L. Gumbel. — Die Entwicklung der Tieflade-Linien an Handelsdampfern. Von Rud. Rosenstiel. — Untersuchungen über Hinterschiffsformen, speziell über Wellenaustritte, ausgeführt in der Schleppversuchsstation des Norddeutschen Lloyd an Modellen des Doppelschrauben-Schnelldampfers „Kaiser Wilhelm der Große“. Von Joh. Schütte. — Vergleichsmessungen der Schiffsschwingungen auf den Kreuzern „Hansa“ und „Vineta“ der deutschen Marine. Von G. Berling. — Neuere Forschungen über Schiffswiderstand und Schiffsbetrieb. Von R. Haack. — Die Schiffs-Vermessungs-Gesetze in verschiedenen Staaten. Von A. Isakson. — Die Werftanlagen der Newport News Shipbuilding and Drydock Co. in Newport News Virginien. Von T. Chace.

III. Band 1902.

Die Entwicklung der Geschützaufstellung an Bord der Linienschiffe und die dadurch bedingte Einwirkung auf deren Form und Bauart. Von G. Brinkmann. — Elektrische Kraftübertragung an Bord. Von W. Geyer. — Über Segeljachten und ihre moderne Ausführung. Von Max Oertz. — Die Anwendung der pneumatischen Werkzeuge im Schiffbau. Von F. Kitzlerow. — Die volkswirtschaftliche Entwicklung des Schiffbaues in Deutschland und den Hauptländern. Von Dr. E. v. Halle. — Der amerikanische Schiffbau im letzten Jahrzehnt. Von Tjard Schwarz. — Kohlenübernahme auf See. Von William H. Beehler. — Der Angriffspunkt des Auftriebes. Von Hermann Haedicke.

IV. Band 1903.

Eisenindustrie und Schiffbau in Deutschland. Von E. Schrödter. — Das Material und die Werkzeuge für den Schiffbau auf der Düsseldorfer Ausstellung. Von Gotthard Sachsenberg. — Der Rheinstrom und die Entwicklung seiner Schifffahrt. Von W. Freiherr v. Rolf. — Das Drahtseil im Dienste der Schifffahrt. Von Fr. Schleifenbaum. — Einfluß der Schlingerkeile auf den Widerstand und die Rollbewegung der Schiffe in ruhigem Wasser. Von Joh. Schütte. — Die Versuchsanstalt für Wasserbau und Schifffahrt zu Berlin. Von H. Schumann. — Der Einfluß der Stegdicke auf die Tragfähigkeit eines L-Balkens. Von K. G. Meldahl. — Effektive Maschinenleistung und effektives Drehmoment und deren experimentelle Bestimmung. Von H. Föttinger. — Das Bergungswesen und die Hebung gesunkener Schiffe. Von H. Dahlström. — Der Einfluß der Elektrizität auf die Sicherheit der Schifffahrt. Von C. Schulthes. — Die deutsche Seemannssprache. Von A. Stenzel. — Moderne Werftanlagen. Von C. Stockhusen. — Das Patentwesen im Schiffbau. Von M. Mintz.

V. Band 1904.

Die Feststellung einer Tiefadelinie. Von A. Schmidt. — Die gegenwärtige unbefriedigende Vergleichs-Statistik der Handelsflotten. Von A. Isakson. — Die Quadrantdavits. Von A. Welin. — Die Gesetzgebung über die Abgaben in den Staats- und Kommunalhäfen der nordeuropäischen Länder. Von A. Sieveking. — Über Trunkdeckdampfer. Von W. Hök. — Der automatische Loggregistrier-Apparat von Hjalmar von Köhler. Von J. Drakenberg. — Über Dampfturbinen. Von A. Riedler. — Das Telephon im Seewesen. Von H. Zopke. — Neue Versuche über Oberflächenkondensation mit getrennter Kaltluft- und Warmwasserförderung. Von G. Berling. — Der Anstrich von Schiffsböden. Von A. C. Holzapfel. — Hydrodynamische Experimentaluntersuchungen. Von F. Ahlborn. — Betrachtungen über den Wert und die Bedeutung der Lohnformen. Von W. Wiesinger. — Materialspannungen in ausgeschnittenen und verdoppelten Platten. Von K. G. Meldahl. — Das Entladen von Schiffen mit Berücksichtigung ihrer zweckmäßigsten Bauart. Von J. Pohlig. — Die Liliput-Bogenlampe. Von E. Koebke. — Die elektrische Zwergwinde. Von H. Wilhelm.

VI. Band 1905.

Die Widerstandserscheinungen an schiffsförmigen Modellen. Von Fr. Ahlborn. — Die Wirkung der Schiffsschraube auf das Wasser. Von Fr. Ahlborn. — Neuere Methoden und Ziele der drahtlosen Telegraphie. Von Fr. Braun. — Die neuesten Konstruktionen und Versuchsergebnisse von Torsionsindikatoren. Von Herm. Föttinger. — Arbeitsausführung im steigenden Stundenlohn. Von A. Strache. — Ventilsteuerungen und ihre Anwendung für Schiffsmaschinen. Von W. Hartmann. — Die Anwendung der Gasmaschine im Schiffsbetriebe. Von E. Capitaine. — Der gegenwärtige Stand der Scheinwerfertechnik. Von O. Krell. — Über die Herstellung von Stahlblöcken für Schiffswellen in Hinsicht auf die Vermeidung von Brüchen. Von A. Wiecke. — Studien über submarine und Rostschutz-Farben. Von M. Ragg. — Gleiche Stromart und Spannung der elektrischen Anlagen an Bord von Schiffen. Von C. Schulthes. — Der Bau von Schwimmdocks. Von A. F. Wiking. — Schiffbautechnische Begriffe und Bezeichnungen.

VII. Band 1906.

Die Entwicklung der Schichauschen Werke zu Elbing, Danzig und Pillau. Von A. C. Th. Müller. — Die neuere Entwicklung der Mechanik und ihre Bedeutung für den Schiffbau. Von H. Lorenz. — Der Langston-Anker. Von R. Frick. — Große Schweißungen mittels Thermit im Schiffbau. Von Hans Goldschmidt. — Die vermeintlichen Gefahren elektrischer Anlagen. Von Wilh. Kübler. — Versuche mit Schiffsschrauben und deren praktische Ergebnisse. Von Rudolf Wagner. — Theorie und Berechnung der Schiffspropeller. Von H. Lorenz. — Messung der Meereswellen und ihre Bedeutung für den Schiffsbau. Von Walter Laas. — Die Erprobung von Ventilatoren und Versuche über den Luftwiderstand von Panzergrätings. Von O. Krell. — Die Bekohlung der Kriegsschiffe. Von Tjard Schwarz. — Der Leue-Apparat zum Bekohlen von Kriegsschiffen in Fahrt. Von Georg Leue. — Binnenschifffahrt und Seeschifffahrt. Von Egon Rágozcy. — Die allmähliche Entwicklung des Segelschiffes von der Römerzeit bis zur Zeit der Dampfer. Von L. Arenhold.

VIII. Band 1907.

Die Verwendung der Parsons-Turbine als Schiffsmaschine. Von Walter Boveri. — Magnetische Erscheinungen an Bord. Von Dr. Ing. G. Arldt. — Die Ausrüstung und Verwendung von Kabeldampfern. Von Otto Weiß. — Die Dampfüberhitzung und ihre Verwendung im Schiffsbetriebe. Von Dr. Ing. G. Mehliß. — Entwicklung und Zukunft der großen Segelschiffe. Von W. Laas. — Ein neuer Lot-Apparat. Von Eilt Jacobs. — Über Schleppversuche mit Kanalkahnmodellen in unbegrenztem Wasser und in drei verschiedenen Kanalprofilen, ausgeführt in der Uebigauer Versuchsanstalt. Von H. Engels und Fr. Gebers. — „Die Weser“, das erste deutsche Dampfschiff und seine Erbauer. Von Hermann Raschen. — Die Stettiner Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft Vulcan, Stettin-Bredow. Von Johs. Lange.

IX. Band 1908.

Entstehung, Bau und Bedeutung der Mannheimer Hafenanlagen. Von A. Eisenlohr. — Seeschifffahrt, Binnenschifffahrt und Schiffbau in Rußland mit besonderer Berücksichtigung auf die Beziehungen zu Deutschland. Von E. Rágoczy. — Die einheitliche Behandlung der Schiffsberechnungen zur Vereinfachung der Konstruktion. Von H. G. Hausmar. — Das autogene Schweißen und autogene Schneiden mit Wasserstoff und Sauerstoff. Von E. Wiß. — Schnellaufende Motorboote. Von M. H. Bauer. — Elektrisch angetriebene Propeller. Von K. Schulthes. — Eine neue Modell-Schleppmethode. Von H. Wellenkamp. — „Navigator“, Registrier-Apparat für Maschinen- und Rudermanöver auf Dampfschiffen. Von Fr. Gloystein. — Hydraulische Rücklaufbremsen. Von O. Krell jr. — Fortschritte in der drahtlosen Telephonie. Von Graf von Arco. — Beitrag zur Entwicklung der Wirkungsweise der Schiffsschrauben. Von O. Flamm. — Das Kentern der Schiffe beim Zuwasserlassen. Von L. Benjamin. — Die Universal-Bohr- und Nietendicht-Maschine mit elektromotorischem Antrieb und elektromagnetischer Anhaftung. Von E. Burckhardt. — Papin und die Erfindung des Dampfschiffes. Von E. Gerland. — Weitere Schleppversuche mit Kahnmodellen in Kanalprofilen, ausgeführt in der Uebigauer Versuchsanstalt. Von H. Engels und Fr. Gebers.

X. Band 1909.

Der Schiffskreisel. Von Otto Schlick. — Über Borsigketten und Kenterschäkel. Von Max Krause. — Neuere Lichtpausapparate. Von Hans Schmidt. — Die Oberflächen-Kondensationen der Dampfturbinen insbesondere für Schiffe. Von E. Josse. — Schiffbau und Schifffahrt auf den großen Seen in Nordamerika. Von Wilhelm Renner. — Über moderne Turbinenanlagen für Kriegsschiffe. Von G. Bauer. — Der Kreisel als Richtungsweiser auf der Erde mit besonderer Berücksichtigung seiner Verwendbarkeit auf Schiffen. Von Dr. Anschütz-Kaempfe. — Die Widerstandsvorgänge im Wasser an Platten und Schiffskörpern. Die Entstehung der Wellen. Von Fr. Ahlborn. — Technische und sonstige Gesichtspunkte für die Aufstellung der Rettungsboote auf modernen Dampfern. Von Axel Welin. — Transporttechnische Gesichtspunkte bei Hellingen. Von C. Michenfelder. — Lohnarbitrageverträge im Schiffbau. Von Dr. Franz Hochstetter. — Nachtrag zu dem Vortrag „Der Schiffskreisel“. Von Otto Schlick. — Mathematischer Anhang zu dem Vortrag von Dr. Anschütz-Kaempfe über „Der Kreisel als Richtungsweiser auf der Erde mit besonderer Berücksichtigung seiner Verwendbarkeit auf Schiffen“. Von Dipl. Ing. Max Schuler. — Die Fabriken der Siemens & Halske A.-G. und der Siemens-Schuckert-Werke G. m. b. H. am Nonnendamm bei Berlin.

XI. Band 1910.

Die Gleichstromdampfmaschine. Von J. Stumpf. — Eine neue Lösung des Schiffsturbinenproblems. Von H. Föttinger. — Schwere Werftkrane für die Schiffsausrüstung. Von C. Michenfelder. — Fabrikorganisation mit spezieller Berücksichtigung der Anforderungen der Werftbetriebe. Von L. Gumbel. — Über Schiffsgasmaschinen. Von Fr. Romberg. — Über Rudermomentmessungen und Drehkreisbestimmungen von Schiffen. Von Tjard Schwarz. — Neue Propellerversuche. Von Fr. Gebers. — Beiträge zur Theorie der Schiffsschraube. Von A. Pröll. — Besichtigung der Deutschen Bank in Berlin.

Preis jedes Bandes, in Leinwand gebunden, M. 40,—.

Verlag von Julius Springer in Berlin.

Johows Hilfsbuch für den Schiffbau.

Dritte, neubearbeitete und ergänzte Auflage

herausgegeben von

Eduard Krieger,

Geheimem Marine-Baurat.

Mit 450 Textfiguren, einer Schiffsliste, 8 Kurventafeln und 5 Zeichnungen.
In Leinwand gebunden Preis M. 24,—.

Berechnen und Entwerfen der Schiffskessel unter besonderer Berücksichtigung der Feuerrohr-Schiffskessel.

Ein Lehr- und Handbuch für Studierende, Konstrukteure und Überwachungsbeamte,
Schiffsingenieure und Seemaschinisten.

In Gemeinschaft mit

Dipl.-Ing. **Hugo Buchholz,**

Geschäftsführer des Verbandes technischer Schiffsoffiziere,

herausgegeben von

Prof. **Hans Dieckhoff,**

Technischer Direktor der Woermann-Linie und der Deutschen Ost-Afrika-Linie,
vormem etatsmäßiger Professor an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin.

Mit 96 Textabbildungen und 18 Tafeln.

In Leinwand gebunden Preis M. 12,—.

Bemastung und Takelung der Schiffe.

Von

F. L. Middendorf,

Direktor des Germanischen Lloyd.

Mit 172 Figuren, 1 Titelbild und 2 Tafeln.

In Leinwand gebunden Preis M. 30,—.

Die großen Segelschiffe.

Ihre Entwicklung und Zukunft.

Von

W. Laas,

Professor an der Königlichen Technischen Hochschule zu Berlin.

Mit 77 Figuren im Text und auf Tafeln, sowie 30 Seiten Schiffslisten.

Preis M. 6,—; in Leinwand gebunden M. 8,—.

Ausführliche Prospekte stehen zur Verfügung.